

Universidad de **Cádiz**

Proyectos de fin de carrera de **Ingeniería Técnica Naval**

**Cálculo, selección de componentes y diseño
mecánico de la transmisión de potencia
propulsora de un buque Ro-Pax**

Juan PIÑERO PÉREZ



Centro: E. U. I. T. NAVAL
Titulación: I. T. NAVAL
Fecha: Febrero 2008





ÍNDICE

1) INTRODUCCION

- Transbordadores (ferris)
- Tipos de ferris.

1.1 OBJETO DEL PROYECTO

1.2 REFERENCIAS TECNICAS

1.2.1 DE LA PLATAFORMA

1.2.2 DE EQUIPOS Y ACCESORIOS MECANICOS

1.2.3 SOCIEDAD DE CLASIFICACION

1.2.4 REQUERIMIENTOS DE I.M.O

2) DATOS FUNCIONALES DE DISEÑO

2.1 MOTOR PROPULSOR

2.2 REDUCTOR

2.3 SELECCIÓN DEL PROPULSOR

2.4 ALTERNADOR DE COLA

2.5 DIAGRAMAS DE POTENCIA.

ANALISIS DE PRESTACIONES

2.6 DISPOSICIÓN Y LONGITUDES DE LINEA DE EJES

3) CALCULO DE DIAMETROS MINIMOS Y TENSIONES TANGENCIALES



3.1 PUNTOS DE DISEÑO HIDRODINAMICO Y DINAMICO

3.2 EJES MACIZOS / EJES HUECOS

3.2.1 OPTIMIZACION POR PESO (Regla del 40%)

- 1) CALCULO DE LAS UNIONES DE LOS EJES DE TRANSMISION
- 2) SELECCIÓN DE ACOPLAMIENTOS
- 3) DISTANCIAS MAXIMAS ENTRE APOYOS
- 4) SITUACIÓN DE LOS APOYOS

7.1 DEFORMACIONES MAXIMAS ASOCIADAS

- 5) MOMENTOS FLECTORES, FUERZAS CORTANTES, REACCIONES Y FLECHAS DE LA LINEA DE EJES.
RECOMENDACIONES DE ALINEACIÓN
- 6) SELECCIÓN Y DISPOSICIÓN DE SOPORTES
- 10) FRECUENCIAS DE VIBRACIÓN LATERALES DE FLEXIÓN
- 11) FRECUENCIAS DE VIBRACIÓN AXIAL
- 12) PLANO DE DISPOSICIÓN GENERAL



1) INTRODUCCION.

- TRANSBORDADOR (FERRI).

Un transbordador o ferri es un barco que enlaza dos puntos llevando pasajeros y a veces vehículos en horarios programados. Forman parte del transporte público en algunas ciudades situadas en la costa, con bahías, grandes lagos, ríos o en islas, permitiendo el tránsito directo entre dos puntos y su coste es mucho menor a la construcción de túneles y puentes.

En algunas regiones la palabra transbordador se usa para el buque que une distancias cortas, mientras que ferry se denomina a un buque que cubre mayores recorridos y es también de mayores dimensiones.

TIPOS:

- Fast ferries
- Hidroala
- Catamarán
- Ro-ro
- Ro-pax
- Ferry con cable

FAST FERRIES.

Tienen la ventaja de alcanzar altas velocidades de crucero como por ejemplo los aerodeslizadores u overcraft, aunque en la actualidad han sido reemplazados por los catamaranes de alta velocidad que compiten con los ferries convencionales.



Calculo, selección de componentes y diseño mecánico de la transmisión de potencia propulsora de un buque Ro-Pax



HIDROALA.

Las hidroalas son una práctica rápida y relativamente económica en algunas islas, aunque su reemplazo por transbordadores de coches de alta velocidad es cada día más notable.

Son embarcaciones que al estar sostenida por flotadores o por esquíes con superficies de apoyo más bajas que la carena del casco, reducen notablemente la resistencia al avance permitiendo alcanzar varios nudos de velocidad.



CATAMARAN.

Los catamaranes son embarcaciones de dos cascos unidos por un marco. Pueden ser propulsadas a vela o a motor, normalmente asociadas con buques de alta velocidad, lo que hace adecuado este tipo de buques para actuar como ferries o fast ferries.





RO-RO.

Ro-ro son acrónimos del término inglés Roll on / Roll off, un tipo de ferri o buque que transporta cargamento rodado como por ejemplo automóviles, camiones o trenes.

Dichos buques se caracterizan por tener una gran porta abatible en la popa o proa que hacen las veces de rampa permitiendo descargar (roll off) o cargar (roll on) la carga al barco desde el puerto, así como una superestructura muy alta y larga.

Su aspecto es el de un gran cajón flotante.

