



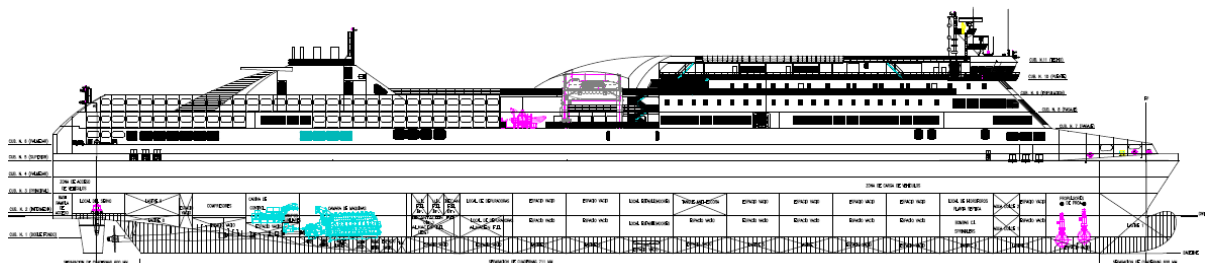
**UNIVERSIDAD DE LA CORUÑA**  
**ESCUELA POLITECNICA SUPERIOR**  
**GRADO EN ARQUITECTURA NAVAL**

**TRABAJO FIN DE GRADO N°: 14-105**  
**ALUMNA: MARÍA DE LA LUZ MURAS CASAS**

**RO – RO 1000 PAX.**

**CUADERNO N°:6**

**PREDICCIÓN DE POTENCIA, DISEÑO DE PROPULSORES Y TIMONES**



**GRADO EN ARQUITECTURA NAVAL**  
**TRABAJO FIN DE GRADO**

*CURSO 2.013-2014*

**PROYECTO NÚMERO 14-105**

**TIPO DE BUQUE :** RO-RO 1000 PAX.

**CLASIFICACIÓN , COTA Y REGLAMENTOS DE APLICACIÓN :** DNV, IMO, SOLAS, MARPOL, Convenio Internacional de Líneas de Carga 1966

**CARACTERÍSTICAS DE LA CARGA:** 950 pasajeros; 5 cubiertas de carga para 250 turismos

**VELOCIDAD Y AUTONOMÍA :** velocidad en prueba al 85% MCR, 22 nudos; autonomía a velocidad de prueba 2500 millas.

**SISTEMAS Y EQUIPOS DE CARGA / DESCARGA :** dos puertas en zona de popa; rampa móvil entre cubiertas de carga.

**PROPULSIÓN :** 2 Motores diesel eléctrica acoplados a hélices de paso variable

**TRIPULACIÓN Y PASAJE :** 50 tripulantes más 950 pasajeros

**OTROS EQUIPOS E INSTALACIONES :** hélices de maniobra en proa.

Ferrol, Septiembre de 2.013.

ALUMNO: D<sup>a</sup> María de la Luz Muras Casas.

## ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN. (Pág.: 2).
2. VALORACIONES PREVIAS. (Pág.:3 ).
3. PREDICCIÓN DE POTENCIA. (Pág.:6 ).
4. CÁLCULO DE LA POTENCIA NECESARIA DEL MOTOR PROPULSOR. (Pág.: 8).
5. DISEÑO DEL PROPULSOR. (Pág.: 13).
6. PROPULSORES TRANSVERSALES. (Pág.: 17).
7. DISEÑO DEL TIMON. (Pág.:20 ).
8. ANEXO. (Pág.:35 ):

PLANO PROPULSOR

PLANO TIMON

RESULTADOS NAVCAD

MOTOR PROPULSOR

PROPULSORES TRANVERSALES

## 1.- INTRODUCCIÓN:

Partiendo de las dimensiones calculadas en el Cuaderno III:

<b>Lt</b>	<b>180,28 m.</b>
<b>Lpp</b>	<b>167,22 m.</b>
<b>B</b>	<b>28,2 m.</b>
<b>D</b>	<b>9,53 m.</b>
<b>T</b>	<b>6,09 m.</b>
<b>Cb</b>	<b>0,539</b>
<b>Cm</b>	<b>0,982</b>
<b>Cp</b>	<b>0,549</b>
<b><math>\Delta</math></b>	<b>17178,00 ton.</b>
<b>V</b>	<b>22 nudos</b>
<b>BHP (KW)</b>	<b>15224,4</b>
<b>N° pasajeros</b>	<b>950</b>
<b>N° tripulantes</b>	<b>50</b>

Partiendo de estos datos, se procede a realizar la predicción de potencia, diseño de propulsores y timones.

## 2.- VALORACIONES PREVIAS:

### NÚMERO DE LÍNEAS DE EJES:

Habitualmente este tipo de buques tiene dos líneas de ejes; esto es debido a:

#### ✚ Requisitos de maniobrabilidad:

- La existencia de dos helices/lineas de ejes permite por ejemplo, que mientras una gira dando empuje avante la otra gire cuando, resultando mucho más fácil maniobrar el barco sin necesidad de actuar sobre los timones, esto es fundamental en un buque ferry de este tipo, que está continuamente entrando y saliendo de puerto y donde las maniobras de atraque y desatraque deben ser lo más rápidas posibles para acortar los periodos de estancia.

#### ✚ Seguridad en caso de avería.

- En caso de que uno de los motores se averiase, el buque podría llegar a puerto con un solo motor.

#### ✚ Calado.

- El calado condiciona el diámetro máximo de la hélice y ésta la capacidad de absorción de potencia. Aunque fuese posible absorber toda la potencia con una sola hélice más pequeña que girase a más RPM, la pérdida de rendimiento propulsivo hace aconsejable instalar dos hélices.

#### ✚ Necesidades de potencia y motores disponibles.

- En estos buques la altura de la cámara de máquinas (situada bajo la cubierta de carga rodada) condiciona el tamaño de los motores propulsores, de tal forma que para una potencia dada, puede ser necesario repartir esta en dos motores de menor tamaño semirrápidos, accionando cada uno de ellos una hélice.

Por todo lo anterior se disponen dos líneas de ejes, solución que por otra parte es la configuración más común en este tipo de buques.

## 2.- VALORACIONES PREVIAS:

### DIÁMETRO PROPULSOR. NÚMEROS DE PALAS:

Cuanto menor sea el número de palas mayor será el rendimiento propulsivo. Pero a su vez las palas se sobrecargaría y aumentaría la cavitación. Por ello lo más habitual es que el número de palas en estos buques sea de 4.

El diámetro máximo del propulsor viene condicionado por los huelgos necesarios en la zona del codaste. Puesto que el rendimiento es mayor cuanto mayor es el diámetro del propulsor se intentará colocar éste lo mas a popa posible respetando los huelgos mínimos entre la hélice y la pala del timón.

Las reglas de DNV respecto a los huelgos en el propulsor son las siguientes:

✚ Clara mínima entre la punta de la pala y la parte alta del codaste:

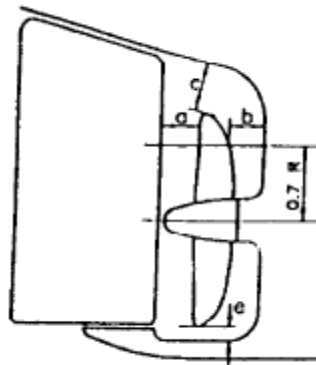
$$\bullet \quad c > (0,3 - 0,01Z)D$$

✚ Distancia mínima entre la hélice y el timón (a 0.7R):

$$\bullet \quad a > 2(A_E/A_O)D/Z$$

✚ Distancia mínima entre la hélice y los arbotantes (a 0.7R):

$$\bullet \quad b > (0,35 - 0,02Z)D$$



✚ Siendo:

- Z: número de palas del propulsor = 4
- D: diámetro del propulsor
- $A_E/A_O$ : relación Área desarrollada / Área del disco

## 2.- VALORACIONES PREVIAS:

### DIÁMETRO PROPULSOR. NÚMEROS DE PALAS:

- ✚ La relación  $A_E/A_O$  será desconocida hasta que se haya diseñado la hélice.
- ✚ La clara “e” se determinará evitando que los extremos de las palas toquen el fondo del dique en caso de varada. Se tomará un valor de  $0,02 \times D$ .
- ✚ Conocidos los valores mínimos de las claras se puede obtener el diámetro máximo del propulsor (siendo  $Z=4$  palas)

- $c > (0,3-0,01Z)D$  ;  $c > 0,26 D$
- $e > 0.02 D$
- Colocando el eje vertical del propulsor a una distancia de 2846.52 mm desde la Ppp se garantiza un espacio vertical disponible de 5177.85 mm .Conocidos los valores mínimos de las claras y el hueco total disponible, el diámetro máximo del propulsor será:

- $5177.85 = D_{\max} + 0.26D_{\max} + 0.02D_{\max} = 1.28 D_{\max}$
- **$D = 4.05 \text{ m}$**

- ✚ **El problema radica en que en la condición con menor calado (5.24 m) la hélice si iría sumergida.**

- ✚ La altura de la línea de ejes será:

- $h_{\text{línea ejes}} = 0,02 \times D + D/2 = 0,52 \times D = 2.11 \text{ m}$

### 3.- PREDICCIÓN DE POTENCIA:

Con los valores previos calculados anteriormente para el propulsor, ya podemos hacer una primera estimación de la potencia requerida. El cálculo de esta se realiza por medio del programa informático NAVCAD, se empleara el método de Holtrop de 1984.

Buscamos en una primera aproximación, el valor de la potencia en el eje (SHP) que nos ayudará a determinar “aguas arriba” la potencia del motor propulsor, valor a su vez necesario para el diseño de la hélice.

Los valores de entrada empleados son los siguientes:

<b>Lt</b>	<b>180,28 m.</b>
<b>Lpp</b>	<b>167,22 m.</b>
<b>B</b>	<b>28,2 m.</b>
<b>D</b>	<b>9,53 m.</b>
<b>T</b>	<b>6,09 m.</b>
<b>Cb</b>	<b>0,539</b>
<b>Cm</b>	<b>0,982</b>
<b>Cp</b>	<b>0,549</b>
<b>Δ</b>	<b>17178,00 ton.</b>
<b>V</b>	<b>22 nudos</b>
<b>N° pasajeros</b>	<b>950</b>
<b>N° tripulantes</b>	<b>50</b>

❖ Eslora de flotación:

$$\circ L_{WL} = 1.01 L_{pp} = 168.89 \text{ m.}$$

❖ Desplazamiento en la flotación:

$$\circ \Delta_{WL} = C_{WP} L_{WL} B T 1.025 = 20573.12 \text{ ton.}$$

$$\blacksquare C_{WP} = \frac{1+2 C_b}{3} = 0.692$$

❖ Área del bulbo y altura del bulbo:

$$\circ A_{bulbo} = 0.08 C_m B T = 13.49 \text{ m}^2.$$

$$\circ H_{bulbo} = \frac{T}{3} = 2.03 \text{ m.}$$

❖ Altura sobre la quilla:

$$\circ H_{LB} = \frac{D_{propulsor}}{2} + 0.02 = 2.04 \text{ m.}$$



### 3.- PREDICCIÓN DE POTENCIA:

Con los datos anteriores los resultados obtenidos han sido:

✚ Resistencia Total = 910.43 KN. = 92806.32 kg

✚ Potencia en el eje (SHP) = 15224 KW.

✚ Revoluciones optimas = 142 rpm

✚ Coeficiente de estela = 0.11

El diseño de la hélice depende de la potencia al freno del motor, por tanto previamente es necesario seleccionar el motor, para ello se parte de la curva de funcionamiento (SHP – rpm) de la hélice.

#### 4.- CALCULO DE LA POTENCIA NECESARIA DEL MOTOR PROPULSOR:

##### CURVAS DE LA HELICE:

Habitualmente estos buques llevan hélices de paso variable, de forma que se considerará que este tipo de hélices serán las que lleve el buque. Las curvas representativas del funcionamiento de las hélices pueden ser obtenidas a velocidad de giro constante, para distintos pasos de la hélice o como una combinación de ambas. Los cálculos se harán suponiendo que la hélice funciona a velocidad de giro constante. Por lo tanto:

- La curva de la hélice será una recta vertical que corta al eje de abscisas en el pto. correspondiente a las rpm óptimas, de forma que el motor al que se encuentra conectada la hélice a través del reductor podrá funcionar siempre en el punto óptimo, con un consumo mínimo de combustible. Con una velocidad de giro uniforme en cualquier estado de mar se asegura que el alternador de cola produce siempre corriente eléctrica a frecuencia constante.
- Si se considera una ligereza del 3 % correspondiente a casco sucio y mala mar, en estas condiciones se produce un aumento de la fuerza resistente que da lugar a un aumento en el par de giro. Para mantener la potencia propulsiva constante, el aumento de par ha de hacerse a costa de una disminución de la velocidad de giro.
  - $142 \text{ rpm} - 3\% (142 \text{ rpm}) = 138 \text{ rpm}$

#### 4.- CALCULO DE LA POTENCIA NECESARIA DEL MOTOR PROPULSOR:

##### CURVAS DE FUNCIONAMIENTO HÉLICE - MOTOR:

La relación de reducción en el reductor no se puede conocer ya que depende del motor seleccionado. Como las RPM de la hélice ( $n_h$ ) y del motor ( $n_{motor}$ ) al que esta acoplada tienen una relación constante fijada por el reductor, las curvas de la hélice y las del diagrama de carga del motor se pueden trazar en la misma escala.

- Por el momento se considerará una relación de reducción de 3.72: 1 y de ser necesario se establecerá una nueva relación de reducción más adelante.

- $n_{motor} = red \times n_h = 3.724 \cdot 138 = 514 \text{ rpm}$

- Como la potencia total calculada por el programa (15224 KW) ha de repartirse entre dos líneas de ejes, la potencia que llega a cada hélice será:

- $SHP = SHP/2 = 15224/2 = 7612 \text{ KW}$

- La potencia al eje es:

- $SHP = \eta_k \times BHP$

- $\eta_k$ : es el rendimiento mecánico del reductor y la línea de ejes, que incluye las pérdidas en los engranajes del reductor y en las chumaceras de apoyo y empuje. Un valor habitual de rendimiento mecánico es 0,96.

- $Nb = BHP = SHP / 0,96 = 7929.16 \text{ HP}$

**4.- CALCULO DE LA POTENCIA NECESARIA DEL MOTOR PROPULSOR:****CALCULO DE LOS PUNTOS DE FUNCIONAMIENTO:**

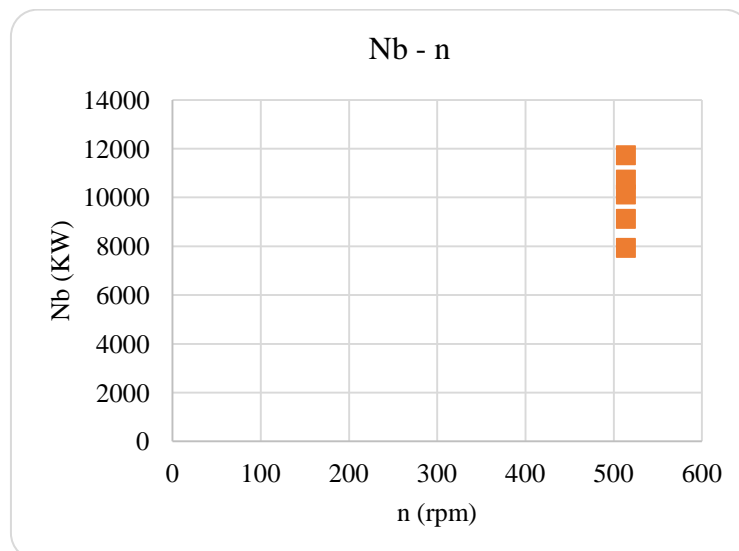
- Sobre la recta de funcionamiento a rpm ctes establecemos el *Punto de diseño de la hélice PD*, correspondiente a las RPM optimas (138.0 rpm) y a los BHP del motor correspondientes:
  - $PD = 7929.16 \text{ KW}$
- Aplicamos el margen de mar del 15 % haciendo:
  - $PS = 1,15 \times PD = 9118.53 \text{ KW}$
- PS: *Potencia en servicio continuo para propulsión*, es decir la potencia a la que funcionaría normalmente el motor si no existiera el alternador de cola. Aplicando el margen del motor del 85 % fijado en los RPA sobre dicha recta obtenemos el punto PM:
  - $PM = PS / 0,85 = 10727.68 \text{ KW}$
- PM: *Potencia máxima requerida para propulsión*. Teniendo en cuenta la existencia del alternador de cola, la potencia requerida para su accionamiento se debe añadir a la necesaria para propulsión. En el cuaderno 11 se establecerá un alternador de cola, como dicho cuaderno no es objeto de este proyecto se establecerá que la potencia necesaria para su accionamiento es de 900 KW.
  - Por lo tanto:
  - $S = PS + 1000 = 10118.53 \text{ KW}$
- S: *Potencia en servicio continuo requerida al motor*, es decir la potencia a la que funcionará normalmente el motor (85% de MCR) con el alternador de cola acoplado.
  - $M = PM + 1000 = 11727.68 \text{ KW}$
- M: la *Potencia máxima requerida al motor* (potencia max. especificada) con el alternador de cola acoplado.

#### 4.- CALCULO DE LA POTENCIA NECESARIA DEL MOTOR PROPULSOR:

##### CALCULO DE LOS PUNTOS DE FUNCIONAMIENTO:

A continuación se muestran a modo de resumen los puntos anteriores y su situación sobre la recta de rpm ctes:

	n (rpm)	Nb (KW)
PD	514	7929,16
PS	514	9118,53
PM	514	10727,68
S	514	10118,53
M	514	11727,68



El punto M calculado anteriormente coincide con el pto O, que es el Punto óptimo, es decir el punto para el cual el fabricante del motor regula el turbosoplante, bomba de inyección, tiempos de apertura y cierre de las válvulas etc. de nuestro motor para conseguir un funcionamiento óptimo.

En la practica el motor elegido deberá tener como mínimo la MCR (Potencia Máxima Continua) “de catalogo” igual a la del punto M, como no suele darse la casualidad de que existan en los catálogos de los fabricantes motores que nos den exactamente la potencia M elegiremos uno que nos dé la potencia más próxima posible a este punto pero superior.

Una vez elegido el motor, se tomará como potencia correspondiente a S el 85 % de la potencia MCR “de catalogo” del motor, es decir, no se considerará como punto de funcionamiento continuo el punto óptimo O. Como todos los motores vienen preparados para ofrecer un consumo mínimo al 85 % de la MCR, obligando al motor a funcionar en el pto O nos podemos encontrar con consumos superiores.

#### **4.- CALCULO DE LA POTENCIA NECESARIA DEL MOTOR PROPULSOR:**

##### **SELECCIÓN DEL MOTOR PROPULSOR:**

Con los datos obtenidos anteriormente estamos en condiciones de seleccionar el motor propulsor. Tenemos que seleccionar el motor propulsor entre una serie de ellos cuya MCR sea lo mas parecida posible (pero superior) al valor de M (potencia máxima continua especificada). Nuestros requisitos mínimos son para cada motor (pto M):

- 11727.68 KW.
- 514 rpm.

Aunque el valor de las rpm puede adaptarse cambiando el reductor como se ha dicho anteriormente. El modelo seleccionado ha sido el MAN 12V51/60 DF con una potencia de 12000 KW a 514 rpm.