Mientras que los ferries pequeños operan a lo largo de ríos y otras distancias cortas, el término Ro-ro generalmente se reserva para buques que realizan rutas que cruzan océanos.

Normalmente los buques que transportan automóviles nuevos por el mundo son Ro-ros, a estos buques se les denominan Pure car carriers, es decir, cargueros específicamente destinados al transporte de coches o camiones.

Los ferries Ro-ro tienen la reputación de estar diseñados arriesgadamente, ya que las grandes puertas externas están cercanas a la línea de agua y una o varias cubiertas para vehículos de gran tamaño y sin tabique hermético que son capaces de prevenir grandes movimientos de corrientes de agua.





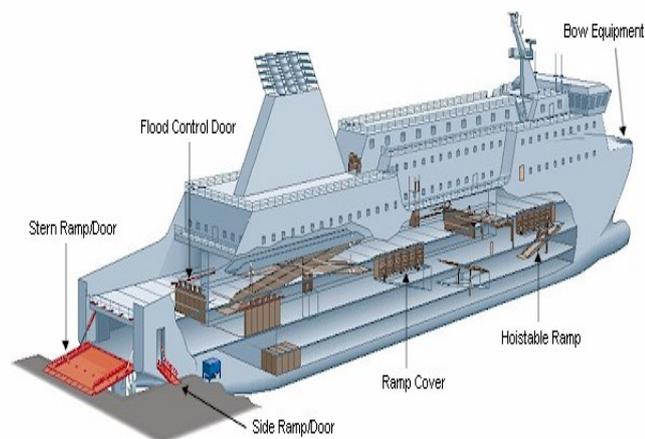
RO-PAX.

El acrónimo Ro-pax se utiliza cuando un buque Ro-ro se equipa con una cabina habilitada para permitir la estancia a cientos de pasajeros ofreciéndole a estos la comodidad y el confort de un ferri convencional, con la diferencia de que dos o más cubiertas del buque están destinadas para el transporte de vehículos, con una serie de rampas o ascensores interiores para permitir el tránsito de coches entre las cubiertas habilitadas para ello.

Al igual que los Ro-ro, estos barcos disponen de una gran puerta abatible a proa o popa que permite el tránsito de la carga rodada.

Actualmente estos tipos de barco (ro-pax / ro-ro) disponen de un sistema sofisticado de corrección de escora y que consiste en unas potentes bombas que inyectan el agua de lastre de un tanque a otro a medida que se produzca la escora corrigiendo esta.

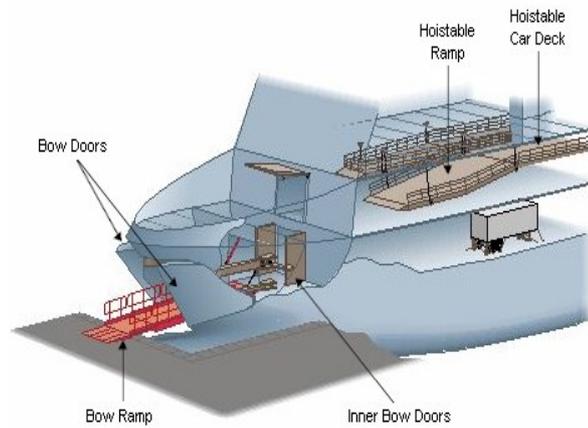
A continuación podemos ver las ilustraciones de buques ro-pax con rampas a popa y a proa.



Buque ro-pax con rampa a popa



Calculo, selección de componentes y diseño mecánico de la transmisión de potencia propulsora de un buque Ro-Pax



Buque ro-pax con rampa a proa

FERRI CON CABLE.

Para distancias muy cortas, donde el ferri es propulsado y dirigido por cables que están conectados en ambas orillas, aunque a veces es dirigido por alguien desde dentro. Los ferries a reacción usan la fuerza perpendicular de la corriente de agua como fuente de energía.



1.1 OBJETO DEL PROYECTO.

El objeto del proyecto es el dimensionamiento y cálculo de los diferentes elementos que integran un sistema de transmisión mecánica, así como la selección de sus componentes, desde el elemento de generación de energía como es el motor propulsor hasta el elemento de generación de empuje, que en nuestro caso, y ya detallaremos más adelante, se trata de una hélice de paso variable, pasando por cada uno de los elementos que componen la transmisión como son un reductor, un generador de cola, la correspondiente línea de ejes, bocina y los diferentes acoplamientos y soportes que se instalaran en la misma.

Mencionar que la transmisión de la embarcación posee 2 líneas de ejes simétricas, movidos cada una de ellas por 2 motores con las mismas características, haciendo un total de 4 motores para dos líneas de ejes.

Ambas líneas deben estar calculadas para ser acopladas a un buque tipo Ro-Pax, con una serie de dimensiones las cuales debemos tener en cuenta a la hora de realizar cualquier cálculo estructural, datos que se describirán más adelante.