## 5.- DISEÑO DEL PROPULSOR:

### INTRODUCCIÓN:

Como exigen los RPA, el buque va equipado con hélices de paso variable.

- Las principales ventajas de este tipo de propulsor son:
  - Aumenta la maniobrabilidad del barco. La existencia de 2 hélices permite que mientras una hélice gira dando un empuje positivo la otra gire dando un empuje negativo, siendo más fácil maniobrar el barco únicamente actuando sobre el paso de los propulsores.
  - Permite optimizar el punto de funcionamiento de la hélice, no solo para la velocidad de proyecto, sino para cualquier otro valor. Para cada velocidad se puede calcular el valor del paso que maximiza el rendimiento propulsivo total y hace mínima la potencia requerida. Esto se traduce en un ahorro de combustible.
  - Permite ajustar el empuje para compensar el efecto de una corriente en la maniobra de aproximación a un muelle.
  - Se puede controlar las maniobras de manera continua, sin necesidad de repetidor de ordenes e intervención de elemento humano intermedio.
  - Permite ciar sin tener que cambiar el sentido de giro del motor, pudiendo efectuarse el cambio sin fuertes sacudidas que perjudican al motor.
  - Se puede sustituir, en caso de avería de una sola pala, ésta y no todo el propulsor, y esto incluso se puede realizar a flote.

La hélice de paso controlable puede mantener constantes las rpm de giro del motor principal, absorbiendo las eventuales variaciones de carga que puedan pre-sentarse durante su funcionamiento (debido al estado del mar, corrientes, viento, variaciones de calado etc), modificando adecuadamente el paso para mantener constante la velocidad de giro. Esto permite la instalación de un alternador de cola que al mantener constante la velocidad de giro produce corriente eléctrica a frecuencia constante, condición imprescindible para su correcto funcionamiento.

Como desventaja se puede señalar que se trata de hélices que requieren una inversión inicial mayor, sin embargo esta inversión se ve compensada por una disminución en los costes de explotación motivada por un funcionamiento más racional del motor en todas las condiciones y por la eliminación de los costes de los sistemas de reversibilidad de motores, acoplamientos hidráulicos etc. En segundo lugar son unas hélices considerablemente más complejas con un mecanismo hidráulico en el interior del núcleo de la hélice así como una unidad de bomba para el servo de las palas y los sistemas electrónicos de control.

## 5.- DISEÑO DEL PROPULSOR:

### ACHA:

Para el diseño del propulsor se emplea el programa ACHA :

- A la hora de calcular la potencia que llega a la hélice se han considerado las condiciones normales de funcionamiento del motor, es decir al 85 % de la MCR y descontando la potencia necesaria para accionamiento del alternador de cola (que se utilizará en navegación) y las pérdidas en el reductor y en la línea de ejes. Se supondrá que en condiciones normales de navegación los alternadores de cola se emplearán al 50 % de su capacidad máxima, por lo tanto para su accionamiento se emplearán 500 KW. La potencia por eje a considerar para el cálculo es de:

$$\blacksquare ((12000 \times 0,85) - 500) \times 0,96 = 9312 \text{ KW} = 12482.57 \text{ HP.}$$

Datos del Buque	Datos Sistema Propulsivo	Datos de Helice
Proyecto <input type="text" value="RO RO 1000 PAX"/>	Potencia por eje (HP) <input type="text" value="12482.57"/>	Condicion de ajuste (%) <input type="text" value="100"/>
Tipo <input type="text" value="RO RO 1000 PAX"/>	Revoluciones (rpm) <input type="text" value="514"/>	Potencia (%) <input type="text" value="100"/>
Eslora entre perpendiculares (m) <input type="text" value="167.22"/>	Numero de ejes <input type="text" value="2"/>	Rpm (%) <input type="text" value="100"/>
Manga (m) <input type="text" value="28.2"/>	<input checked="" type="radio"/> Revoluciones Optimas	Coefficiente de estela <input type="text" value="0.11"/>
Calado medio (m) <input type="text" value="6.09"/>	<input type="radio"/> Directamente acoplado (D optimo)	Numero de palas <input type="text" value="4"/>
Asiento (m) <input type="text" value="0"/>	<input type="radio"/> Relacion de reduccion (D optimo)	Diametro maximo (m) <input type="text" value="4.05"/>
Desplazamiento (Tm) <input type="text" value="17178"/>	Relacion de reduccion <input type="text" value="0"/>	Lanzamiento (grados) <input type="text" value="16"/>
Altura del eje a LA (m) <input type="text" value="3.98"/>		Material <input type="text" value="Bronce Mn"/>
Velocidad de proyecto (nudos) <input type="text" value="22"/>		
<input type="button" value="Calculo"/> <input type="button" value="Registrar"/> <input type="button" value="Menu"/>		

Datos proyecto	Resultados propulsor
Potencia de proyecto (Hp) <input type="text" value="12482.5703125"/>	Diametro (m) <input type="text" value="4.050"/>
Rpm de proyecto <input type="text" value="514"/>	Revoluciones (rpm) <input type="text" value="185.8"/>
Velocidad de proyecto (Nudos) <input type="text" value="22"/>	Relacion H/D <input type="text" value="1.163"/>
Coefficiente de estela efectiva <input type="text" value="0.11"/>	Relacion A/D <input type="text" value="0.898"/>
Numero de palas <input type="text" value="4"/>	Empuje (Tm) <input type="text" value="56416"/>
Diametro maximo (m) <input type="text" value="4.05"/>	Rendimiento <input type="text" value="0.646"/>
Lanzamiento (grados) <input type="text" value="16.0"/>	
<input type="button" value="Trazado"/> <input type="button" value="Grafico pantalla"/> <input type="button" value="Informe"/> <input type="button" value="Menu"/>	



**5.- DISEÑO DEL PROPULSOR:**

# **RESULTADOS ACHA**

r/R  
(mm.)  
1974

PROYECCION LATERAL

.975

PROYECCION FRONTAL

CONTORNO EXPANDIDO

LEY DE PASOS

H/D  
1.162

r/R  
1

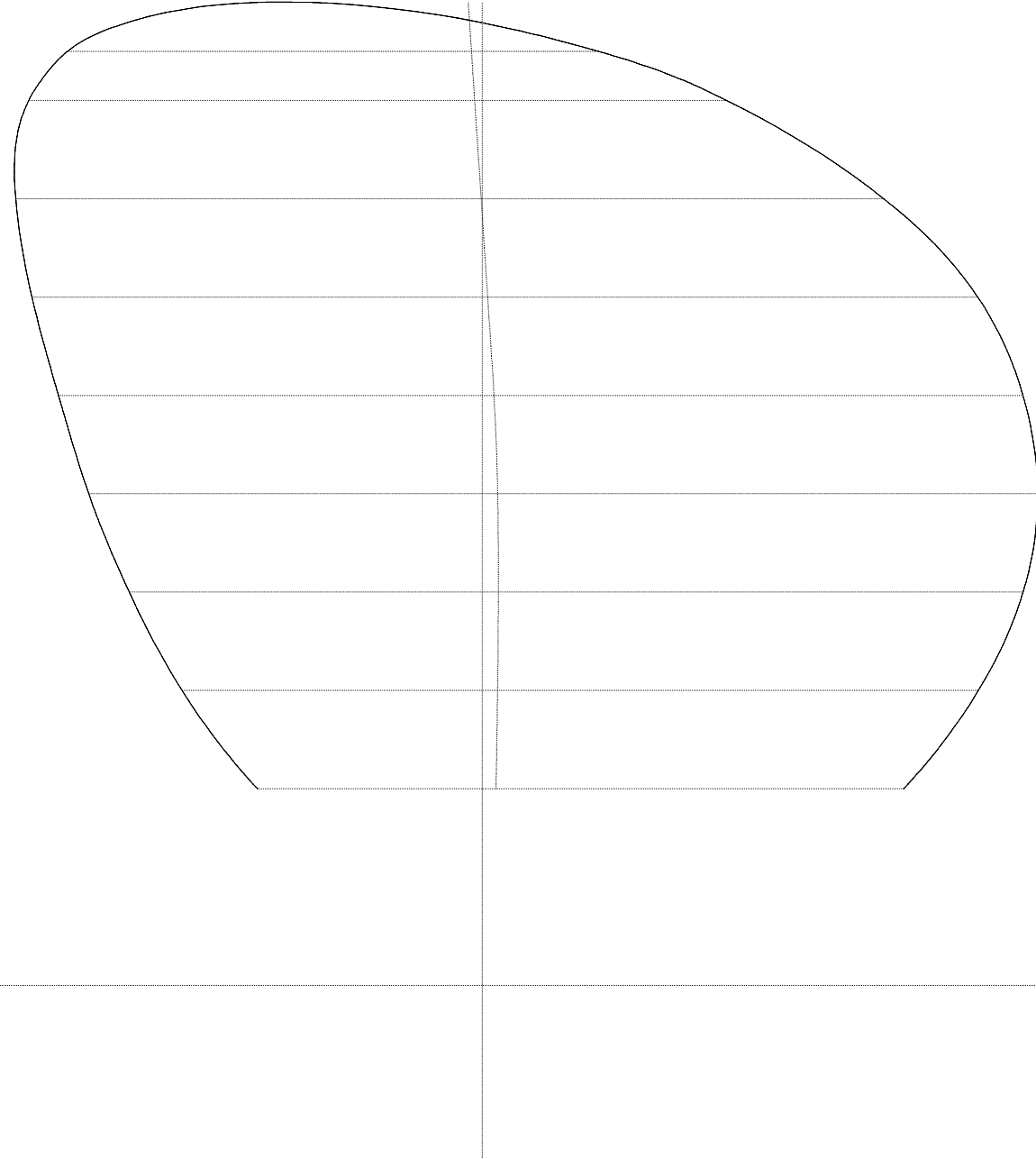
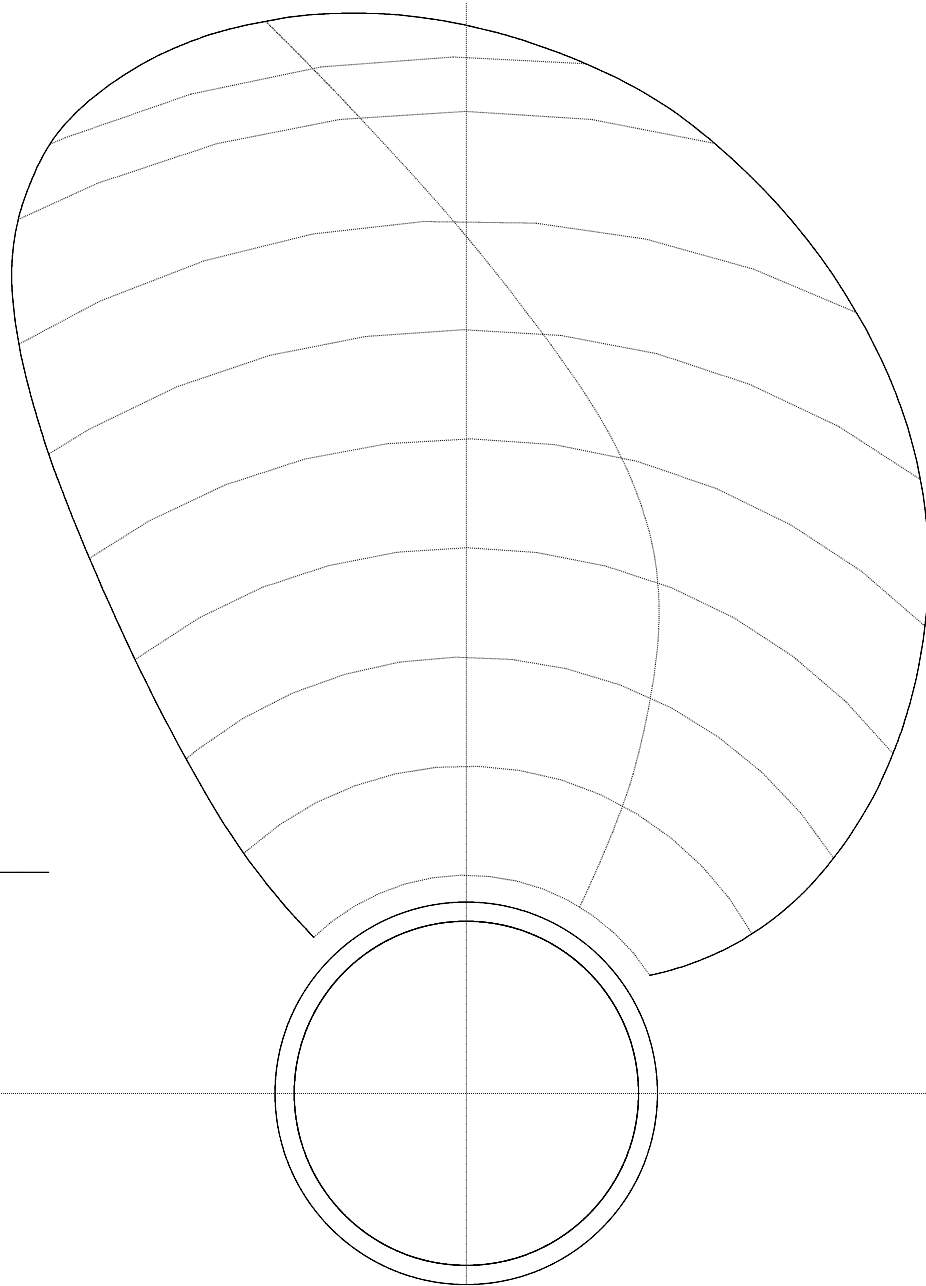
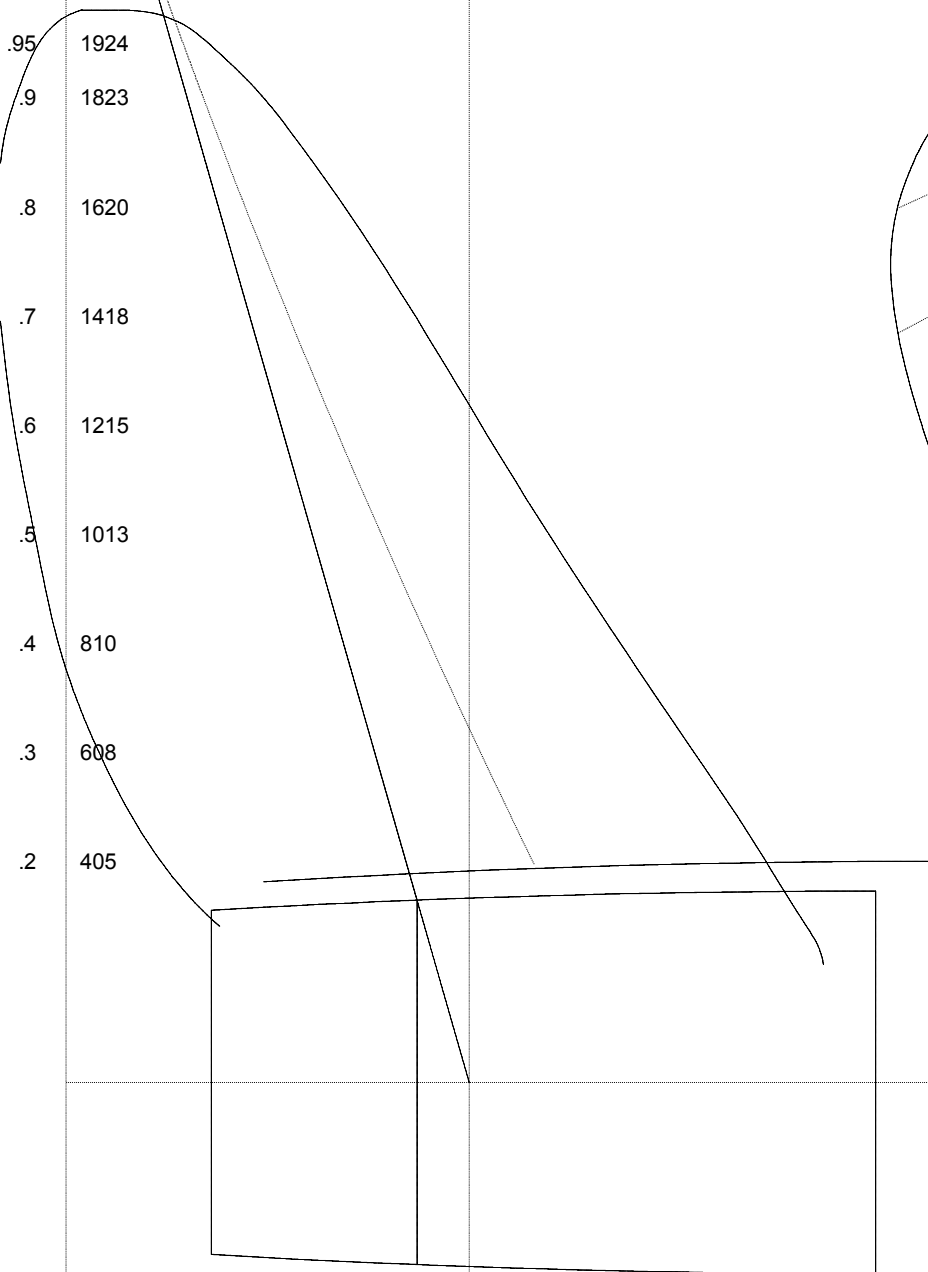
PROYECCION LATERAL

PROYECCION FRONTAL

CONTORNO EXPANDIDO

LEY DE PASOS

H/D  
1.162



H/D  
1.162  
1.162  
1.162  
1.162  
1.162  
1.162  
1.153  
1.106  
1.03  
.955

PROYECTO DE HELICES POR SERIES SISTEMATICAS - Proyecto: RO RO 1000 PAX  
 =====

DATOS  
 -----

Tipo de Buque : RO RO 1000 PAX  
 Eslora entre perpendiculares = 167.22 m.  
 Manga de trazado = 28.2 m.  
 Calado medio = 6.09 m.  
 Asiento = 0 m.  
 Desplazamiento = 17178 t.  
 Altura eje de cola s/l;nea base = 3.98 m.  
 Numero de ejes = 2  
 Potencia por eje = 12482.57 CV.  
 Revoluciones de giro = 514 rpm.  
 Relaci3n de reducci3n = 0 :1 - rpm 3ptimas  
 Potencia de proyecto = 12482.5703125 CV.  
 Velocidad de proyecto = 22 nudos  
 Coeficiente de estela efectiva = 0.11  
 Numero de palas = 4  
 Diametro m ximo = 4.05 m.  
 Lanzamiento = 16.0 grados  
 Material : Bronce-Mn

RESULTADOS  
 -----

\*\*\* C lculo : RPM OPTIMAS \*\*\*

Nfmero de palas = 4  
 Diametro = 4.050 m.  
 Revoluciones de giro = 185 rpm.  
 Relaci3n de reducci3n 3ptima = 2.76599 :1  
 Relaci3n Paso/Diametro H/D = 1.163  
 Relaci3n de areas A0/D = 0.898  
 Empuje = 56416 Kg.  
 Rendimiento de la helice = 0.646

PROYECTO DE HELICES POR SERIES SISTEMATICAS - Proyecto: RO RO 1000 PAX  
=====

RESULTADOS DEL CALCULO DE ESPESORES  
=====

r/R	r (mm.)	long (mm.)	esp (mm.)	H/D
0.200	405	1331	236	0.955
0.250	506	1502	216	0.993
0.300	607	1641	197	1.031
0.400	810	1842	161	1.106
0.500	1012	1955	128	1.153
0.600	1215	1987	99	1.163
0.700	1417	1949	73	1.163
0.800	1620	1788	50	1.163
0.900	1822	1438	30	1.163
0.925	1873	1294	26	1.163
0.950	1923	1093	21	1.163
0.975	1974	795	17	1.163
1.000	2025	0	14	1.163

Peso de las 4 palas = 7118.0 Kg.  
GD2 de las 4 palas = 29838.1 Kg.m2

PROYECTO DE HELICES POR SERIES SISTEMATICAS - Proyecto: RO RO 1000 PAX  
=====DATOS  
-----

Tipo de Buque : RO RO 1000 PAX  
Eslora entre perpendiculares = 167.22 m.  
Manga de trazado = 28.2 m.  
Calado medio = 6.09 m.  
Asiento = 0 m.  
Desplazamiento = 17178 t.  
Altura eje de cola s/l;nea base = 3.98 m.  
Numero de ejes = 2  
Potencia por eje = 12482.57 CV.  
Revoluciones de giro = 514 rpm.  
Relaci3n de reducci3n = 0 :1 - rpm 3ptimas  
Potencia de proyecto = 12482.5703125 CV.  
Velocidad de proyecto = 22 nudos  
Coeficiente de estela efectiva = 0.11  
Numero de palas = 4  
Diametro m ximo = 4.05 m.  
Lanzamiento = 16.0 grados  
Material : Bronce-Mn

RESULTADOS  
-----

\*\*\* C lculo : RPM OPTIMAS \*\*\*

N3mero de palas = 4  
Diametro = 4.050 m.  
Revoluciones de giro = 185 rpm.  
Relaci3n de reducci3n 3ptima = 2.76599 :1  
Relaci3n Paso/Diametro H/D = 1.163  
Relaci3n de areas A0/D = 0.898  
  
Empuje = 56416 Kg.  
Rendimiento de la helice = 0.646

PROYECTO DE HELICES POR SERIES SISTEMATICAS - Proyecto: RO RO 1000 PAX

=====  
 TABLAS DE LAS SECCIONES CILINDRICAS DESARROLLADAS  
 =====

C A R A D E S U C C I O N

		CUERPO DE SALIDA						ESP.
x/R	r		100	80	60	40	20	MAX.
0.200	405.0	Xc	865.6	692.5	519.4	346.3	173.1	-
		Ys	70.9	126.1	171.7	205.4	228.0	236.4
0.250	506.3	Xc	974.0	779.2	584.4	389.6	194.8	-
		Ys	60.8	113.1	156.1	188.0	209.2	216.4
0.300	607.5	Xc	1066.8	853.4	640.1	426.7	213.4	-
		Ys	50.0	100.5	141.2	171.2	191.0	197.3
0.400	810.0	Xc	1197.6	958.1	718.6	479.0	239.5	-
		Ys	28.8	77.0	113.4	139.7	156.6	161.4
0.500	1012.5	Xc	1261.4	1009.1	756.8	504.6	252.3	-
		Ys	12.5	55.9	88.1	110.9	124.8	128.8
0.600	1215.0	Xc	1214.5	971.6	728.7	485.8	242.9	-
		Ys	5.1	39.9	66.7	84.9	96.2	99.4
0.700	1417.5	Xc	1087.9	870.3	652.7	435.2	217.6	-
		Ys	0.0	28.8	49.0	62.2	70.8	73.2
0.800	1620.0	Xc	933.8	747.1	560.3	373.5	186.8	-
		Ys	0.0	20.6	34.1	42.9	48.6	50.3
0.900	1822.5	Xc	719.2	575.3	431.5	287.7	143.8	-
		Ys	0.0	13.8	21.4	26.6	29.7	30.6
0.925	1873.1	Xc	640.4	512.4	384.3	256.2	128.1	-
		Ys	0.0	11.8	18.7	23.0	25.4	26.2
0.950	1923.8	Xc	546.6	437.3	328.0	218.6	109.3	-
		Ys	0.0	9.9	15.8	19.5	21.4	22.0
0.975	1974.4	Xc	402.5	322.0	241.5	161.0	80.5	-
		Ys	0.0	7.9	13.1	16.2	17.5	18.0

C A R A D E S U C C I O N

		CUERPO DE ENTRADA							
x/R	r		20	40	60	80	90	95	100
0.200	405.0	Xc	93.2	186.4	279.7	372.9	419.5	442.8	466.1
		Ys	232.0	218.5	194.7	159.4	135.2	119.6	86.9
0.250	506.3	Xc	105.7	211.5	317.2	423.0	475.9	502.3	528.7
		Ys	212.6	198.9	176.3	143.3	120.4	105.5	73.6
0.300	607.5	Xc	114.9	229.9	344.8	459.7	517.2	545.9	574.6
		Ys	193.6	180.2	158.7	127.9	105.9	91.8	61.2
0.400	810.0	Xc	129.0	258.0	387.0	516.0	580.5	612.8	645.0
		Ys	157.4	145.9	128.1	101.0	79.9	65.8	39.3
0.500	1012.5	Xc	138.8	277.6	416.5	555.3	624.7	659.4	694.1
		Ys	124.9	115.5	100.4	76.6	56.9	43.8	22.0
0.600	1215.0	Xc	154.6	309.3	463.9	618.6	695.9	734.6	773.2
		Ys	97.5	90.3	77.1	55.4	39.8	29.8	10.2

0.700	1417.5	Xc	172.3	344.7	517.0	689.3	775.5	818.6	861.7
		Ys	71.5	65.0	53.3	36.2	24.2	16.3	0.0
0.800	1620.0	Xc	171.0	342.0	513.1	684.1	769.6	812.4	855.1
		Ys	48.8	44.0	36.0	24.4	16.3	11.2	0.0
0.900	1822.5	Xc	143.8	287.6	431.4	575.2	647.1	683.0	719.0
		Ys	29.7	27.0	22.4	15.5	10.7	7.5	0.0
0.925	1873.1	Xc	130.7	261.4	392.1	522.8	588.2	620.9	653.6
		Ys	25.4	23.0	18.7	11.8	7.8	5.7	0.0
0.950	1923.8	Xc	109.3	218.6	328.0	437.3	492.0	519.3	546.6
		Ys	21.4	19.7	16.3	11.3	7.9	4.4	0.0
0.975	1974.4	Xc	78.5	157.0	235.5	314.1	353.3	372.9	392.6
		Ys	17.5	16.2	13.1	7.9	5.3	3.9	0.0

Xc - distancia en mm. desde el espesor máximo a la sección considerada hacia el borde de entrada/salida  
Ys - ordenada en mm. de la cara de succión

C A R A      D E      P R E S I O N

CUERPO DE SALIDA								ESP.
x/R	r		100	80	60	40	20	MAX.
0.200	405.0	Xc	865.6	692.5	519.4	346.3	173.1	-
		Yp	70.9	43.0	23.4	10.5	1.3	0.0
0.250	506.3	Xc	974.0	779.2	584.4	389.6	194.8	-
		Yp	60.8	33.1	17.7	7.2	1.6	0.0
0.300	607.5	Xc	1066.8	853.4	640.1	426.7	213.4	-
		Yp	50.0	24.1	9.5	1.4	0.0	0.0
0.400	810.0	Xc	1197.6	958.1	718.6	479.0	239.5	-
		Yp	28.8	10.0	2.4	0.0	0.0	0.0
0.500	1012.5	Xc	1261.4	1009.1	756.8	504.6	252.3	-
		Yp	12.5	2.3	0.0	0.0	0.0	0.0
0.600	1215.0	Xc	1214.5	971.6	728.7	485.8	242.9	-
		Yp	5.1	0.5	0.0	0.0	0.0	0.0

C A R A      D E      P R E S I O N

CUERPO DE ENTRADA									
x/R	r		20	40	60	80	90	95	100
0.200	405.0	Xc	93.2	186.4	279.7	372.9	419.5	442.8	466.1
		Yp	1.1	6.6	16.3	34.3	49.6	61.3	86.9
0.250	506.3	Xc	105.7	211.5	317.2	423.0	475.9	502.3	528.7
		Yp	1.0	4.3	11.4	28.1	41.4	49.6	73.6
0.300	607.5	Xc	114.9	229.9	344.8	459.7	517.2	545.9	574.6
		Yp	0.9	2.6	8.2	19.9	30.4	38.1	61.2
0.400	810.0	Xc	129.0	258.0	387.0	516.0	580.5	612.8	645.0
		Yp	0.0	0.5	2.8	9.5	17.4	23.6	39.3
0.500	1012.5	Xc	138.8	277.6	416.5	555.3	624.7	659.4	694.1
		Yp	0.0	0.0	0.5	3.5	8.1	11.9	22.0
0.600	1215.0	Xc	154.6	309.3	463.9	618.6	695.9	734.6	773.2
		Yp	0.0	0.0	0.0	0.0	1.1	3.5	9.9

Xc - distancia en mm. desde el espesor máximo a la sección considerada hacia el borde de entrada/salida  
 Yp - ordenada en mm. de la cara de presión



## 5.- DISEÑO DEL PROPULSOR:

### COMPROBACION DEL AREA MINIMA PARA EVITAR LA CAVITACION:

Se realiza a continuación una comprobación de que la hélice diseñada tiene una relación de áreas superior a la mínima para evitar la cavitación, dicha relación mínima viene establecida por el criterio de Keller:

$$\text{➤ } \frac{A_E}{A_O} = \frac{(1,3 + 0,3 \times z) \times T}{(1026 \times h + 10100) \times D^2} + k$$

➤ Siendo:

- z: número de palas = 4
- T: empuje de cada propulsor = 56416 Kg.
- D: diámetro de la hélice = 4.05 m
- h: inmersión de la línea de ejes = 3.98 m
- k: 0,1 para buques de dos hélices

- Sustituyendo en la formula anterior tenemos que la relación de áreas mínima para que no se produzca cavitación es de  $0,62 < 0,706 \Rightarrow \text{OK}$
- No hay que olvidar que este criterio no garantiza la no aparición de cavitación, ya que está basado en ensayos de flujo uniforme y no es válido si la estela es muy irregular.

Los sentidos de giro de las hélices serán tales que giren hacia “afuera”, es decir el propulsor de estribor girará en sentido de las agujas del reloj, y el babor en sentido contrario a estas, siempre mirando de popa a proa.

Las dos hélices se colocarán simétricamente, con una separación entre sus ejes de aproximadamente 10.50 m.

## 6.- PROPULSORES TRANVERSALES:

### INTRODUCCION:

En el caso de los buques con muchas maniobras de atraque, o de entrada y salida de puerto, como es el caso del buque que se está proyectando; se disponen empujadores transversales en proa, los cuales generan un empuje normal al plano diametral, aspirando agua de una banda y arrojándola en la contraria.

El cálculo de estos propulsores se basa en determinar el empuje lateral a realizar por m<sup>2</sup> (E), que es función del tipo de buque y de su eslora.

Para este tipo de buques, según lo especificado por J. Brix en “Manoeuring Technical Manual”, el empuje debe estar comprendido en un rango como el siguiente:

$$0,12 < E < 0,16 \text{ (KN/m}^2\text{)}$$

### EMPUJE NECESARIO:

El empuje que ha de proporcionar el empujador depende del tipo de buque, del área lateral proyectada de la obra viva y de la obra muerta del buque.

Existen diferentes formas de conocer el valor de este a partir de fórmulas expresadas por diferentes autores.

### POTENCIA NECESARIA

En el caso de la potencia, ésta se podrá estimar a partir de la siguiente expresión;

$$P_{\text{prop.trans.}} = K \Delta^{2/3}$$

Donde K corresponde a un factor que posee un valor de 1,75 para este tipo de buques. Por tanto se tiene;

$$P_{\text{prop.trans.}} = 1.75 (17178)^{2/3} = 1165.06 \text{ KW.}$$

Por tanto se dispondrán dos propulsores transversales a proa de 1165.06 KW cada uno.

## 6.- PROPULSORES TRANVERSALES:

### POTENCIA NECESARIA:

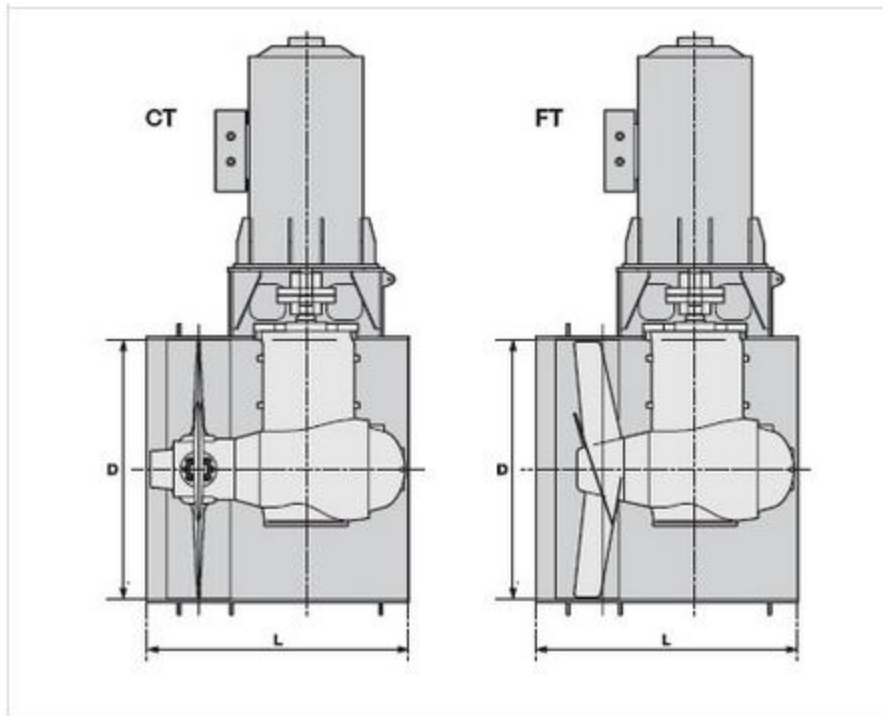
En este caso, se dispondrá de propulsores transversales del fabricante Wärtsilä CT / FT 200 H 50, los cuales corresponderán con los siguientes datos:

Thrusters type	Electr. freq.	Rotation speeds		Max. power (kW) <sup>(1)</sup>		D (mm)	L (mm)	Mass <sup>(2)</sup> (kg)
	(Hz)	Input (rpm)	Output (rpm)	M <sup>(3)</sup>	DP <sup>(3)</sup>			
CT/FT125 H	60	1755	524	621	471	1250	1550	2800
	50	1475	436	516	391			
CT/FT150 H	60	1780	437	883	609	1500	1800	4200
	50	1480	363	734	506			
CT/FT175 H	60	1785	385	1081	792	1750	2000	5900
	50	1485	320	899	659			
CT/FT175 M	60	1185	376	995	995	1750	1926	5600
	50	985	312	827	827			
WTT-11	60	1185	376	1100	-	1750	1970	6090
	50	1485	379	1100	-			
	50	985	377	1100	-			
CT/FT200 H	60	1185	266	1115	813	2000	2250	8100
	50	1485	333	1397	1019			
CT/FT200 M	60	1190	329	1516	1226	2000	2181	7550
	50	990	274	1262	937			
CT/FT225 H	60	1190	291	1787	1203	2250	2350	11500
	50	990	242	1487	1001			
CT/FT225 M	60	890	269	1642	1343	2250	2285	10600
	50	990	299	1827	1494			
CT/FT250 H	60	1190	269	2122	1528	2500	2550	13800
	50	990	224	17663	1271			
CT/FT250 M	60	890	236	1998	1457	2500	2482	12700
	50	990	263	2222	1621			
CT/FT275 H	60	890	218	2532	1781	2750	2800	17800
	50	990	242	2816	1982			
CT/FT275 M	60	890	241	2579	2007	2750	2704	15600
	50	740	200	2145	1669			
CT/FT300 H	60	890	218	3157	2202	3000	3000	22700
	50	740	182	2625	1831			
CT/FT300 M	60	710	211	3406	2463	3000	2916	22500
	50	740	220	3550	2567			
CT/FT300 Z	60	600	205	-	3000	3000	2916	22500
	50	600	205	-	3000			

<sup>(1)</sup> Max. power is dependent on sailing profile and classification society requirements.  
<sup>(2)</sup> includes a standard tunnel with e-motor support.  
<sup>(3)</sup> M : Manoeuvring / DP : Dynamic Positioning

**6.- PROPULSORES TRANVERSALES:****POTENCIA NECESARIA:**

En este caso, se dispondrá de propulsores transversales del fabricante Wärtsilä, los cuales corresponderán con los siguientes datos



## 7.- DISEÑO DEL TIMON:

### INTRODUCCION:

Aunque ya hemos establecido que el buque tenga dos propulsores, tenemos dos alternativas para fijar el n° de timones:

- Colocar un solo timón en crujía. Esta configuración disminuye la resistencia debida a apéndices y la complejidad del servo, sin embargo obliga a trabajar al timón en una zona de bajas velocidades con lo que el rendimiento será menos satisfactorio, y será necesario recurrir a un área de timón mayor para obtener las características deseadas.
- Colocar dos timones uno detrás de cada hélice, de esta forma al trabajar en una zona de altas velocidades inducidas su rendimiento será mayor mejorando las condiciones de maniobrabilidad.

Elijo esta última configuración con dos timones ligeramente desviados en sentido transversal para evitar interferencias que imposibiliten el desmontaje al exterior del eje de la hélice. Por razones de simplicidad y facilidad constructiva supondré timones del tipo suspendido.

A continuación se explica el desarrollo que se va seguir para el cálculo y diseño del timón. En primer lugar se definirán los parámetros geométricos que lo definen y los límites de variación de los mismos; de esta forma y teniendo en cuenta ciertas recomendaciones se elegirá el más adecuado de entre todas las opciones posibles.

## 7.- DISEÑO DEL TIMÓN:

### PARÁMETROS DEL TIMÓN:

Los parámetros geométricos que definen la forma del timón son:

- Altura (h): dimensión vertical del timón y normal al flujo entrante. La altura máxima viene fijada por la altura del vano del codaste medida en la mecha del timón (H). Así pues, la distancia mínima entre el canto alto del timón y el casco debe ser el 6% de esta altura de forma que evitamos tener superficie del timón en zonas de bajas velocidades del flujo; mientras que la distancia del canto bajo de éste a la línea de base será al menos un 8% de esta altura. Por lo tanto:

$$\blacksquare h_{\min} = (1 - 0.06 - 0.08) H = 4.36 \text{ m.}$$

- Siendo  $H = 5.06 \text{ m.}$

- Por otra parte se recomienda que para timones sin talón como es éste la altura mínima del timón esté condicionada por el diámetro del propulsor según la expresión:

$$\blacksquare H_{\max} = 1.15 D_p = 4.69 \text{ m.}$$

- Siendo  $D_p = 4.65 \text{ m.}$

- Cuerda (c): dimensión paralela al flujo entrante.

- Espesor (t): dimensión perpendicular a crujía.

- Relación de aspecto ( $\Gamma$ ): viene dada por el cociente entre la altura y la cuerda:

$$\blacksquare \Gamma = \frac{h}{c}$$

- Esta relación debe variar entre 1,4 y 2,0. El límite inferior tiene por objeto que el par en la mecha no sea demasiado grande, y el superior viene obligado por el hecho de que no haya desprendimiento de flujo.