1.2 REFERENCIAS TECNICAS.

1.2.1 DE LA PLATAFORMA.

Se trata como sabemos de un buque Ro-pax proyectado y construido para el transporte de cargas rodantes, sus conductores y pasaje en general para lo que dispone de eficaces medios de acceso de carga y descarga, así, como funcionalidad, belleza y confort de las instalaciones para el pasaje que hacen de él un buque entre los mejores del mundo en su género en este



**Calculo, selección de componentes y diseño mecánico de la
transmisión de potencia propulsora de un buque Ro-Pax**



momento, y perfectamente adaptado a las características de explotación que se prevén para este tipo de buques.

Dicho buque dispone de dos cubiertas para la carga con una capacidad máxima de 200 coches y 60 tráilers repartidos entre ambas cubiertas, así, como de los medios de acceso y estiba de la carga ya sean rampa-puerta o rampas- interiores entre cubiertas.

El buque también dispone de una superestructura al centro-proa con un helipuerto en la cubierta superior, y debajo de esta, la habilitación para la tripulación, así como 2 cubiertas destinadas para la estancia de los pasajeros con capacidad para albergar cerca de 1000 pasajeros, con la cámara de máquinas a popa, bajo la cubierta principal, disponiendo de dos líneas de ejes, accionadas cada una de ellas por dos motores de velocidad media con su correspondiente reductor, para adaptar las vueltas a las que gira el motor a unas adecuadas para el eje de transmisión, permitiendo alcanzar al buque unos 21 nudos en navegación libre.

A continuación se detallaran las dimensiones principales correspondientes a la embarcación que tratamos.

- Eslora total135 m
- Eslora entre perpendiculares123 m
- Manga máxima.....22,70 m
- Puntal a la cubierta superior29,80 m
- Calado de diseño5,60 m
- Calado de escantillonado5,80 m
- Capacidad coches200
- Capacidad camiones60
- Capacidad pasajeros976

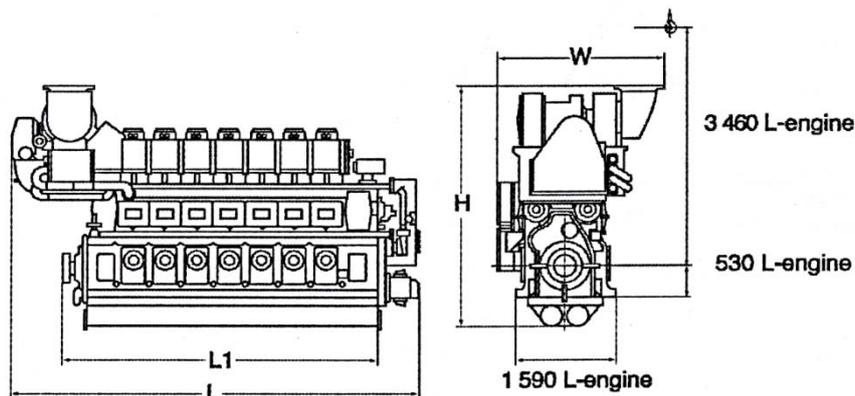


1.2.2 DE EQUIPOS Y ACCESORIOS MECANICOS.

· Motor principal:

Cuatro motores propulsores diesel marino 7L 32/40, dos por cada línea.

- Fabricante: IZAR-MOTORES
- Modelo: 7L 32/40
- Diámetro del pistón: 320 mm
- Carrera del pistón: 400 mm
- Ciclo: 4 Tiempos



A continuación se detallaran una serie de detalles constructivos del mismo:

- I. Bastidor: Esta construido en hierro fundido, en diseño de monobloque. Los cuerpos individuales de los cilindros del motor aseguran una perfecta geometría de las camisas del cilindro, bajo todas las condiciones de carga. Las guías de los cojinetes del árbol de levas está localizada al final del volante del motor.



Características mecánicas:

- Alta rigidez en los apoyos de los cojinetes de bancada resultando amplia la vida de servicio.
- Disposición del cigüeñal para montaje elástico y auto soportado.
- Bastidor sin circulación de agua por lo que se elimina el riesgo de contaminación del aceite lubricante.

II. Culata: Construida en fundición nodular y fijada con cuatro espárragos apretados mediante dispositivo hidráulico. Posee una tapa de fácil desmontaje para las inspecciones.

III. Cámara de combustión: La geometría de la cámara de combustión, permite una atomización sin obstáculos de la tobera de inyección que facilita: Mezcla del aire y combustible, menos residuos de combustión y consumos reducidos.

IV. Pistón: La cabeza del pistón es de acero forjado d alta calidad y la faldilla de fundición nodular. Posee cuatro aros, tres de compresión, de los cuales el primero tiene un recubrimiento de cromo cerámico y el resto un recubrimiento de cromo laminar, y por último un aro rascador.