**7.- DISEÑO DEL TIMON:****PARÁMETROS DEL TIMÓN:**

- Relación de espesor (E): viene dada por el cociente entre el espesor y la cuerda del timón:
  - $E = \frac{t}{c}$
  - Los límites inferior y superior de esta relación son 0,15 y 0,2 respectivamente. Se debe tener en cuenta que si esta relación es demasiado grande se pueden producir fenómenos de bloqueo del flujo de salida de la hélice y en tales circunstancias se está actuando de manera negativa sobre el rendimiento propulsivo del buque, sobre sus niveles de vibración producidos por la hélice y sobre sus características de maniobrabilidad.
- Área del timón ( $A_R$ ). Su valor es el producto de la cuerda y la altura:
  - $A_R = h c$
  - El área del timón suele tomarse como porcentaje del área de deriva, tomándose en este caso un intervalo entre el 1.5% y el 2.1% de dicha área.
- Relación de compensación: es el cociente entre el área situada a proa de la mecha del timón y el área del timón. En este caso esta relación no debe ser superior a 0,3.

Un parámetro fundamental a la hora de diseñar el timón es el ángulo de desprendimiento del flujo. Como es conocido, la zona donde trabaja el timón recorre un ángulo desde  $-35^\circ$  hasta  $+35^\circ$ . En el caso de que se produjesen fenómenos de desprendimiento de flujo en esta zona, supondría una importante pérdida de efectividad de maniobra, y también un aumento del par en la mecha. Por lo tanto, se debe evitar que se produzcan estos fenómenos. De este modo hay que conseguir que el punto de desprendimiento de flujo en el timón,  $\delta_s$ , sea mayor de  $35^\circ$ . La expresión que define el ángulo de desprendimiento del timón se define a continuación:

$$\delta_s = 7.11 (1 + 7 E) \left(1 + \frac{1.25}{r}\right) \left(1 + 0.048 \sqrt{\ln \left(1 + \frac{8 Kt}{\pi j^2}\right)}\right) \frac{h}{D}$$

**7.- DISEÑO DEL TIMON:****CÁLCULO DEL TIMÓN:**

Para seleccionar las dimensiones apropiadas del timón, se van a generar una serie de alternativas para las mismas. Para ello, se tomarán valores de la altura del timón,  $h$ , de entre  $0,86 H$  hasta  $1,15 D_{prop}$ , siendo  $H$  la altura del vano del codaste y  $D_{prop}$  el diámetro de la hélice, lo que se traduce (considerando que  $h_{min} = 4.68$  m) para el buque de proyecto en un intervalo de variación de  $0,78 < h/H < 0,86$ .; además se irán variando de manera progresiva los valores de los parámetros  $E$  y  $\Gamma$  con pasos respectivos de  $0,01$  y  $0,1$ .

De entre todas las combinaciones posibles de  $\Gamma - E$  que cumplen con todos los criterios especificados anteriormente, y para cada altura del timón  $H$ , se trata de encontrar aquellas combinaciones que nos den un valor de  $\Gamma$  mayor. Esto supondrá una menor área del timón ( $A_r = h^2/\Gamma$ ) lo que supondrá un menor peso del timón, mayores huelgos en el codaste del buque y un par más pequeño sobre la mecha.

A continuación se presentan en forma de tablas los resultados obtenidos:

h/H	$\Gamma$	Area (m <sup>2</sup> )
0.86	2	9.47
0.85	2	9.25
0.84	2	9.03
0.83	2	8.82
0.82	2	8.61
0.81	2	8.40
0.8	2	8.19
0.79	2	7.99
0.78	2	7.79

h/H	$\Gamma$	Area (m <sup>2</sup> )
0.86	1.8	10.52
0.85	1.8	10.28
0.84	1.8	10.04
0.83	1.8	9.80
0.82	1.8	9.56
0.81	1.8	9.33
0.8	1.8	9.10
0.79	1.8	8.88
0.78	1.8	8.65

h/H	$\Gamma$	Area (m <sup>2</sup> )
0.86	1.6	11.84
0.85	1.6	11.56
0.84	1.6	11.29
0.83	1.6	11.02
0.82	1.6	10.76
0.81	1.6	10.50
0.8	1.6	10.24
0.79	1.6	9.99
0.78	1.6	9.74

h/H	$\Gamma$	Area (m <sup>2</sup> )
0.86	1.6	11.84
0.85	1.6	11.56
0.84	1.6	11.29
0.83	1.6	11.02
0.82	1.6	10.76
0.81	1.6	10.50
0.8	1.6	10.24
0.79	1.6	9.99
0.78	1.6	9.74



**7.- DISEÑO DEL TIMON:****CÁLCULO DEL TIMÓN:**

Como se dijo anteriormente se elige a que proporcione una menor área:

- $h/H = 0,78$
- $h = 4.36 \text{ m}$
- $\Gamma = 2$
- $A = 7.79 \text{ m}^2$
- $E =$  tomando un valor medio de 0,2
- $c = 2,18 \text{ m}$
- $t = 0,436 \text{ m}$
- $\delta_{\text{desprendimiento}} = 31.17^\circ$

$$\circ \delta_s = 7.11 (1 + 7 E) \left(1 + \frac{1.25}{\Gamma}\right) \left(1 + 0.048 \sqrt{\ln \left(1 + \frac{8 Kt}{\pi J^2}\right)}\right) \frac{h}{D}$$

$$\square J = \frac{V_a}{n D} = \frac{V(1-w)}{n D} = 0.805$$

• Siendo:

- $V = 22 \text{ nudos} = 11.32 \text{ m/s}$
- $n = 185.8 \text{ rpm} = 3.09 \text{ rps}$
- $w = 0.11$
- $D = 4.05 \text{ m.}$

$$\square K_t = \frac{T}{\rho n^2 D^4} = 0.345$$

• Siendo:

- $T = 910430 \text{ N.}$
- $\rho = 1025$
- $n = 185.8 \text{ rpm} = 3.09 \text{ rps}$
- $D = 4.05 \text{ m.}$

## 7.- DISEÑO DEL TIMON:

### CENTRO DE PRESIONES EN LA PALA DEL TIMON:

La posición del centro de presión (punto de aplicación de la resultante de las fuerzas sobre la pala) no viene prácticamente ninguna influencia en la maniobrabilidad del buque pero es decisiva en el par en la mecha y, por lo tanto, en el escantillonado de la misma y en la potencia del servomotor.

Esta posición depende fundamentalmente del reparto de presiones a lo largo de la cuerda. Esta es de naturaleza tal que al estar el perfil muy cargado el centro de gravedad de dicho reparto se traslada a popa del perfil. Las consecuencias de este hecho son:

- Al crecer el ángulo de ataque el centro de presiones se traslada a popa.
- Los perfiles de mucho alargamiento tienen el centro de presión más a popa que los de bajo alargamiento (que para la misma área tiene menos sustentación debido al efecto de las velocidades inducidas por los torbellinos libres).
- La irregularidad en el flujo de entrada provoca un aumento de torbellinos desprendidos y por tanto descargan la parte de popa del perfil (disminuye la sustentación) y en consecuencia el centro de presión se dirige a proa.

Las expresiones que nos dan la posición el centro de presión con respecto al canto de proa son:

- $\frac{x}{c} =$ 
  - $(1 + a \delta) (B + C \delta \frac{\Pi}{180}); \delta < 35^\circ$
  - $(B + C \delta (B + \delta \frac{\Pi}{180})); \delta < 35^\circ); \delta > 35^\circ$

➤ Donde:

- $a = 0.00428$
- $J = \frac{V_a}{n D} = \frac{V(1-w)}{n D} = 0.805$ 
  - Siendo:
    - $V = 22$  nudos = 11.32 m/s
    - $n = 185.8$  rpm = 3.09 rps
    - $w = 0.11$
    - $D = 4.05$  m.

**7.- DISEÑO DEL TIMON:****CENTRO DE PRESIONES EN LA PALA DEL TIMON:**

➤ Donde:

$$\blacksquare K_t = \frac{T}{\rho n^2 D^4} = 0.345$$

▪ Siendo:

- $T = 910430 \text{ N.}$
- $\rho = 1025$
- $n = 185.8 \text{ rpm} = 3.09 \text{ rps}$
- $D = 4.05 \text{ m.}$

$$\blacksquare B = \frac{\Gamma}{\Gamma+2.25} \frac{2.166 E}{1+0.644 \left(1 - e^{-0.375 \frac{K_t}{J^2}}\right)} = 0.182$$

▪ Siendo:

- $\Gamma = 2$
- $K_t = 0.345$
- $J = 0.805$
- $E = 0.2$

$$\blacksquare C = \left(1.268 - 3.6 E - 0.0083 \frac{K_t}{J^2}\right) 10^{-2} = 0.0054$$

▪ Siendo:

- $K_t = 0.345$
- $J = 0.805$
- $E = 0.2$

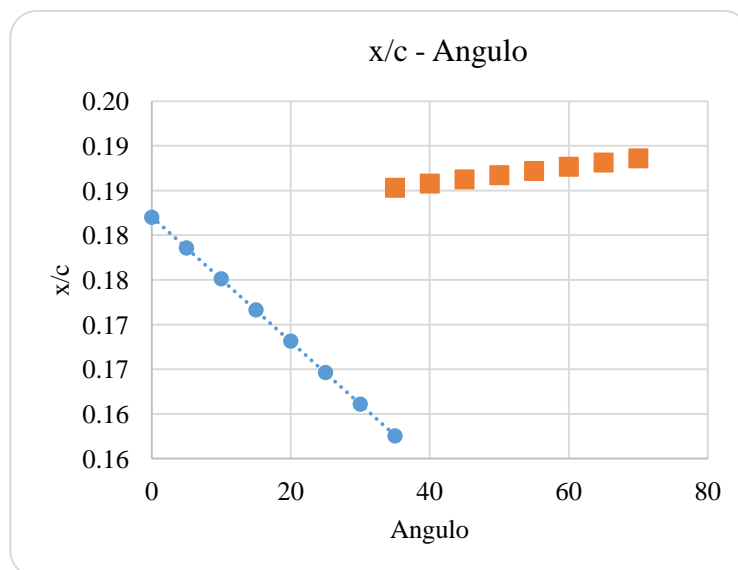
**7.- DISEÑO DEL TIMON:****CENTRO DE PRESIONES EN LA PALA DEL TIMON:**

➤ Donde:

Angulo	x/c
0	0.18
5	0.18
10	0.18
15	0.17
20	0.17
25	0.16
30	0.16
35	0.16

Angulo	x/c
35	0.19
40	0.19
45	0.19
50	0.19
55	0.19
60	0.19
65	0.19
70	0.19

En la siguiente gráfica se puede observar la variación de la posición del centro de presión con el ángulo de ataque:

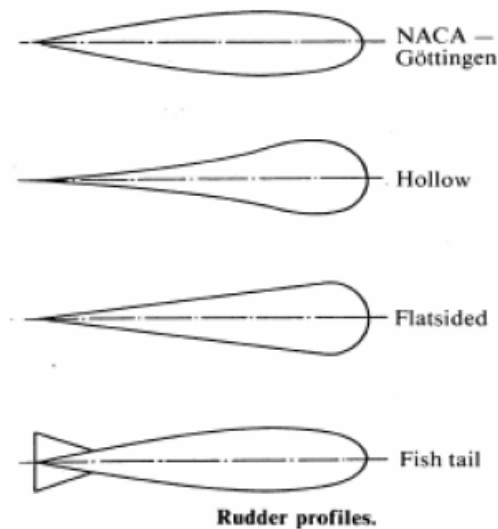


**7.- DISEÑO DEL TIMON:****FUERZA SOBRE EL TIMON:**

$$\text{➤ } F_R = 0.044 \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot A \cdot V^2 \quad (\text{KN})$$

- Donde:

- A= área proyectada del timón en m<sup>2</sup>
- k<sub>1</sub>= coeficiente dependiente de tipo de perfil:



Profile type	Ahead	Astern
NACA - Göttingen	1.1	0.8
Hollow profile <sup>1)</sup>	1.35	0.9
Flatsided	1.1	0.9
Profile with «fish tail»	1.4	0.8
Rudder with flap	1.65	1.3
Nozzle rudder	1.9	1.5

- k<sub>2</sub> =coeficiente dependiente de la pala ( 1.0 en general)
- k<sub>3</sub>= ( H/At) +2 ( no superior a 4)
- H = altura principal del timón
- At= área total de la pala
- V = velocidad máxima de servicio (kn)

**7.- DISEÑO DEL TIMON:****FUERZA SOBRE EL TIMON:**

## ➤ Avante:

- $F_R = 0.044 \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot A \cdot V^2 = 483.58 \text{ KN}$
- Siendo
  - $A_t = 7.79 \text{ m}^2$
  - $H = 5.06 \text{ m}$
  - $k_1 = 1.1$
  - $k_2 = 1$
  - $k_3 = 2.65$
  - $V = 22 \text{ knots}$

## ➤ Atrás:

- $F_R = 0.044 \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot A \cdot V^2 = 87.92 \text{ KN}$
- Siendo
  - $A_t = 7.79 \text{ m}^2$
  - $H = 5.06 \text{ m}$
  - $k_1 = 0.8$
  - $k_2 = 1$
  - $k_3 = 2.65$
  - $V = 11 \text{ knots}$  (considerando la mitad de la velocidad de servicio avante)

## 7.- DISEÑO DEL TIMON:

### PAR TORSOR SOBRE EL TIMON:

➤ El momento torsor debe ser determinado con:

$$M_{TR} = A = \sum_{i=1}^n (F_{Ri} x_{ei}) \text{ (KNm.)}$$

$$\text{Mínimo } 0,1 \cdot F_R \cdot x_{em}$$

▪ Siendo

▪  $N =$  número de partes

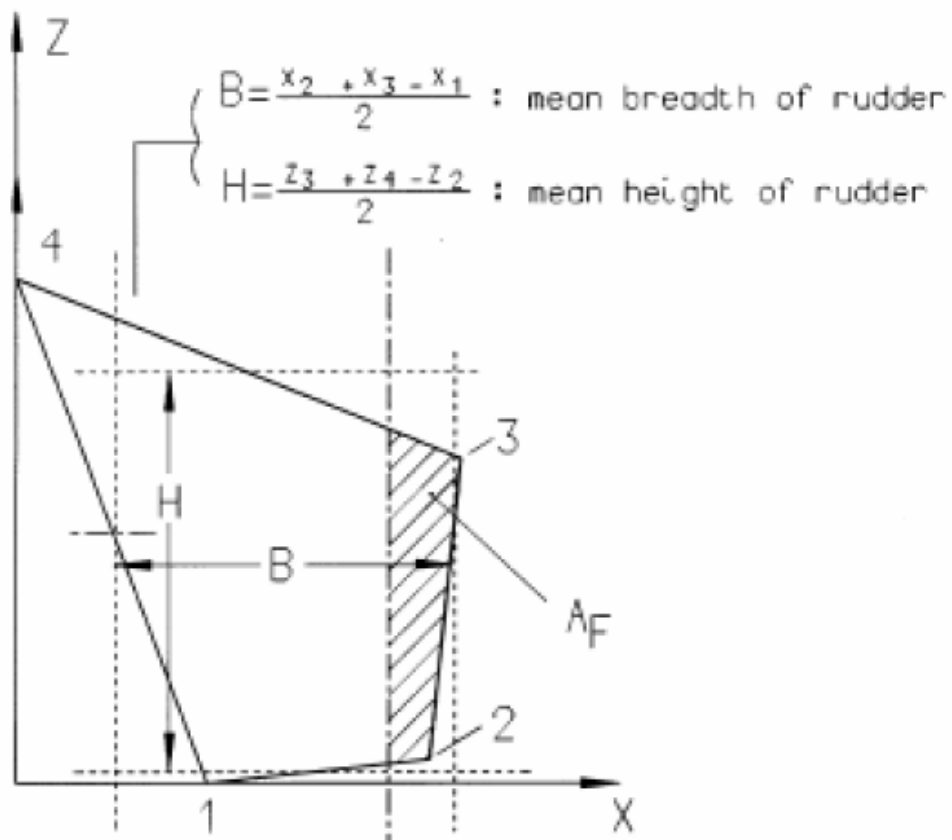
▪  $A_i =$  área parcial en m<sup>2</sup>

▪  $B_i =$  manga del área

▪  $\alpha = 0,25$  avante

▪  $\alpha = 0,55$  atrás

▪  $k_i = A_{iF} / A_i$



**7.- DISEÑO DEL TIMON:****PAR TORSOR SOBRE EL TIMON:**

## ➤ Avante:

- $M_{TR} = 448,65 \cdot 0,108 = 48.45 \text{ KNm}$
- Siendo
  - $N = 1$
  - $F_{Ri} = (7.79 / 7.79) \cdot 483.58 = 483.58$
  - $k_i = 2,43 / 7.79 = 0,311$
  - $x_{ei} = 1.775 (0.311 - 0.25) = 0.108$

## ➤ Atras:

- $M_{TR} = 87.92 \cdot 0,424 = 37.27 \text{ KNm}$
- Siendo
  - $N = 1$
  - $F_{Ri} = (7.79 / 7.79) \cdot 87.92 = 87.92$
  - $k_i = 2,43 / 7.79 = 0,311$
  - $x_{ei} = 1.775 (0.55 - 0.311) = 0.424$

➤ Por tratarse de dos timones, el par anterior se multiplica por 2, por lo tanto el servo deberá ser capaz de desarrollar un par torsor máximo (correspondiente a la condición de avante) de al menos 74.54 KNm.

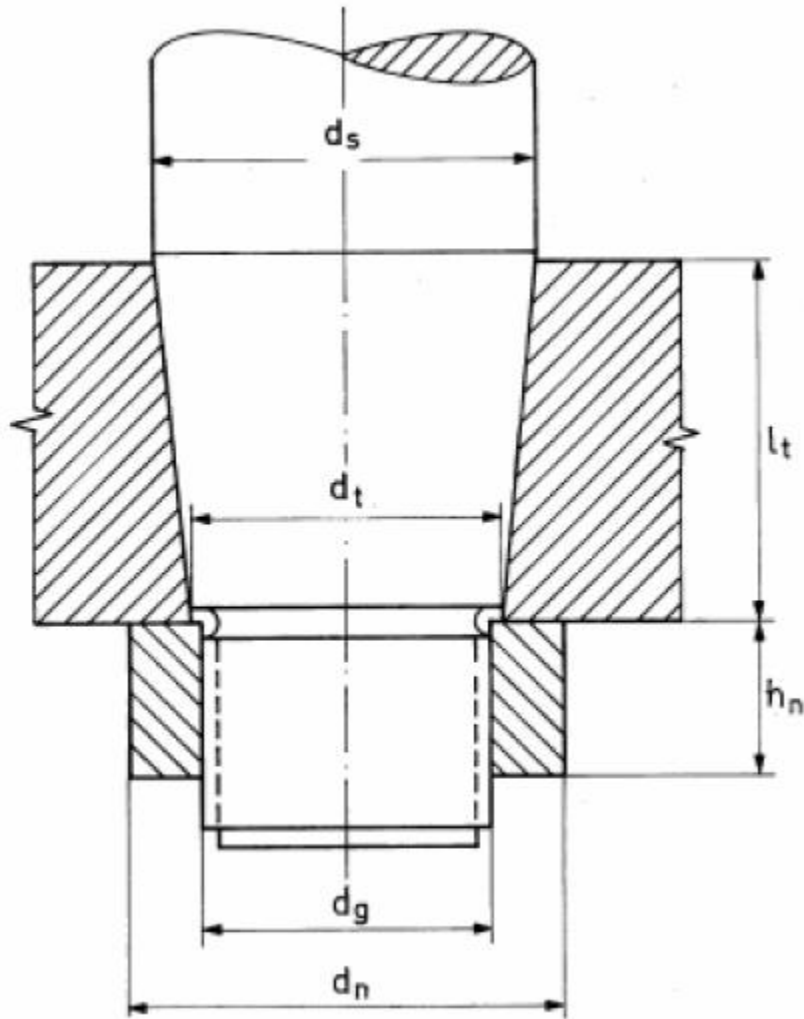
➤ Aplicando un factor de seguridad de 1,5:

- $M_{TR \text{ total}} = 111.81 \text{ KNm}$



**7.- DISEÑO DEL TIMON:****CALCULO DEL DIAMETRO DE LA MECHA DEL TIMON:**

Para timones suspendidos, los diámetros fijados por el reglamento de DNV son:



**7.- DISEÑO DEL TIMON:****CALCULO DEL DIAMETRO DE LA MECHA DEL TIMON:**

Donde:

➤ Diámetro  $d_s$ :

$$\blacksquare d_s = 42 K_b \left( \frac{M_{TR}}{f_1} \right)^{\frac{1}{3}}$$

▪ Donde:

$$\blacksquare M_B = F_R h_s$$

▪  $h_s$  = distancia vertical m desde el centro del área del timón hasta la mitad del cuello del acoplamiento.  $h_s = 2.36$  m.

$$\blacksquare M_B = 37.27 \times 2.36 = 87.95 \text{ KNm.}$$

$$\blacksquare K_b = \left( 1 + \frac{4}{3} \left( \frac{M_B}{M_{TR}} \right)^2 \right)^{\frac{1}{6}} = 1.15$$

$$\bullet M_B = 87.95 \text{ KNm.}$$

$$\bullet M_{TR} = 87.92 \text{ KNm.}$$

$$\blacksquare d_s = 42 \times 1.15 \times \left( \frac{87.92}{1} \right)^{\frac{1}{3}} = 214.77 \text{ mm.}$$

**7.- DISEÑO DEL TIMON:****CALCULO DEL DIAMETRO DE LA MECHA DEL TIMON:**

Donde:

➤ Diámetro  $d_g$ :

- $d_g = 0.65 d_s = 139.60 \text{ mm.}$

- $d_s = 214.77 \text{ mm}$

➤ Diámetro  $h_n$ :

- $h_n = 0.6 d_g = 83.76 \text{ mm.}$

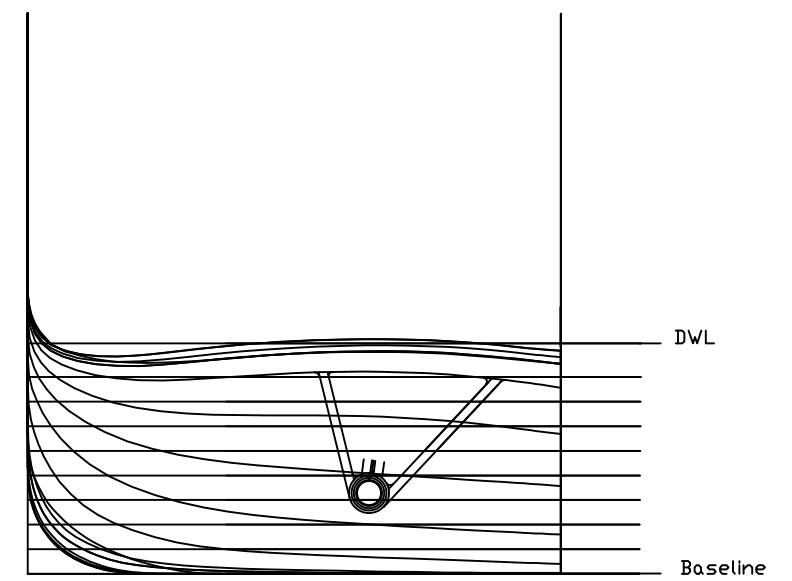
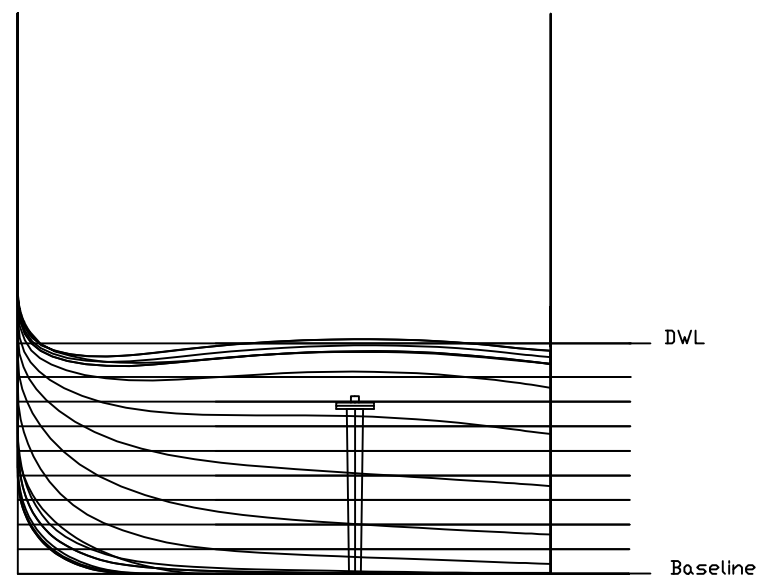
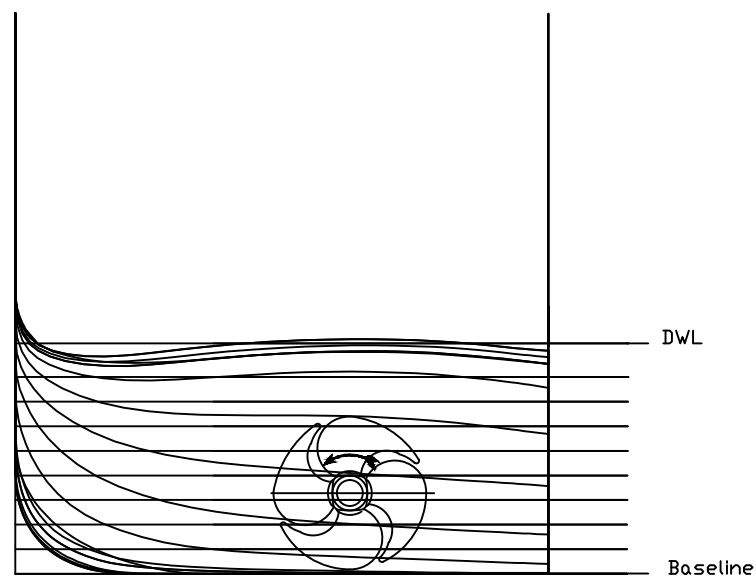
- $d_g = 139.60 \text{ mm}$

➤ Longitud  $l_t$  :


- $l_t / d_s \geq 1.5 \Rightarrow l_t \geq 322.15 \text{ mm.}$

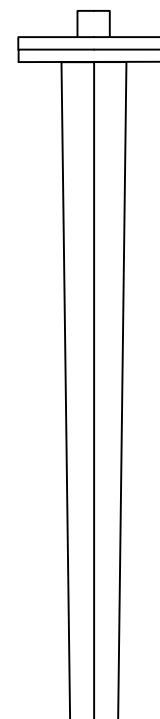
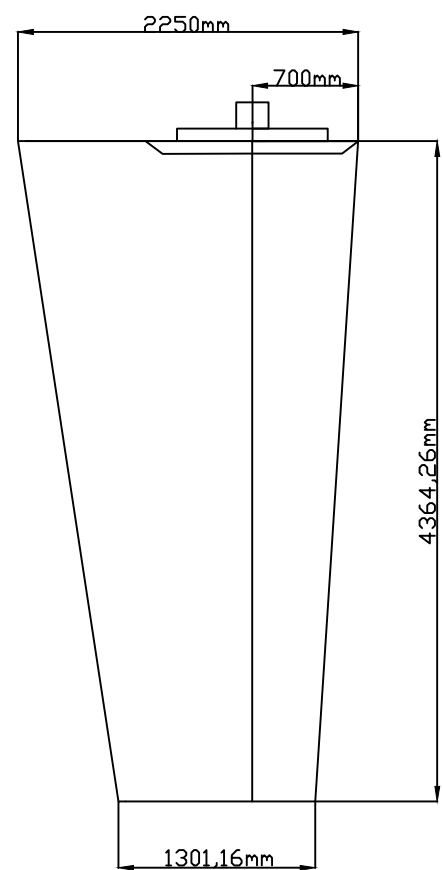
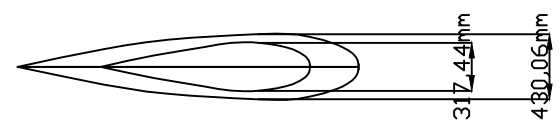
- Se tomará el valor de  $l_t$  de 400 mm.

# ANEXO




ESLORA TOTAL.....180.28 m  
 MANGA DE TRAZADO..... 28.2 m  
 PUNTAL A LA CUBIERTA PRINCIPAL.. 9.53 m  
 PUNTAL A LA CUBIERTA SUPERIOR.. 14.83 m  
 CALADO DE ESCANTILLONADO..... 6.09 m  
 PASAJE..... 950 personas  
 TRIPULACIÓN..... 50 personas

 UNIVERSIDADE DA CORUÑA	E.P.S. GRADO EN ARQUITECTURA NAVAL	TRABAJO FIN DE GRADO	
		NÚMERO: 14 - 105	
TÍTULO DEL PROYECTO: <b>RO - RO 1000 PAX.</b>			
TÍTULO DEL PLANO: <b>PROPULSOR</b>		FECHA: SEPTIEMBRE 2014	
AUTOR: MARÍA DE LA LUZ MURAS CASAS		FIRMA:	
		ESCALA: 1:200	
		PLANO Nº: 01 / 02	



ESLORA TOTAL.....180.28 m  
 MANGA DE TRAZADO..... 28.2 m  
 PUNTAL A LA CUBIERTA PRINCIPAL.. 9.53 m  
 PUNTAL A LA CUBIERTA SUPERIOR.. 14.83 m  
 CALADO DE ESCANTILLONADO..... 6.09 m  
 PASAJE..... 950 personas  
 TRIPULACIÓN..... 50 personas

 UNIVERSIDADE DA CORUÑA	E.P.S. GRADO EN ARQUITECTURA NAVAL	TRABAJO FIN DE GRADO NÚMERO: 14 - 105
	TÍTULO DEL PROYECTO: <b>RO - RO 1000 PAX.</b>	
TÍTULO DEL PLANO: <b>TIMÓN</b>		FECHA: SEPTIEMBRE 2014
AUTOR: MARÍA DE LA LUZ MURAS CASAS	FIRMA:	ESCALA: 1:50 <b>PLANO Nº: 02 / 02</b>

# Resistance

22 jul 2014 04:35

HydroComp NavCad 2012

Project ID RO - RO 1000 PAX.

Description RO - RO 1000 PAX.

File name RO RO.hcnc

## Analysis parameters

Vessel drag		ITTC-78 (CT)	Added drag	
Technique:	[Calc]	Prediction	Appendage:	[Calc] Percentage
Prediction:		Holtrop	Wind:	[Off]
Reference ship:			Seas:	[Off]
Model LWL:			Shallow/channel:	[Off]
Expansion:		Standard	Margin:	[Calc] Hull + added drag [10%]
Friction line:		ITTC-57	Water properties	
Hull form factor:	[On]	1,137	Water type:	Salt
Speed corr:	[Off]		Density:	1026,00 kg/m3
Spray drag corr:	[Off]		Viscosity:	1,18920e-6 m2/s
Corr allowance:		ITTC-78 (v2008)		
Roughness [mm]:	[Off]			

## Prediction method check [Holtrop]

Parameters	FN [design]	CP	LWL/BWL	BWL/T	Lambda
Value	0,28	0,62	5,83	4,63*	0,72
Range	0,06-0,40	0,55-0,85	3,90-14,90	2,10-4,00	0,01-0,98

## Prediction results

SPEED [kt]	SPEED COEFS		ITTC-78 COEFS						
	FN	FV	RN	CF	[CV/CF]	CR	dCF	CA	CT
2,00	0,026	0,065	1,42e8	0,001981	1,137	0,000001	0,000000	0,000497	0,002751
6,00	0,077	0,195	4,27e8	0,001706	1,137	0,000001	0,000000	0,000469	0,002410
10,00	0,128	0,325	7,11e8	0,001598	1,137	0,000006	0,000000	0,000428	0,002250
14,00	0,179	0,455	9,95e8	0,001531	1,137	0,000111	0,000000	0,000392	0,002244
18,00	0,231	0,585	1,28e9	0,001485	1,137	0,000475	0,000000	0,000362	0,002526
+ 22,00 +	0,282	0,715	1,56e9	0,001449	1,137	0,001231	0,000000	0,000336	0,003215
RESISTANCE AND EFFECTIVE POWER									
SPEED [kt]	RBARE [kN]	RAPP [kN]	RWIND [kN]	RSEAS [kN]	RCHAN [kN]	RMARGIN [kN]	RTOTAL [kN]	PEBARE [kW]	PETOTAL [kW]
2,00	5,57	0,28	0,00	0,00	0,00	0,59	6,44	5,7	6,6
6,00	43,97	2,20	0,00	0,00	0,00	4,62	50,78	135,7	156,7
10,00	114,03	5,70	0,00	0,00	0,00	11,97	131,70	586,6	677,5
14,00	222,89	11,14	0,00	0,00	0,00	23,40	257,44	1605,3	1854,1
18,00	414,68	20,73	0,00	0,00	0,00	43,54	478,96	3840,0	4435,2
+ 22,00 +	788,51	39,43	0,00	0,00	0,00	82,79	910,73	8924,1	10307,4
OTHER									
SPEED [kt]	CTLR	CTLT							
2,00	0,00002	0,05071							
6,00	0,00002	0,04444							
10,00	0,00012	0,04149							
14,00	0,00204	0,04138							
18,00	0,00877	0,04657							
+ 22,00 +	0,02270	0,05928							

# Resistance

22 jul 2014 04:35

HydroComp NavCad 2012

Project ID RO - RO 1000 PAX.

Description RO - RO 1000 PAX.

File name RO RO.hcnc

## Hull data

General		Planing	
Configuration:	<b>Monohull</b>	<i>Proj chine length:</i>	<b>0,000 m</b>
Chine type:	<b>Round/multiple</b>	<i>Proj bottom area:</i>	<b>0,0 m2</b>
Length on WL:	<b>164,350 m</b>	<i>LCG fwd TR:</i>	<b>[XCG/LP 0,000] 0,000 m</b>
Max beam on WL:	[LWL/BWL 5,828] <b>28,200 m</b>	<i>VCG below WL:</i>	<b>0,000 m</b>
Max molded draft:	[BWL/T 4,631] <b>6,090 m</b>	<i>Aft station (fwd TR):</i>	<b>0,000 m</b>
Displacement:	[CB 0,589] <b>17066,36 t</b>	<i>Chine beam:</i>	<b>0,000 m</b>
Wetted surface:	[CWS 5,728] <b>3732,2 m2</b>	<i>Chine ht below WL:</i>	<b>0,000 m</b>
<b>ITTC-78 (CT)</b>		<i>Deadrise:</i>	<b>0,00 deg</b>
LCB fwd TR:	[XCB/LWL 0,440] <b>72,314 m</b>	<i>Fwd station (fwd TR):</i>	<b>0,000 m</b>
LCF fwd TR:	[XCF/LWL 0,560] <b>92,036 m</b>	<i>Chine beam:</i>	<b>0,000 m</b>
Max section area:	[CX 0,957] <b>164,4 m2</b>	<i>Chine ht below WL:</i>	<b>0,000 m</b>
Waterplane area:	[CWP 0,709] <b>3288,0 m2</b>	<i>Deadrise:</i>	<b>0,00 deg</b>
Bulb section area:	<b>13,4 m2</b>	<i>Propulsor type:</i>	<b>Propeller</b>
Bulb ctr below WL:	<b>4,200 m</b>	<i>Propeller diameter:</i>	<b>5000,0 mm</b>
Bulb nose fwd TR:	<b>169,350 m</b>	<i>Shaft angle to WL:</i>	<b>0,00 deg</b>
Transom area:	[ATR/AX 0,000] <b>0,0 m2</b>	<i>Position fwd TR:</i>	<b>0,000 m</b>
Transom beam WL:	[BTR/BWL 0,000] <b>0,000 m</b>	<i>Position below WL:</i>	<b>0,000 m</b>
Transom immersion:	[TTR/T 0,000] <b>0,000 m</b>		
Half entrance angle:	<b>16,00 deg</b>		
Bow shape factor:	[WL flow] <b>1,0</b>		
Stern shape factor:	[EX flat] <b>-2,0</b>		



# Resistance

22 jul 2014 04:35

HydroComp NavCad 2012

Project ID RO - RO 1000 PAX.

Description RO - RO 1000 PAX.

File name RO RO.hcnc

## Appendage data

General		Skeg/Keel	
Definition:	Percentage	Count:	0
Percent of hull drag:	5,00 %	Type:	Skeg
Planing influence		Mean length:	0,000 m
LCE fwd TR:	0,000 m	Mean width:	0,000 m
VCE below WL:	0,000 m	Height aft:	0,000 m
Shafting		Height mid:	0,000 m
Count:	2	Height fwd:	0,000 m
Max prop diam:	5000,0 mm	Projected area:	0,0 m2
Shaft angle to WL:	0,00 deg	Wetted surface:	0,0 m2
Exposed shaft length:	0,000 m	Stabilizer	
Shaft diameter:	0,000 m	Count:	0
Wetted surface:	0,0 m2	Root chord:	0,000 m
Strut bossing length:	0,000 m	Tip chord:	0,000 m
Bossing diameter:	0,000 m	Span:	0,000 m
Wetted surface:	0,0 m2	T/C ratio:	0,000
Hull bossing length:	0,000 m	LE sweep:	0,00 deg
Bossing diameter:	0,000 m	Wetted surface:	0,0 m2
Wetted surface:	0,0 m2	Projected area:	0,0 m2
Strut (per shaft line)		Dynamic multiplier:	1,00
Count:	0	Bilge keel	
Root chord:	0,000 m	Count:	0
Tip chord:	0,000 mm	Mean length:	0,000 m
Span:	0,000 m	Mean base width:	0,000 m
T/C ratio:	0,000	Mean projection:	0,000 m
Projected area:	0,0 m2	Wetted surface:	0,0 m2
Wetted surface:	0,0 m2	Tunnel thruster	
Exposed palm depth:	0,000 m	Count:	0
Exposed palm width:	0,000 m	Diameter:	0,000 m
Rudder		Sonar dome	
Count:	0	Count:	0
Rudder location:	Behind propeller	Wetted surface:	0,0 m2
Type:	Balanced foil	Miscellaneous	
Root chord:	0,000 m	Count:	0
Tip chord:	0,000 m	Drag area:	0,0 m2
Span:	0,000 m	Drag coef:	0,00
T/C ratio:	0,000		
LE sweep:	0,00 deg		
Projected area:	0,0 m2		
Wetted surface:	0,0 m2		

## Environment data

Wind		Seas	
Wind speed:	0,00 kt	Significant wave ht:	0,000 m
Angle off bow:	0,00 deg	Modal wave period:	0,0 sec
Gradient correction:	Off	Shallow/channel	
Exposed hull		Water depth:	0,000 m
Transverse area:	0,0 m2	Type:	Shallow water
VCE above WL:	0,000 m	Channel width:	0,000 m
Profile area:	0,0 m2	Channel side slope:	0,00 deg
Superstructure		Hull girth:	0,000 m
Superstructure shape:	Ferry/Liner		
Transverse area:	0,0 m2		
VCE above WL:	0,000 m		
Profile area:	0,0 m2		

# Resistance

22 jul 2014 04:35

HydroComp NavCad 2012

Project ID RO - RO 1000 PAX.