V. Biela: Se trata de una biela de tipo marino totalmente mecanizada, que posee un cojinete de cigüeñal que permanece con la cabeza de la biela cuando se desmonta el pistón. El correcto dimensionamiento de los cojinetes asegura una óptima capacidad y larga vida de los mismos. Posee baja altura de desmontaje para el pistón.



VI. Camisa: La geometría de la camisa facilita un enfriamiento optimizado. Posee un diseño realizado para sufrir bajas deformaciones, un aro de fuego y pistón escalonado para prevenir el pulido del cilindro. El aro de fuego permite una refrigeración eficiente así como unos niveles de temperatura bajos, gracias a una geometría optimizada dando lugar a una gran estabilidad frente a la deformación.

VII. Válvulas de escape: El dispositivo de rotación tipo propulsor proporciona una velocidad tangencial de las válvulas de escape en el asiento para favorecer la eliminación de depósitos. La temperatura en el asiento de la válvula de escape es menor de 430°C por lo que se evita la corrosión por alta temperatura.

Posee las siguientes características mecánicas:

- Largos periodos de TBO gracias al blindaje de los asientos de válvula y a la refrigeración de los anillos de asiento.
- Dispositivo de giro libre de mantenimiento.

VIII. Válvulas inyectoras: Están provistas de válvulas ecualizadoras de presión que evitan el goteo, cavitaciones y picos de presión elevados. Se caracterizan por una atomización mejorada, particularmente a cargas parciales y una reducción del volumen de las cavidades de pulverización, esto da lugar a una reducción de formación de carbonilla y una reducción de consumo de combustible minimizando la formación de partículas inquemadas. Estas poseen un bajo empacho gracias al diseño de monobloque.



IX. Levas: Posee unos árboles de levas independientes para la inyección y válvulas, con ello es posible el ajuste independiente de la inyección y de las válvulas de admisión y escape.

Con el dispositivo de ajuste para la inyección se consigue una adaptación simple a:

- Diferentes calidades de fuel.
- Diferentes condiciones ambientales.
- Optimizada operación del motor para reducir emisiones.

El constructor del motor nos da datos técnicos del motor seleccionado.

Parámetros:

Potencia de salida:3360 Kw
Diámetro del pistón:320 mm
Carrera del pistón:400 mm
Velocidad de giro del motor:750 rpm
Relación de compresión:14.5:1
Presión máxima:190 bar
Desplazamiento por cilindro:32.17 litros
Presión efectiva:24.9 bar
Velocidad del pistón:9.6 m/sec



· Reductor:

Un sistema de transmisión o reductor, uno por cada línea, haciendo un total de 2 reductores en nuestra planta, para la unión del eje propulsor con el motor propulsor, que se encargará de adaptar el numero de vueltas a las que gira el motor a un numero de vueltas adecuadas para el eje de transmisión.

Dicho reductor perteneciente a la empresa REINTJES, concretamente el modelo DLG -5551-K41.

La reductora principal de la línea de ejes (DLG 5551 K41) está compuesta por los siguientes elementos:

- Embragues: El accionamiento de los mismos es hidráulico, llevan incorporado su propio sistema de refrigeración y elementos para su control y seguridad.
- Dos entradas de ejes. La distancia mínima entre las entradas es de 2500 mm.
- Una salida de eje PTO para conducir el alternador principal.
- Engranajes endurecidos y de alta resistencia.
- Un cojinete de empuje incorporado para soportar los máximos empujes de la hélice hacia proa y hacia popa.
- Dos bombas de aceite.
- Dos válvulas de control
- Dos filtros de aceite.
- Dos cambiadores de calor.

A continuación se describirán algunos datos del funcionamiento del mismo:



**Calculo, selección de componentes y diseño mecánico de la
transmisión de potencia propulsora de un buque Ro-Pax**



- Constructor motor:Man
- Tipo de motor:32/40
- Iso-standard rating DIN 6271:3360 Kw, 4568 Hp, 4502

Bhp

- Velocidad de giro del motor:750 rpm
- Relación Potencia/Velocidad:4,480 Kw/n

Se expondrán también algunos datos técnicos de los cambiadores de calor.

- Tubo enfriador (Tube bundle):.....CuNi 10Fe
- Modelo:Hs Cooler KS20 L 1200
- Calor a disipar:84000 J/s
- Temperatura interior del agua fría:Max. 38 degrees Celsius
- Cantidad de agua fría: $\left\{ \begin{array}{l} \text{Min 20000 l/h} \\ \text{Max 25000 l/h} \end{array} \right.$

· Línea de ejes:

Dos líneas de ejes huecas y simétricas, con sus correspondientes accesorios, para la transmisión de la potencia de salida del motor hacia el elemento impulsor.