Description RO - RO 1000 PAX.

File name RO RO.hcnc

## Symbols and values

FN = Froude number [LWL]  
FV = Froude number [VOL]  
RN = Reynolds number [LWL]  
CF = Frictional resistance coefficient  
CV/CF = Viscous/frictional resistance coefficient ratio [dynamic form factor]  
CR = Residuary resistance coefficient  
dCF = Added frictional resistance coefficient for roughness  
CA = Correlation allowance [dynamic]  
CT = Total bare-hull resistance coefficient

RBARE = Bare-hull resistance  
RAPP = Additional appendage resistance  
RWIND = Additional wind resistance  
RSEAS = Additional sea-state resistance  
RCHAN = Additional shallow/channel resistance  
RMARGIN = Resistance margin  
RTOTAL = Total vessel resistance

CTLR = Telfer residuary resistance coefficient  
CTLT = Telfer total bare-hull resistance coefficient  
PEBARE = Bare-hull effective power  
PETOTAL = Total effective power

+ = Design speed indicator  
\* = Exceeds parameter limit

# Propulsion

22 jul 2014 04:37

HydroComp NavCad 2012

Project ID RO - RO 1000 PAX.

Description RO - RO 1000 PAX.

File name RO RO.hcnc

## Analysis parameters

Hull-propulsor interaction		System analysis	
Technique:	Prediction	Cavitation criteria:	Keller eqn
Prediction:	[Calc] Holtrop	Analysis type:	Free run
Reference ship:		CPP method:	
Max prop diam:	5000,0 mm	Engine RPM:	
<b>Corrections</b>		Mass multiplier:	
Viscous scale corr:	[On] Standard	RPM constraint:	
Rudder location:	Behind propeller	Limit [RPM/s]:	
Friction line:	ITTC-57	<b>Water properties</b>	
Hull form factor:	1,137	Water type:	Salt
Corr allowance:	ITTC-78 (v2008)	Density:	1026,00 kg/m3
Roughness [mm]:	[Off] 0,00	Viscosity:	1,18920e-6 m2/s
Ducted prop corr:	[Off]		
Tunnel stern corr:	[Off]		
Effective diam:			
Recess depth:			

## Prediction method check [Holtrop]

Parameters	FN [design]	CP	LWL/BWL	BWL/T
Value	0,28	0,62	5,83	4,63*
Range	0,06-0,80	0,55-0,85	3,90-14,90	2,10-4,00

## Prediction results [System]

SPEED [kt]	HULL-PROPULSOR				ENGINE		TRANSP
	PETOTAL [kW]	WFT	THD	EFFR	RPMENG [RPM]	PBPROP [kW]	
2,00	6,6	0,1093	0,1196	0,9889	42	4,8	
6,00	156,7	0,1075	0,1196	0,9889	124	113,5	
10,00	677,5	0,1068	0,1196	0,9889	204	490,0	
14,00	1854,1	0,1063	0,1196	0,9889	285	1341,4	
18,00	4435,2	0,1060	0,1196	0,9889	375	3222,8	
+ 22,00 +	10307,4	0,1058	0,1196	0,9889	480	7612,2	
POWER DELIVERY							
SPEED [kt]	RPMPROP [RPM]	QPROP [kN-m]	PDPROP [kW]	PSPROP [kW]	PSTOTAL [kW]	PBTOTAL [kW]	TRANSP
2,00	12	3,54	4,7	4,8	9,6	9,6	---
6,00	37	28,48	110,1	113,5	227,0	227,0	---
10,00	60	74,61	475,3	490,0	979,9	979,9	878,6
14,00	84	145,94	1301,2	1341,4	2682,8	2682,8	449,3
18,00	111	266,92	3126,1	3222,8	6445,5	6445,5	240,4
+ 22,00 +	142	491,80	7383,8	7612,2	15224,4	15224,4	124,4
EFFICIENCY		THRUST					
SPEED [kt]	EFFO	EFFOA	THRPROP [kN]	DELTHR [kN]			
2,00	0,7248	0,6873	3,66	6,44			
6,00	0,7297	0,6905	28,84	50,78			
10,00	0,7313	0,6914	74,79	131,70			
14,00	0,7313	0,6911	146,21	257,44			
18,00	0,7284	0,6881	272,02	478,96			
+ 22,00 +	0,7169	0,6770	517,23	910,72			

# Propulsion

22 jul 2014 04:37

HydroComp NavCad 2012

Project ID RO - RO 1000 PAX.  
 Description RO - RO 1000 PAX.  
 File name RO RO.hcnc

## Prediction results [Propulsor]

PROPULSOR COEFS									
SPEED [kt]	J	KT	KQ	KTJ2	KQJ3	CTH	CP	RNPROP	
2,00	0,8826	0,1322	0,02562	0,16974	0,037269	0,43223	0,60299	3,47e6	
6,00	0,9054	0,1214	0,02398	0,14815	0,032313	0,37726	0,5228	1,02e7	
10,00	0,9167	0,1161	0,02316	0,13809	0,030054	0,35165	0,48626	1,69e7	
14,00	0,9173	0,1158	0,02311	0,13759	0,029942	0,35037	0,48444	2,36e7	
18,00	0,8982	0,1248	0,02450	0,15475	0,033811	0,39406	0,54704	3,09e7	
+ 22,00 +	0,8566	0,1444	0,02747	0,19687	0,043706	0,50132	0,70713	3,94e7	

CAVITATION									
SPEED [kt]	SIGMAV	SIGMAN	SIGMA07R	TIPSPEED [m/s]	MINBAR	PRESS [kPa]	CAVAVG [%]	CAVMAX [%]	PITCHFC [mm]
2,00	301,33	234,72	41,80	3,26	0,044	0,32	2,0	2,0	4847,1
6,00	33,34	27,33	4,83	9,56	0,062	2,51	2,0	2,0	4919,8
10,00	11,98	10,07	1,77	15,75	0,096	6,50	2,0	2,0	4956,4
14,00	6,11	5,14	0,91	22,04	0,151	12,71	2,0	2,0	4958,3
18,00	3,69	2,98	0,53	28,95	0,250	23,66	2,0	2,0	4896,8
+ 22,00 +	2,47	1,81	0,33	37,12	0,441	44,98	3,9	3,9	4765,3

# Propulsion

22 jul 2014 04:37

HydroComp NavCad 2012

Project ID RO - RO 1000 PAX.

Description RO - RO 1000 PAX.

File name RO RO.hcnc

## Hull data

General		Planing	
Configuration:	<b>Monohull</b>	<i>Proj chine length:</i>	<b>0,000 m</b>
Chine type:	<b>Round/multiple</b>	<i>Proj bottom area:</i>	<b>0,0 m2</b>
Length on WL:	<b>164,350 m</b>	<i>LCG fwd TR:</i>	<b>[XCG/LP 0,000] 0,000 m</b>
Max beam on WL:	[LWL/BWL 5,828] <b>28,200 m</b>	<i>VCG below WL:</i>	<b>0,000 m</b>
Max molded draft:	[BWL/T 4,631] <b>6,090 m</b>	<i>Aft station (fwd TR):</i>	<b>0,000 m</b>
Displacement:	[CB 0,589] <b>17066,36 t</b>	<i>Chine beam:</i>	<b>0,000 m</b>
Wetted surface:	[CWS 5,728] <b>3732,2 m2</b>	<i>Chine ht below WL:</i>	<b>0,000 m</b>
<b>ITTC-78 (CT)</b>		<i>Deadrise:</i>	<b>0,00 deg</b>
LCB fwd TR:	[XCB/LWL 0,440] <b>72,314 m</b>	<i>Fwd station (fwd TR):</i>	<b>0,000 m</b>
LCF fwd TR:	[XCF/LWL 0,560] <b>92,036 m</b>	<i>Chine beam:</i>	<b>0,000 m</b>
Max section area:	[CX 0,957] <b>164,4 m2</b>	<i>Chine ht below WL:</i>	<b>0,000 m</b>
Waterplane area:	[CWP 0,709] <b>3288,0 m2</b>	<i>Deadrise:</i>	<b>0,00 deg</b>
Bulb section area:	<b>13,4 m2</b>	<i>Propulsor type:</i>	<b>Propeller</b>
Bulb ctr below WL:	<b>4,200 m</b>	<i>Propeller diameter:</i>	<b>5000,0 mm</b>
Bulb nose fwd TR:	<b>169,350 m</b>	<i>Shaft angle to WL:</i>	<b>0,00 deg</b>
Transom area:	[ATR/AX 0,000] <b>0,0 m2</b>	<i>Position fwd TR:</i>	<b>0,000 m</b>
Transom beam WL:	[BTR/BWL 0,000] <b>0,000 m</b>	<i>Position below WL:</i>	<b>0,000 m</b>
Transom immersion:	[TTR/T 0,000] <b>0,000 m</b>		
Half entrance angle:	<b>16,00 deg</b>		
Bow shape factor:	[WL flow] <b>1,0</b>		
Stern shape factor:	[EX flat] <b>-2,0</b>		

## Propulsor data

Propulsor		Propeller options	
Count:	<b>2</b>	<i>Oblique angle corr:</i>	<b>Off</b>
Propulsor type:	<b>Propeller series</b>	<i>Shaft angle to WL:</i>	<b>0,00 deg</b>
Propeller type:	<b>FPP</b>	<i>Added rise of run:</i>	<b>0,00 deg</b>
Propeller series:	<b>B Series</b>	<i>Propeller cup:</i>	<b>0,0 mm</b>
Propeller sizing:	<b>By thrust</b>	<i>KTKQ corrections:</i>	<b>Standard</b>
KTKQ file:		<i>Scale correction:</i>	<b>Full ITTC</b>
Blade count:	<b>4</b>	<i>KT multiplier:</i>	<b>1,00</b>
Expanded area ratio:	<b>0,5856</b> [Size]	<i>KQ multiplier:</i>	<b>1,00</b>
Propeller diameter:	<b>5000,0 mm</b> [Size]	<i>Blade T/C [0.7R]:</i>	<b>Standard</b>
Propeller mean pitch:	[P/D 1,0740] <b>5370,1 mm</b> [Size]	<i>Roughness:</i>	<b>Standard</b>
Hub immersion:	<b>3000,0 mm</b>	<i>Cav breakdown:</i>	<b>Off</b>
<b>Engine/gear</b>		<i>Nozzle L/D:</i>	<b>Standard</b>
Engine data:		<b>Design condition</b>	
Rated RPM:	<b>0 RPM</b>	<i>Max prop diam:</i>	<b>5000,0 mm</b>
Rated power:	<b>0,0 kW</b>	<i>Design speed:</i>	<b>22,00 kt</b>
Gear efficiency:	<b>1,00</b>	<i>Reference power:</i>	<b>0,0 kW</b>
Gear ratio:	<b>3,387</b> [Size]	<i>Design point:</i>	<b>0,000</b>
Shaft efficiency:	<b>0,97</b>	<i>Reference RPM:</i>	<b>514,0</b>
		<i>Design point:</i>	<b>1,000</b>

# Propulsion

22 jul 2014 04:37

HydroComp NavCad 2012

Project ID RO - RO 1000 PAX.

Description RO - RO 1000 PAX.

File name RO RO.hcnc

## Symbols and values

SPEED = Vessel speed  
FN = Froude number [LWL]  
FV = Froude number [VOL]  
PETOTAL = Total vessel effective power  
WFT = Taylor wake fraction coefficient  
THD = Thrust deduction coefficient  
EFFR = Relative-rotative efficiency  
RPMENG = Engine RPM  
PBPROP = Brake power per propulsor  
  
QPROP = Propulsor open water torque  
PDPROP = Delivered power per propulsor  
PSPROP = Shaft power per propulsor  
PSTOTAL = Total vessel shaft power  
PBTOTAL = Total vessel brake power  
TRANSP = Transport factor  
FUEL = Fuel rate per engine  
LOADENG = Percentage of engine max available power at given RPM  
  
RPMPROP = Propulsor RPM  
EFFO = Propulsor open-water efficiency  
EFFOA = Overall propulsion efficiency [=PETOTAL/PSTOTAL]  
THRPROP = Open-water thrust per propulsor  
DELTHR = Total vessel delivered thrust  
NETTOW = Total vessel net tow pull  
CPPITCH = Operational pitch of CPP  
  
J = Propulsor advance coefficient  
KT = Propulsor thrust coefficient [horizontal, if in oblique flow]  
KQ = Propulsor torque coefficient  
KTJ2 = Propulsor thrust loading ratio  
KQJ3 = Propulsor torque loading ratio  
CTH = Horizontal component of bare-hull resistance coefficient  
CP = Propulsor thrust loading coefficient  
RNPROP = Propeller Reynolds number at 0.7R  
KTN = Nozzle thrust coefficient  
  
SIGMAV = Cavitation number of propeller by vessel speed  
SIGMAN = Cavitation number of propeller by RPM  
SIGMA07R = Cavitation number of blade section at 0.7R  
TIPSPEED = Propeller circumferential tip speed  
MINBAR = Minimum expanded blade area ratio recommended by selected cavitation criteria  
PRESS = Average propeller loading pressure  
CAVAVG = Average predicted back cavitation percentage  
CAVMAX = Peak predicted back cavitation percentage [if in oblique flow]  
PITCHFC = Minimum recommended pitch to avoid face cavitation  
  
+ = Design speed indicator  
\* = Exceeds recommended parameter limit  
! = Exceeds recommended cavitation criteria [warning]  
!! = Substantially exceeds recommended cavitation criteria [critical]  
!!! = Thrust breakdown is indicated [severe]  
--- = Insignificant or not applicable

# L+V51/60DF

Four-stroke dual fuel engine

Engineering the Future – since 1758.

**MAN Diesel & Turbo**



907





# MAN Diesel & Turbo

## The responsible way in leading technology

---

MAN Diesel & Turbo is the world's leading designer and manufacturer of low and medium speed engines – engines from MAN Diesel & Turbo cover an estimated 50% of the power needed for all world trade. We develop two-stroke and four-stroke engines, auxiliary engines, turbochargers and propulsion packages that are manufactured both within the MAN Diesel & Turbo Group and at our licencees.

More than ever before, MAN Diesel & Turbo's development focus is the environmental performance of our engines. Using our unrivalled grasp of large engine technology, we aim to make our engines progressively cleaner, more powerful and more efficient.

Our absolute commitment to reducing emissions while increasing fuel efficiency and power density starts with our active partnership in the emissions law making process and ends with the delivery of engines that achieve an ideal synthesis of prime mover characteristics.

# Efficient and Compact

## 51/60DF – The clean choice

Combining diesel and gas in one engine gives you the full flexibility in fuel usage. To imply the selection between diesel or gas fuel makes your engine running more and more economical and the possibilities of high power output with low emissions are trend-setting.

### Committed to the future

Technologies which promise compliance with the IMO Tier III round of emissions limits due in 2016 combined with further optimised fuel consumption and new levels of power and flexibility are already under development at MAN Diesel & Turbo. With this level of commitment MAN Diesel & Turbo customers can plan with confidence.

### Core technologies in-house

As well as its expertise in engine design, development and manufacture MAN Diesel & Turbo is also a leading manufacturer of the key technologies which determine the economic and ecological performance of a diesel and gas engine:

- High-efficiency exhaust gas turbochargers
- Advanced electronic fuel injection equipment
- Electronic hardware and software for engine control, monitoring and diagnosis

Our impressive array of computer-aided design tools and one of the engine industry's largest, best-equipped foundries allow us decisively to shorten product development, and application engineering processes. Our mastery of these engine technologies – and, the best brains in the large engine industry – are the firm foundation for

- Low emissions
- Low operating costs
- Low life cycle costs
- Long service life

The range of technical measures employed comprises:

- Improved charge air cooling
- Enhanced turbocharging
- Miller valve timing
- Revised injection timing
- Higher compression ratios
- Low swirl inlet ports
- Variable valve timing (VVT)



### **Gaseous fuels**

On natural gas, the 51/60DF undercuts IMO Tier II levels by extremely wide margin – indeed, in gaseous fuel mode, the 51/60DF already fulfils the strict IMO Tier III NO<sub>x</sub> limitations prescribed for Emissions Control Zones (ECA's).

### **Micropilot ignition**

Building on this firm basis for low emissions, the 51/60DF employs the latest “micropilot” gas ignition technology. The gaseous fuel is ignited by injection of a distillate fuel pilot representing less than 1% of the quantity of liquid fuel needed to achieve the 51/60DF's full rated output in its liquid fuel back-up mode.

### **Liquid fuels**

The 51/60DF complies with IMO Tier II NO<sub>x</sub> emissions limits operating on either distillate (MDO) or heavy fuel oils (HFO).

### **RI – Retarded injection**

Retarded injection timing delays combustion heat release and thus lowers combustion chamber temperature peaks.

### **Common rail pilot-fuel injection**

The 51/60DF pilot injection system uses the latest MAN Diesel & Turbo common rail technology which allows flexible setting of injection timing, duration and pressure for each cylinder. This flexibility allows the fuel consumption and emissions of the 51/60DF to be optimised at any point on its operating profile. In gaseous fuel mode MAN Diesel & Turbo common rail technology also allows the gas admission and pilot injection of the 51/60DF to be very closely matched to power demand, even down to very low engine loads, e.g. when meeting only the vessel's hotel load. Likewise, MAN Diesel & Turbo common rail technology also allows the 51/60DF to respond rapidly to combustion knocking and misfiring on a cylinder-by-cylinder basis.

### **ICC – Intrinsically clean combustion**

The 51/60DF is designed to burn methane and gases with high methane content. As the simplest compound of carbon and hydrogen in the hydrocarbon series, methane is essentially clean burning.

# Engine Specifications

## 51/60DF – “The reliable engine”

The synonym for top performance with the highest level of flexibility. The performance of this potent marine engine lies in a range from 6,000 to 18,000 kW. For LNG carriers the 51/60DF is the right choice in every respect.

### **General**

The 51/60DF engine from MAN Diesel & Turbo is a dual-fuel marine engine that converts diesel fuel or natural gas into electrical or mechanical propulsion power efficiently and with low emissions. In combination with a safety concept designed by MAN Diesel & Turbo for applications on LNG carriers, the multi-fuel capability of the engine represents an appropriate drive solution for this type of vessel, as well as for other marine applications. The capability to changeover from gas to diesel operation without interruption rounds off the flexible field of application of this engine.

### **51/60DF now for both electrical and mechanical propulsion**

The 51/60DF engine is now also available for mechanical propulsion in a wide range of applications. Compared to the diesel-electric concept, the mechanical drive concept leads to a higher total efficiency and lower investment costs of the ship's propulsion train.

### **Fuels**

The 51/60DF engine is designed for operation with liquid and gaseous fuels. In gas operation, the gas to be burnt has to meet the latest applicable MAN Diesel & Turbo directives for natural gas. In diesel mode, the 51/60DF engine can run on heavy fuel oil up to a viscosity of 700 mm<sup>2</sup>/s (cSt) at 50°C. It is designed for fuels up to and including the specification CIMAC 2003 H / K700 / DIN ISO 8217. In diesel mode, uninterrupted heavy fuel oil operation is possible in a power range from 100% to 20% and even below 20% for limited periods.

### **Marine main propulsion engines**

Engine output is limited to 100% of rated output for engines driving propellers. Engine output is limited to 110% of rated output for engines driving a generator. Overload above 100% load is permitted briefly to prevent a frequency drop during sudden load imposition in generator applications.

### **Marine auxiliary engines**

Fuel stop power is 110% of rated output. Overload above 100% may only be used briefly to balance out fluctuations in frequency during load acceptance in diesel and gas modes.



# Technical Specifications

## Quality inside

### Engine frame

Rigid housing in monoblock design (cast) with full length tie-rods from suspended main bearing to upper surface of engine frame and tie-rods from cylinder head to intermediate bottom.

### Cylinder liner

The cylinder liner, mounted in individual cylinder jacket, is free of deformations arising from the engine frame and thus assures optimum piston running, i.e. high service life and long service intervals.

### Con-rods and con-rod bearings

Optimised marine head version with split joint in upper shaft area, thus no release of the con-rod bearing necessary during piston extraction; low piston extension height. Optimised shells for con-rod bearings increase operating safety.

### Stepped pistons

Forged steel crown highly resistant to deformation (with shaker cooling) made from high grade material and nodular cast iron in lower section. In combination with a flame ring, the stepped pistons prevent undesirable "bore polishing" on the cylinder liner – and assure permanently low lubricating oil consumption, i.e. low operating costs. Chrome ceramic coating of first piston ring with wear resistant ceramic particles in ring surface results in low wear, i.e. long service life and long service intervals.

### Cylinder head

With its combustion chamber geometry, the cylinder head assures optimum combustion of gas and diesel fuels. Atomisation of the fuel spray in both operating modes is unimpeded – thus leading to very good air: fuel mixture formation and an optimum combustion process, i.e. reduction in fuel consumption in both operating modes.

### Valves

The exhaust valves have water-cooled, armoured exhaust valve seat rings and thereby low valve temperatures. Propellers on the exhaust valve shaft cause rotation of the valve due to the gas flow with resultant cleaning effect of the sealing surfaces. The inlet valves are equipped with Rotocaps. This results in a low rate of wear, i.e. long service intervals.

### Injection

High pressure injection in liquid fuel mode with improved atomisation for combustion of fuels with the lowest quality still accepted. In gas mode, ignition is via injection of a small quantity of pilot fuel by means of a common rail system. Overall, a fuel injection system optimised for low consumption and harmful emissions.

### Rocker housing

Modified, weight-reduced rocker arm casing allows quick replacement of injectors in gas and diesel modes. The components required for gas operation are completely integrated into the rocker housing. High design strength, good heat dissipation and a configuration for the highest ignition pressures ensure that the unit has a very high level of component safety, i.e. long service life.



# Technical Specification

## Modern and innovative technology

### MAN Diesel & Turbo charging system

Optimally adapted charging system (constant pressure) with modern MAN Diesel & Turbo turbochargers from the TCA series having long bearing overhaul intervals and high efficiency. Good part load operation thanks to very high turbocharger efficiency even under low pressure conditions. The 51/60DF engines are charged by just one TCA turbocharger, which means that only one common exhaust gas collector pipe is required for all cylinders.

### Service-friendly design

Hydraulic tools for tightening and loosening cylinder head nuts; Quick locks and/or clamp and stub connections on pipes/lines; Generously sized crankcase cover; Hydraulic tools for crankshaft bearings and lower connecting rod bearings; Very low maintenance Geislinger sleeve spring vibration dampers.

### SaCoS<sub>one</sub>

The 51/60DF is equipped with the Classification Society compliant safety and control system SaCoS<sub>one</sub>. The SaCoS<sub>one</sub> control system allows safe engine operation in diesel and gas modes with optimum consumption and emissions. In gas mode, the SaCoS<sub>one</sub> control system guarantees safe operation between the knock and misfire boundaries. All cylinders are controlled individually in this instance. In diesel mode, control is based on the tried and tested management system. This system is subject to a test-run in the factory with the engine so that fine tuning and functional testing during commissioning in the vessel only involve a minimum of effort.

### Soot

Soot emissions during operation on liquid fuel have been reduced by means of optimised combustion and turbocharging. For use in areas where soot emissions can lead to problems during uninterrupted operation at below 20% output and at idle, special auxiliary equipment is offered that prevents the production visible smoke. In gas mode there are no problems with soot emissions.

### Fuel Sharing

The 51/60DF is optional available with the innovative FUEL SHARING feature. This means that mixtures of Gas and HFO can be simultaneously burned in a single engine. This feature offers total fuel flexibility to the operator of a LNGC.

### Low-load operation in gas mode

The State-Of-The-Art 51/60DF offers as an additional optional feature a high operational flexibility to the customer. The so called low-load capability enables the customer to operate the 51/60DF even on loads below 15% MCR in gas mode for a noticeable duration. This technical ability can be realized by using the newest MAN Diesel & Turbo turbocharger technology which is called VTA (variable turbine area).





## Engine data for 51/60DF

### General

Engine cycle: Four-stroke  
 Turbocharging system: Constant pressure  
 No. of cylinders, in-line engine: 6, 7, 8, 9  
 No. of cylinders, V-engine: 12, 14, 16, 18  
 Bore: 510 mm  
 Stroke: 600 mm  
 Swept volume per cyl.: 122.6 dm<sup>3</sup>

### Power-to-weight ratio (MCR)

In-line engine: 16.4 – 17.6 kg/kW  
 V-engine: 14.7 – 15.7 kg/kW

### Cylinder output (MCR)

at 514 rpm: 1,000 kW  
 at 500 rpm: 975 kW

### Cooling

Cylinder cooling (one-stage): Fresh water  
 Charge-air cooler (two-stage): Fresh water  
 Fuel injector cooling: Fresh water  
 Starting method: Compressed air

## General performance definition for diesel and dual-fuel engines as per ISO 3046/1-2002

### ISO reference conditions:

Air temperature: 298 K (25°C)  
 Air pressure: 1 bar  
 Fresh water temperature upstream of charge-air cooler: 298 K (25°C) Relative humidity: 30%

### No power reduction required below:

Air temperature: 318 K (45°C)  
 Air pressure: 1 bar  
 Fresh water temperature upstream of charge-air cooler: 311 K (38°C) Relative humidity: 50%

### In gas operation

Methane value  $\geq 80$   
 Lower calorific value of gas  $\geq 28.0$  MJ/m<sup>3</sup>N<sup>o</sup>)

\*) Values in m<sup>3</sup>N at 0°C and 1,013 bar

### IMO requirements

The engine detailed herein will comply with the emission limits referred to as IMO Tier II.

The fuel consumption is based on a lower calorific value (LHV) of the fuel of 42,700 kJ/kg without engine driven pumps. Tolerance 5%. Lubricating oil consumption value is given with a tolerance of 20%.

# Technical Data

## 51/60DF

### Specific fuel consumption

	100% load	85% load
L+V 51/60DF (gaseous fuel)	7,260 kJ/kWh	7,400 kJ/kWh
L+V 51/60DF (liquid fuel)	184 g/kWh	183 g/kWh

### Specific lubricating oil consumption

	g/kWh
L+V51/60DF	0.5

### Outputs MCR (maximum continuous rating)

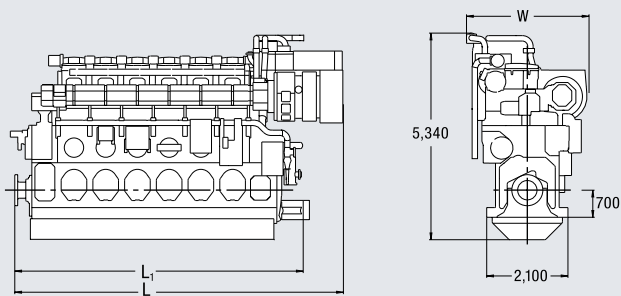
Engine speed	514 rpm	500 rpm
Mean piston speed	10.3 m/s	10.0 m/s
Mean effective pressure	19.05 bar	19.05 bar

	kW	kW
6L51/60DF	6,000	5,850
7L51/60DF	7,000	6,825
8L51/60DF	8,000	7,800
9L51/60DF	9,000	8,775
12V51/60DF	12,000	11,700
14V51/60DF	14,000	13,650
16V51/60DF	16,000	15,600
18V51/60DF	18,000	17,550

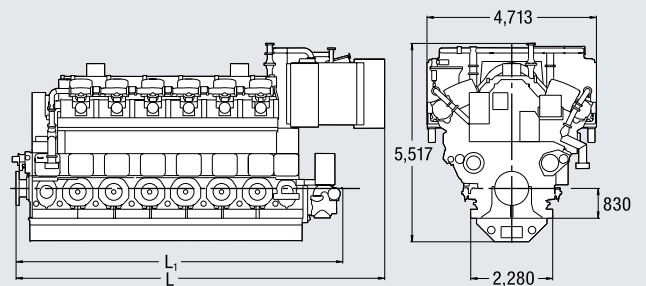
# Dimensions and Weights

## Engine programm

In-line engine L51/60DF



V-engine V51/60DF



In-line engine L51/60DF

Engine type	No. of cyl.	L mm	L <sub>1</sub> mm	W mm	H mm	Weight t
6L51/60DF	6	8,494	7,455	3,165	5,340	106
7L51/60DF	7	9,314	8,275	3,165	5,340	119
8L51/60DF	8	10,134	9,095	3,165	5,340	135
9L51/60DF	9	11,160	9,915	3,283	5,340	148

V-engine V51/60DF

Engine type	No. of cyl. mm	L mm	L <sub>1</sub> mm	W mm	H t	Weight
12V51/60DF	12	10,254	9,088	4,713	5,517	189
14V51/60DF	14	11,254	10,088	4,713	5,517	213
16V51/60DF	16	12,254	11,088	4,713	5,517	240
18V51/60DF	18	13,644	12,088	4,713	5,517	265

All weights and dimensions are for guidance only and apply to dry engines without flywheel.  
 Minimum centreline distance for twin engine installation: In-line engine: 3,200 mm, V-type engine: 4,800 mm  
 More information available upon request.

# World Class Service

## Marine propulsion and GenSets



### **PrimeServ – peace of mind for life**

With more than 150 PrimeServ service stations and service partners worldwide, plus our growing network of PrimeServ Academies, the MAN Diesel & Turbo after-sales organisation is committed to maintaining the most efficient and accessible after-sales organisation in the business.

PrimeServ's aim is to provide:

- Prompt delivery of high demand OEM spare parts within 24 hours
- Fast, reliable and competent customer support
- Individually tailored O&M contracts
- Ongoing training and qualification of service personnel
- Global service, open 24 hours-a-day, 365 days-a-year
- Diagnosis and troubleshooting with our high performance Online Service

### **The PrimeServ Offering**

Based on almost 110 years of service experience with marine diesel engines, our sophisticated logistics system ensures that all frequently requested spare parts are available worldwide within 24 hours. In addition, MAN Diesel & Turbo Online Service helps to optimise maintenance cycles by the use of remote engine monitoring, diagnostics and calibration. The resulting condition-based maintenance (CBM) promotes high availability, increases operational safety, shortens downtimes and enhances the performance of MAN Diesel & Turbo marine engines.

The bottom line: leaner operating costs and better planning for you.

When service is required, the MAN PrimeServ network responds to organise assistance as fast as possible. This guarantees rapid completion of maintenance work and high availability of MAN Diesel & Turbo engines, GenSets, turbochargers, gears, propellers and marine propulsion packages.

In short: MAN PrimeServ gives you the benefit of our specialist expertise in marine power so that you can concentrate on your own core business.



**MAN Diesel & Turbo**

86224 Augsburg, Germany

Phone +49 821 322-0

Fax +49 821 322-3382

marineengines-de@mandieselturbo.com

www.mandieselturbo.com

WÄRTSILÄ

Thrusters



ENERGY  
ENVIRONMENT  
ECONOMY



Wärtsilä specializes in complete ship propulsion systems. Besides our marine engines, we are also well known worldwide as a designer and manufacturer of WÄRTSILÄ® fixed pitch and controllable pitch propellers, waterjets, gearboxes, transverse tunnel thrusters and steerable thrusters.

Several thousand transverse thrusters are in operation today, the first of which were delivered back in 1964. Since 1996 Wärtsilä has produced a standard family of transverse thrusters (controllable, CT, and fixed pitch, FT) in the power range up to 3300 kW.

Many operators rely on the performance of the Wärtsilä transverse thruster while manoeuvring in harbour or for maintaining dynamic positioning all over the globe.

## DESIGN PHILOSOPHY

Wärtsilä has given top priority to reliability and durability when designing the current range of thrusters.

The transverse thruster offers considerable savings in operational costs due to:

- Reliable and durable components
- Long lifetime of the bearings and gears
- High efficiency
- Maintenance-friendly design.

The Wärtsilä transverse thruster design is highly standardized and optimized for use in:

- All sea-going vessels
- Special ships with high demands for dynamic positioning (DP).

Although our transverse thruster is a standard design, developed to cover the practical range of applications, special designs may be required in certain cases.



Barge carrier Smit Pioneer is equipped with three LIPS CT250 transverse thrusters.



The passenger RoRo vessel Seafrance Rodin is equipped with four LIPS CT225 transverse thrusters.



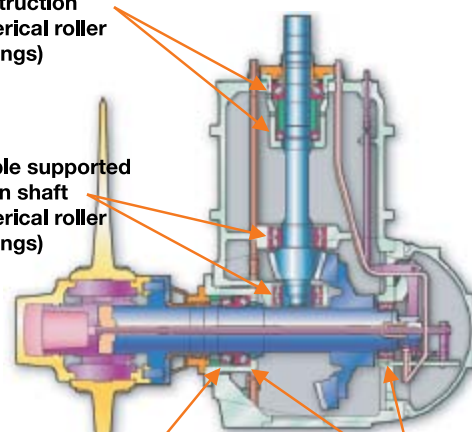


**Flexible bearing construction (spherical roller bearings)**

**Double supported pinion shaft (spherical roller bearings)**

**Separate thrust bearing propeller shaft (tapered roller bearing)**

**Two spherical roller bearings**



We have the know-how and skills to help our customers solve such problems and construct a system tailored to their needs.

The Wärtsilä transverse thruster offers major technical benefits:

- Designed with the smallest possible tunnel diameter, which minimizes the mounting space in the vessel and increases hull efficiency
- Designed for maximum thrust (within class requirements)
- High efficiency obtained by adapting the propeller design to the tunnel diameter and to optimize the flow towards the propeller
- Standard blades of backward skewed design with rounded tips, resulting in optimum thrust efficiency while obtaining a more gradual change in the cavitation volume
- A large blade area to keep cavitation volume as low as possible. This results in maximum thrust output at minimum noise and vibration levels, giving optimum comfort in the accommodation.

## MARKET REQUIREMENTS

The market requires transverse thrusters with full performance capabilities in both normal conditions and during continuous running for dynamic positioning. High-quality materials and well-proven designs are a must.

We believe that flexibility and creativity in all projects is the best way to support owners, operators, consultants and yards. The design of the Wärtsilä transverse thruster enables us to provide flexible and dedicated solutions for any requirement.

The concept further offers reduced lead times and easy availability of spare parts. Long design experience, use of the highest quality materials, and special solutions like double support for the pinion wheels, sealing solutions and the proven long lifetime of our gears and bearings, make us a unique Ship Power partner in all markets.

Whatever the market requires, we can deliver standard, can-mounted transverse thrusters. We also give top priority to providing service and spare parts worldwide, anywhere and at any time.

## FEATURES AND BENEFITS

### BEARING ARRANGEMENT

Wärtsilä transverse thrusters make exclusive use of anti-friction spherical roller or tapered roller bearings, which run completely immersed in ISO 150 gear type lubricating oil.

A split axial and radial bearing layout is applied: each bearing has a specific function and therefore performs optimally. Bearing lifetime is in the order of 60,000 hours based on an average operating profile.

### SEALS

High-quality seals are fitted on the propeller shaft and pinion shaft to prevent water ingress or oil leakage.

### PINION SHAFT

Standard viton lip seal combined with a nitride hardened liner.

### PROPELLER SHAFT

Standard NBR lip seals combined with a

stainless steel liner and a rope guard (split steel cover).

OPTIONAL:

- Viton lip seals with ceramic coated corrosion resistant liner
- Specific customer requirements.

### GEAR SET / CONTACT PATTERN

The bevel gears (pinion and crown wheel) are of the Cyclo-palloid HPG type. The teeth are fine-machined when the hardening process is completed successfully.

When finished, the gearwheels comply with Class 6 or better under DIN 3965. Optimal tooth contact is achieved by precise adjustment of the gear wheels. Deflection of the gear mesh under variable load is prevented because the pinion is supported by radial roller bearings at both sides (lower bearing in cast-in straddle).