Dicha línea está conformada por tres tramos diferentes tanto de longitud como de diámetro exterior (cumpliendo la normativa impuesta por la sociedad de clasificación), pero manteniendo el diámetro interior en los tres tramos, hueco en el que irá alojado el mecanismo de accionamiento de las palas de la hélice para variar el paso de la misma.

Las dimensiones las podemos ver, en el apartado de disposición y longitudes de líneas de ejes y en los cálculos para ejes macizos y ejes huecos.



· Bocina:

Una bocina para la conducción de la línea de ejes y conexión con la hélice, fabricada por Jhon Crane Lips, con todos sus accesorios correspondientes.

Se trata de una bocina tipo integral, y será lubricada con aceite mediante el correspondiente sistema de lubricación.

Posee una protección contra la corrosión mediante ánodos de zinc.

La longitud de la misma es de 7790 mm.

Los cojinetes del tubo de bocina son también del fabricante Jonh Crane Lips, el material de encamisado es metal blanco.

También posee, un cierre de bocina de popa, del mismo fabricante, con las siguientes características:

- Tipo y tamaño:380MKII
- Material de los sellos:Viton
- Material de la camisa:Cromo
- Material de la envuelta:Hierro fundido
- Material pernos:Acero inox
- Indicador del nivel de aceite.
- Sellos provistos de ánodos de zinc para evitar la corrosión.

Un cierre de bocina de proa, del mismo fabricante, con las siguientes características:

- Tipo y tamaño:380MKII
- Material de los sellos:Viton
- Material de la camisa:Cromo
- Material de la envuelta:Hierro fundido
- Material pernos:Acero inox
- Indicador del nivel de aceite.



En los planos de estructuras del anexo y en la documentación podemos observar, la disposición y dimensiones, de la bocina y los cierres de esta.

· Propulsor:

Se trata de un elemento impulsor que en nuestro caso sería una hélice de paso controlable que girará a una velocidad de 160 rpm.

Dicho propulsor será definido más detalladamente en el apartado correspondiente de la selección de propulsor.

1.2.3 SOCIEDAD DE CLASIFICACION.

El reglamento del que se ha hecho uso en el presente proyecto es el correspondiente a DET NORSKE VERITAS.

1.2.4 REQUERIMIENTOS DE I.M.O

A pesar de que un buque cumpla y debe cumplir con los requisitos impuestos por las sociedades de clasificación por los que se rige, no necesariamente debe cumplir los requerimientos de I.M.O, eso sería competencia de las autoridades por las que se rige la bandera de dicho buque, aún así nuestro buque cumple perfectamente con tales requerimientos, no obstante las sociedades de clasificación no exigen el cumplimiento de la I.M.O.



2) DATOS FUNCIONALES DE DISEÑO.

2.1 MOTOR PROPULSOR.

Dentro del apartado funcional, es lógico preguntarse porqué y cuando se deben utilizar motores de 2 ó 4 tiempos. Ambos tienen una serie de ventajas e inconvenientes que debemos tener en cuenta a la hora de elegir un tipo de motor.

Los motores de 2 tiempos, se caracterizan por girar a menores revoluciones, lo que conlleva normalmente un mayor tiempo de vida, como es lógico. También se caracterizan por funcionar prácticamente con todo tipo de calidades de combustibles. El mayor inconveniente es el empacho, ya que poseen dimensiones demasiado elevadas.

Por el contrario, los motores de 4 tiempos, son de velocidades mucho más altas, lo que conlleva un tiempo de vida más corto, en cambio estos funcionan con combustibles concretos. La mayor ventaja es que posee dimensiones bastante más reducidas que los motores de 2 tiempos.

En apartados anteriores, hemos definido algunas características técnicas de los motores propulsores de los que va provisto nuestro buque, y como reseñamos, decidimos instalar motores de 4 tiempos, por motivos de peso y además las dimensiones del buque nos limitan la elección.

La disposición de los 4 motores, repartidos en dos líneas en paralelo, permite garantizar una navegación segura ante la posible avería de alguno de los motores e incluso de alguna de las líneas.

Otra de las ventajas de disponer motores de 4 tiempos es la posibilidad de trabajar un solo motor por línea de transmisión dependiendo de la operatividad del buque, ya sea por motivos de carga, condiciones climatológicas etc.



Calculo, selección de componentes y diseño mecánico de la transmisión de potencia propulsora de un buque Ro-Pax

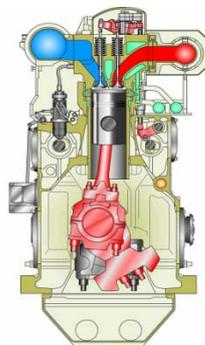


El tipo de motor propulsor elegido para la embarcación ha sido suministrado por IZAR-MAN Cartagena, en concreto el modelo 7L 32/40.

Los motores IZAR-MAN de 4 tiempos, se caracterizan por tener una alta densidad de potencia, ser fiables y poseer una alta disponibilidad de la instalación.

Se trata de diseños que poseen una construcción modular de los sistemas del motor que permiten su actualización en el futuro y están realizados para tener costes bajos en operación y mantenimiento, además de respetar el medio ambiente.

A continuación podemos ver una ilustración del motor correspondiente a nuestra embarcación:



L 32/40

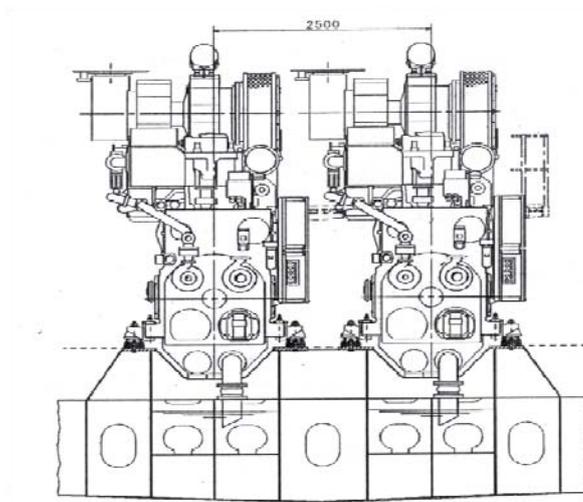
Se trata de un motor de 7 cilindros, capaz de proporcionar una potencia de salida de 3360 kw a una velocidad de giro de 750 rpm.



Calculo, selección de componentes y diseño mecánico de la transmisión de potencia propulsora de un buque Ro-Pax



Como hemos comentado anteriormente nuestro buque consta de dos líneas de ejes movidas cada una de ellas por dos motores dispuestos en paralelo, a continuación veremos una ilustración de la disposición de ambos motores.



La mínima distancia entre los centros es 2500 mm

Dicho propulsor está diseñado para funcionar dentro de unas condiciones ambientales como son:

- **Tropicales** -Temperatura exterior del aire--- 45°C
 -Temperatura del agua del mar--- 32°C

- **Árticas** -Temperatura exterior del aire--- -20°C
 -Temperatura del agua del mar--- -1°C



**Calculo, selección de componentes y diseño mecánico de la
transmisión de potencia propulsora de un buque Ro-Pax**



El motor diesel elegido, está diseñado para un servicio no restringido dentro de una serie de temperaturas funcionales como son:

- **Condiciones funcionales del lubricante--- 40°C.**
- **Condiciones funcionales del combustible--- 30+/-3°C**
(La temperatura mínima de arranque del combustible es de 5°C, por debajo de esta, se deberán utilizar combustibles especiales).
- **Condiciones funcionales del sistema de refrigeración---Comenzará a funcionar cuando el agua de refrigeración de las camisas alcance una temperatura de 40°C.**
- **Condiciones funcionales del aire de combustión--- El aire a de estar libre de agua y sal. Debe retener al menos un 95% de partículas mayores de 10 micromios.**



2.3 SELECCIÓN DEL PROPULSOR.

En este punto se trata de seleccionar el tipo de propulsor adecuado para nuestra planta, la instalación en la que se basa el proyecto, consta, como dijimos anteriormente, de dos líneas de propulsión impulsadas cada una por dos motores acoplados en paralelo, simétricas de semejantes características, por lo que a partir de una de ellas, estudiaremos el propulsor a instalar en ambas.

Existen mucha variedad de propulsores en función del tipo de buque y el modo de operar del mismo, la selección se realizará después de estudiar los diversos factores que influyen en el funcionamiento de la línea.

El buque del tipo que estamos tratando, son embarcaciones en lo que prima es la comodidad entre los pasajeros, se diseñan para una navegación libre y requieren una cierta velocidad, ya que es una de las principales características de los ferries y concretamente nuestro buque tendrá una velocidad máxima en navegación libre de 21 nudos.

Como hemos comentado, nuestro proyecto hace referencia a un tipo de buque de pasaje, el cual está destinado a realizar trayectos sometidos a un horario previamente establecido, quedando por tanto el cumplimiento de este horario como exigencia de proyecto, esto nos lleva a calcular la máxima potencia que hemos de necesitar para cumplir con tal exigencia, esta máxima potencia se consigue en condiciones normales de funcionamiento con ambos motores compartiendo carga, pero durante la vida del buque se puede dar el caso de la ruptura o avería de uno de los motores que tenemos por línea, ante tal situación, el comportamiento de una hélice de paso variable es mejor que el de una hélice de paso fijo, ya que las hélices de paso variable nos permite modificar la curva de demanda de potencia girando las palas, y por tanto conseguir absorber la



máxima potencia que es capaz de generar el motor.