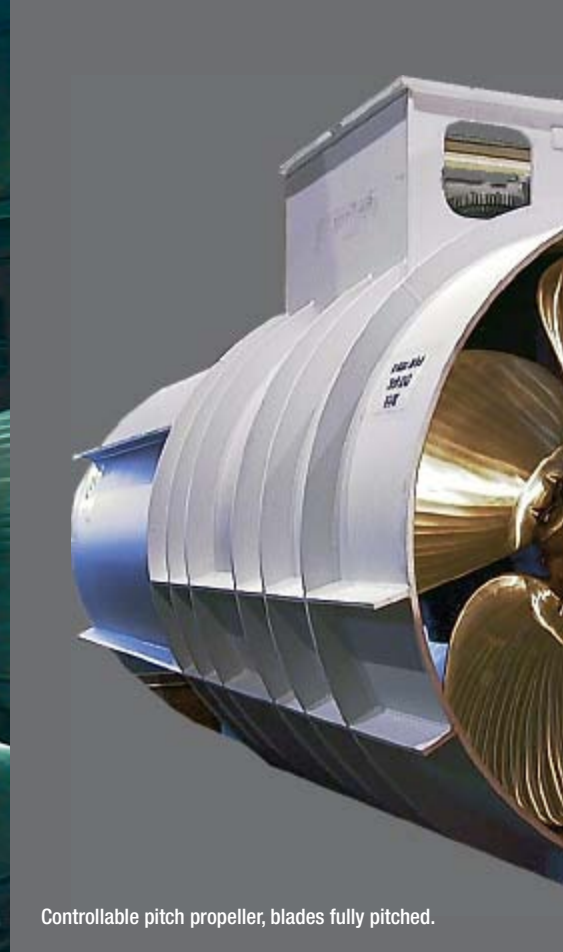
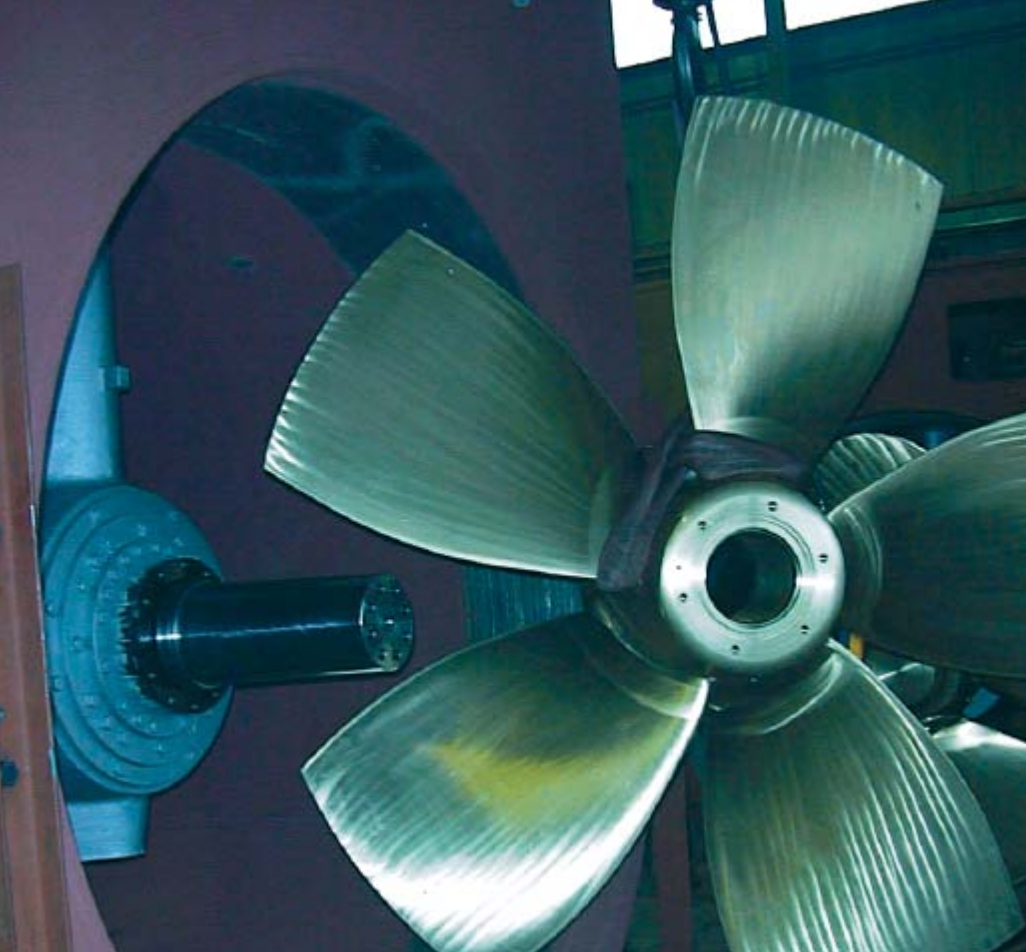
All in all, gearwheel lifetime is infinite.

### PROPELLER DESIGN

Hub and blades are cast of patented Cunial® bronze. The propeller diameter ranges from 1.25 m to 3 m.

A large blade area is chosen to keep the cavitation volume as low as possible. This design results in maximum thrust output with minimum noise and vibration to achieve optimum comfort in the accommodation. The thrust achieved is approximately 0.15 kN/KW based on our standard tunnel configuration.

The well-balanced combination of materials minimizes electrochemical corrosion.



Controllable pitch propeller, blades fully pitched.

## SELECTION OF TRANSVERSE THRUSTERS

### CT TRANSVERSE THRUSTER DESIGN OFFERS:

- Controllable pitch propeller blades actuated by a hydraulic cylinder yoke. Together with the mechanically linked feedback system, this creates a smooth, fast, reliable and accurate pitch control system
- Blades of skew back design
- Compact hub design which is also applied for controllable pitch propellers and steerable thrusters
- Pitch-to-zero-system to minimize trailing under sailing conditions

### FT TRANSVERSE THRUSTER DESIGN OFFERS:

- Propeller hydro dynamically designed for every specific order (4 or 5 blades)
- Hydraulic shrink-fitted propeller to the propeller shaft
- Optional: electric motor with 3-step and stepless speed control

#### Selection criteria for applying CT versus FT

		FT 3-step (AUX) <sup>1)</sup>	FT stepless (DP) <sup>2)</sup>	CT
Drive E-motor		slip-ring	squirrel cage	squirrel cage
Speed control		3 steps	frequency	constant
Thrust control		fixed steps less fast	smooth and fast	smooth and fast
Joystick/DP		not fit	fit	fit
Maintenance		more	less	most
Power efficiency		fair	good	fair
Noise and vibrations	Standby Full power	good fair	good fair	fair good
Dimensions		less compact	extensive	compact

## TUNNELS

Our standard tunnel section is made of rolled mild steel, the thickness and length of which depend on the propeller diameter. The tunnel is reinforced by three rings that can be welded directly into the ship's structure.

The tunnel arrangement can be manufactured for both vertical or horizontal installation.

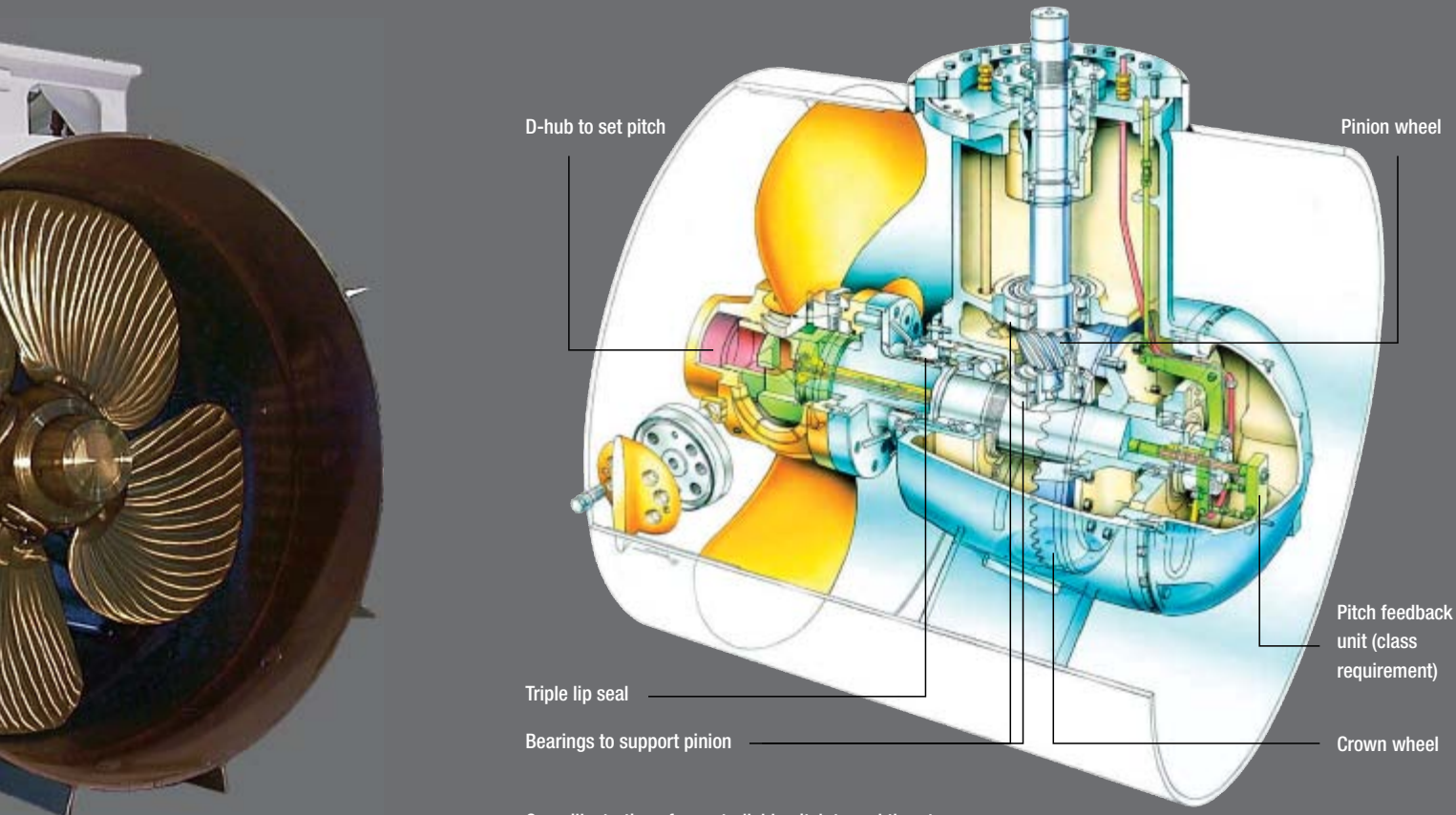
Special arrangements are possible:

- (Dis-) mountable tunnel
- Split delivery (tunnel in advance).

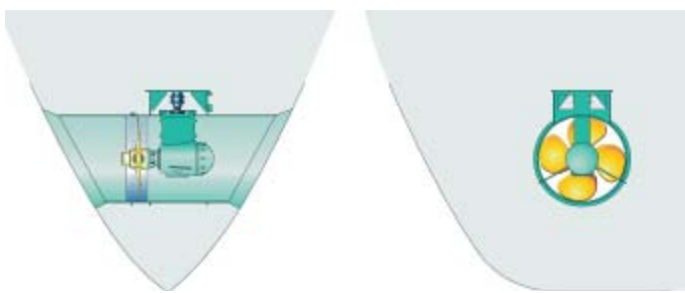
### OPTIONS

- With or without motor support
- Extra tunnel length
- Extra reinforcement rings
- Longitudinal stiffeners
- Stainless steel liner
- Cladded stainless steel liner
- Tunnel ends cut according to hull form
- Special customer demands fulfilled

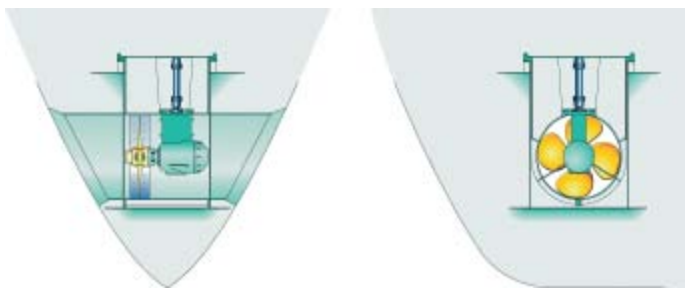
Our specialists can advise you about the optimum tunnel location, the best configuration for the entrance and the geometry of the grids to ensure maximum efficiency.



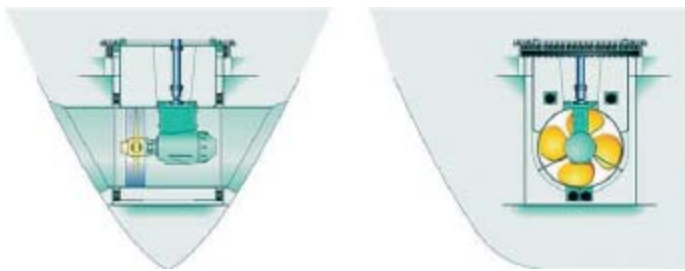
Open illustration of a controllable pitch tunnel thruster.



Weld-in tunnel.



(Dis-) Mountable construction.



Low noise (dis-) mountable construction.

# AUXILIARY SYSTEMS

Each transverse thruster has its own independent auxiliary system consisting of:

- Hydraulic/lubrication systems
- Remote control system
- Optional: electric motor.

## HYDRAULIC/LUBRICATION SYSTEMS

LUBRICATING SYSTEM:

- Header tank is loose supplied and mounted on a certain level above the thruster, to obtain over-pressure in the submerged part of the thruster
- No extra pump is needed
- Oil type: mineral ISO 150/100.

HYDRAULIC PITCH ACTUATING SYSTEM (CT ONLY):

- Power pack tank (located near thruster)
  - Pump E-motor driven
  - Control valve
  - Level switch
  - Filter mounted on top of tank
- Oil type: mineral ISO 150/100.

OPTIONS:

- Two pumps (each 50% or 100%, DP class requirement),
- Oil cooler
- Oil heater
- Temperature switch
- Power pack air pressurized

## REMOTE CONTROL SYSTEM(S)

Wärtsilä can supply various types of remote starting equipment and remote controls.

Controllable pitch transverse thrusters have an electrically operated pitch control system. The control panels, normally located on the bridge wheelhouse and wings, can be situated at various locations depending on the type and function of the vessel.

OPTIONS:

- Portable control panel
- VDR interface.

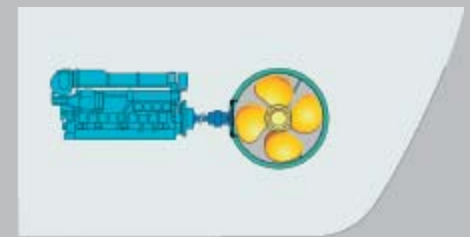


Vertical prime mover directly coupled to the input.

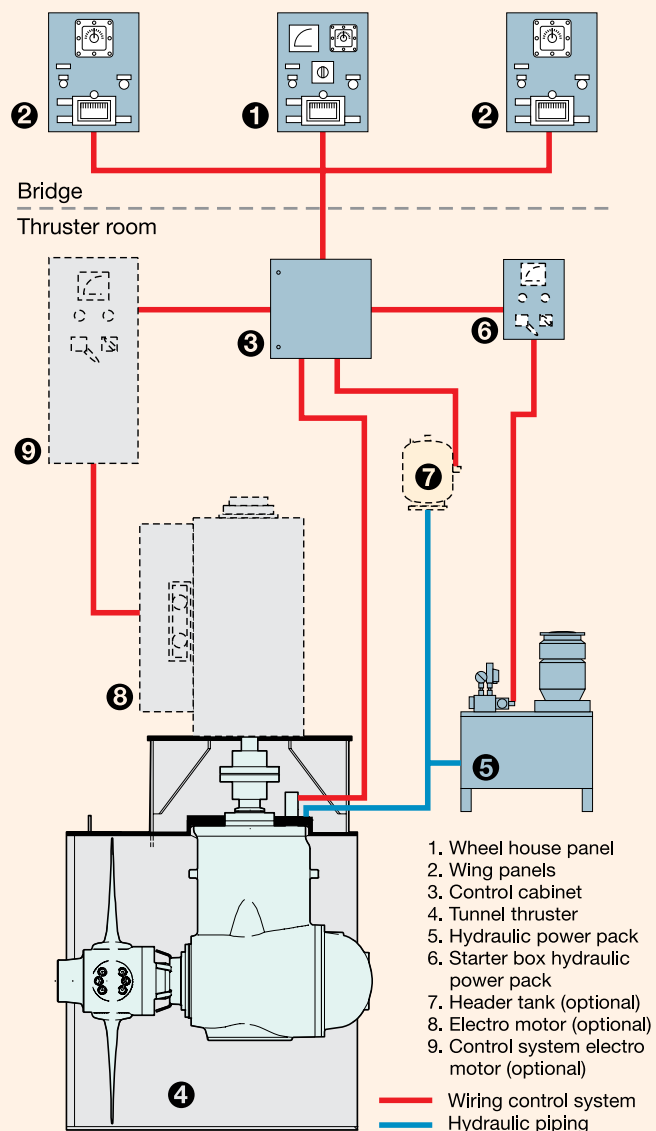
Vertical prime mover coupled by an extended shafting arrangement.



Indirect horizontal prime mover by means of a right angle gearbox.



Direct horizontal prime mover.





The Wärtsilä Plant in Wuxi, PR China, has produced transverse thrusters since end 2004.

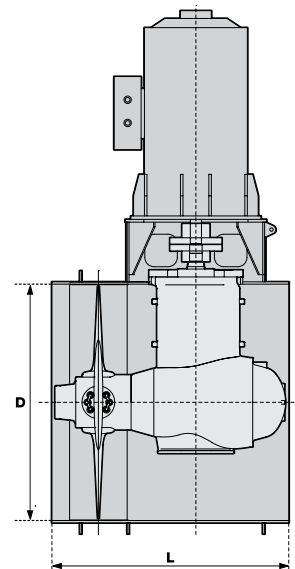
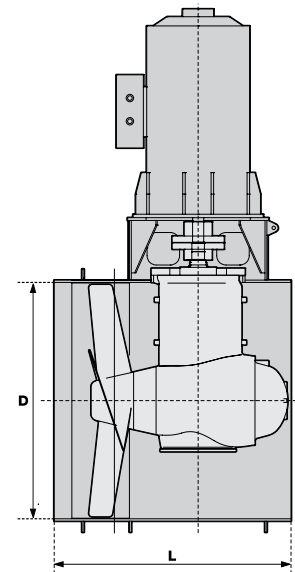
## WORLDWIDE SERVICE AND MAINTENANCE

Worldwide service stations are available to provide you with spare parts and support by professional service engineers. Well equipped workshops contribute to our ability to give you high-quality local service.

When necessary the service stations can count on dedicated support from our thruster engineering team. Professional and quick support at low cost is near to your place of operation.

Type	Electr. freq.	Rational frequency		Max. power (kW) <sup>1</sup>		D	L	Mass <sup>2</sup>
	(Hz)	Input (rpm)	Output (rpm)	Manoeuvring	Dynamic positioning	(mm)	(mm)	(kg)
CT/FT125 H	60	1755	519	614	404	1250	1550	2800
	50	1465	433	516	341			
CT/FT150 H	60	1755	430	880	589	1500	1800	4200
	50	1465	359	735	492			
CT/FT175 H	60	1755	379	1025	713	1750	2000	5900
	50	1465	316	900	595			
CT/FT175 M	60	1170	371	995	995	1750	2000	5900
	50	975	309	829	829			
CT/FT200 H	60	1170	263	1115	742	2000	2250	8100
	50	1465	329	1394	928			
CT/FT200 M	60	1170	324	1515	1227	2000	2250	8100
	50	975	270	1262	1022			
CT/FT225 H	60	1170	287	1785	1201	2250	2350	11500
	50	975	239	1487	1001			
CT/FT225 M	60	880	266	1649	1478	2250	2350	11500
	50	975	295	1827	1502			
CT/FT250 H	60	1170	265	2175	1458	2500	2550	13800
	50	975	221	1813	1215			
CT/FT250 M	60	880	233	1998	1599	2500	2550	13800
	50	975	259	2213	1754			
CT/FT275 H	60	880	216	2532	1735	2750	2800	17800
	50	975	239	2805	1923			
CT/FT275 M	60	880	238	2569	2241	2750	2800	17800
	50	735	199	2145	1858			
CT/FT300 H	60	880	216	3145	2454	3000	3000	22700
	50	735	180	2625	2035			
CT/FT300 M	60	705	210	3405	2657	3000	3000	22700
	50	735	219	3550	2771			

1) Max. power is dependent on sailing profile and classification society requirements.  
2) Includes a standard tunnel with e-motor support.



Wärtsilä is a global leader in complete lifecycle power solutions for the marine and energy markets. By emphasising technological innovation and total efficiency, Wärtsilä maximises the environmental and economic performance of the vessels and power plants of its customers. Wärtsilä is listed on the NASDAQ OMX Helsinki, Finland.

WÄRTSILÄ® is a registered trademark. Copyright © 2009 Wärtsilä Corporation.

ENERGY  
ENVIRONMENT  
ECONOMY

WARTSILA.COM