Para el caso de una hélice de paso fijo en ningún momento podríamos conseguir consumir la potencia máxima generada por el motor, por lo que obtendríamos una pérdida considerable en el rendimiento de la planta de propulsión.

En conclusión al elegir hélices de paso variable aprovechamos toda la potencia de la máquina propulsora en la mayoría de las condiciones de trabajo, puesto que variando el paso se puede conseguir que la máquina gire siempre a la misma velocidad angular, consiguiendo así absorber la hélice la máxima potencia generada en las distintas condiciones de trabajo, también obtendremos en todo momento un rendimiento elevado de la planta, ya que podemos optimizar al máximo la potencia proporcionada por los motores en todo caso.

Por otra parte durante la vida del buque, el casco (obra viva) y la hélice se encuentran sometidos a la adhesión de suciedad, esta a medida que se va acumulando en el casco y en la hélice varía las condiciones hidrodinámicas que se tuvieron en cuenta para el diseño de los mismos, llegando el momento en el que es necesario llevar el buque a dique para eliminar tal suciedad.

En caso de una hélice de paso variable, esta nos permite ampliar el periodo de tiempo antes de entrar en el dique ya que actuando sobre la orientación de las palas podemos en gran medida compensar la alteración de las condiciones hidrodinámicas de diseño.

Por último proporciona desde el punto de vista de la maniobrabilidad una gran comodidad y eficacia de servicio, ya que mejoramos las maniobras de entrada y salida del puerto, así como el atraque y desatraque.



Calculo, selección de componentes y diseño mecánico de la transmisión de potencia propulsora de un buque Ro-Pax



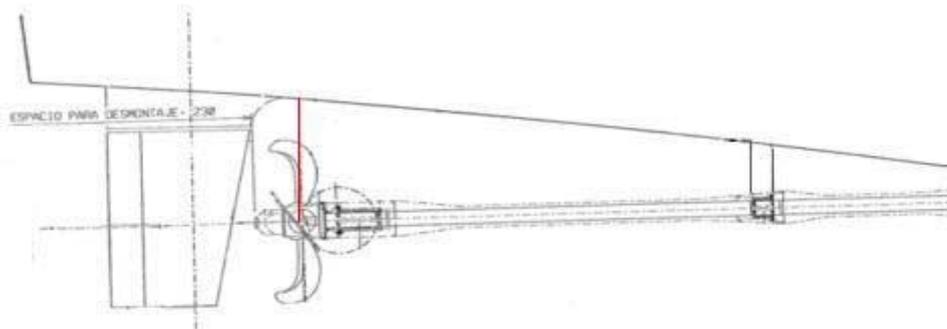
Un factor a tener en cuenta siempre, es el principio básico de que el rendimiento será más regular, cuanto mayor sea el diámetro y menor el numero de revoluciones.

En relación a lo anterior vamos a llevar a cabo el cálculo del diámetro de nuestra hélice, tomando previamente las dimensiones del codaste de la embarcación en el plano de formas del buque, según la siguiente expresión.

$$H = D/2 + 0,25D$$

Sabiendo que la altura del codaste es de 3225mm, habiendo tomado dichas medidas según la ilustración en la zona marcada con línea roja tenemos que:

$$D. hélice = 4300mm$$



Los niveles de vibraciones y ruidos dentro de la embarcación son derivados de ciertos aspectos, entre ellos dos fundamentales:

- Distancia de la periferia de las palas al casco.
- Forma de las palas.

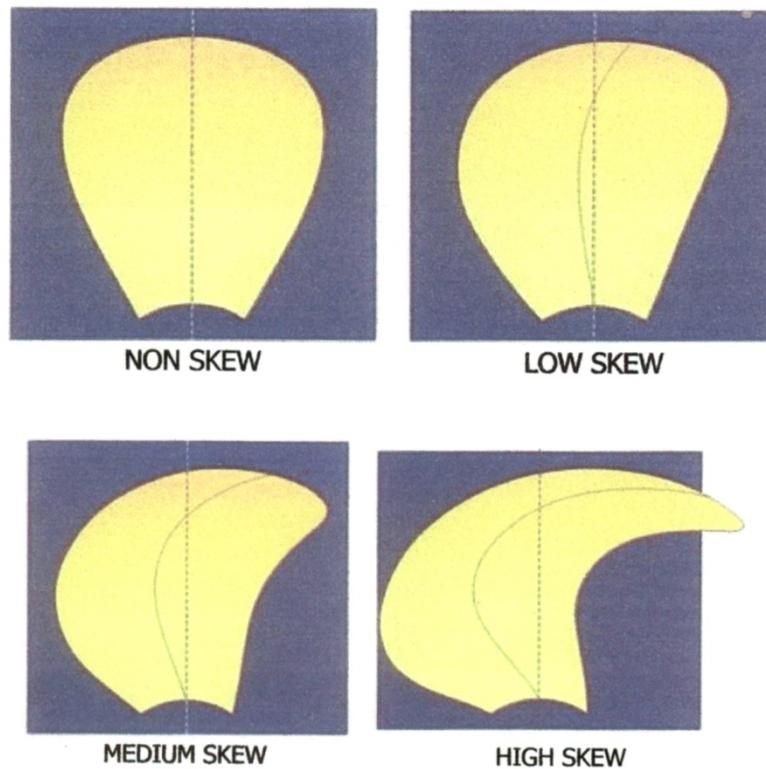


Para el tamaño de la misma, como antes dijimos, deberemos tener en cuenta dimensiones del codaste del buque así como los márgenes recomendados para un funcionamiento adecuado.

Los márgenes que se deben guardar en el codaste, vienen definidos también por la forma de la pala.

Dependiendo de la longitud de curvatura de la punta de la pala (skew) el pulso de presión generado a su paso por el punto más cercano al casco del buque será de mayor o menor intensidad.

Los diferentes perfiles los podemos observar en la siguiente ilustración:

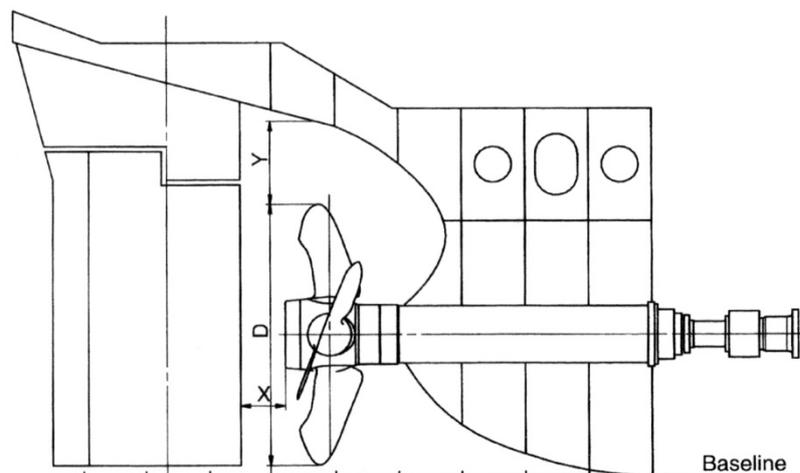




Las diferencias principales radican, en que el modelo “NON SKEW” genera un pulso de presión de mayor intensidad, en cambio el modelo “HIG SKEW” es de menor intensidad, y el coste del primero es mucho menor que el segundo.

Al tratarse de una embarcación destinada también al transporte de pasajeros en lo que prima es el confort, hemos optado por la solución más confortable instalando palas del tipo “NON SKEW” para minimizar ruidos y vibraciones.

En la siguiente ilustración se pueden observar los márgenes en porcentajes que debemos guardar en nuestra embarcación, entre la periferia de la pala y el codaste, en función del tipo de perfil que instalemos.



Disposición de la hélice en el codaste



Calculo, selección de componentes y diseño mecánico de la transmisión de potencia propulsora de un buque Ro-Pax



Hub	Dismantling of cap	High Skew propeller	Non Skew propeller	Baseline clearance Z mm
	X mm	Y	Y	
VB 480	75	15-20% of D	20-25% of D	Minimun 50-100
VB 560	100			
VB 640	115			
VB 740	115			
VB 860	135			
VB 980	120			
VBS 740	225			
VBS 860	265			
VBS 980	300			
VBS 1080	330			
VBS 1180	365			
VBS 1280	395			
VBS 1380	420			
VBS 1460	450			
VBS 1560	480			
VBS 1680	515			

Cuadro de porcentajes según perfil escogido

Una vez definidos el diámetro y los márgenes de las palas de nuestro propulsor procederemos a realizar un cálculo aproximado de las revoluciones a las que girará nuestro eje según la siguiente expresión:



**Calculo, selección de componentes y diseño mecánico de la
transmisión de potencia propulsora de un buque Ro-Pax**



$$\text{RPM} = 101 \times \sqrt[3]{\frac{P}{D^5}}$$

Donde:

P: Potencia máxima en Kw.

D: Diámetro del propulsor en metros.

$$\text{RPM} = 165,9 \text{ rpm}$$

En nuestro caso vamos a considerar que el eje girará a 160 Rpm.



2.4 ALTERNADOR DE COLA.

El alternador, como sabemos es un generador de corriente eléctrica que transforma la energía mecánica que recibe de su eje en energía eléctrica que sirve para proporcionar corriente eléctrica a los distintos consumidores instalados a bordo ya sean, sistema de alimentación de combustible, sistema de encendido, bombas, luces etc.

Un alternador se puede utilizar de dos maneras diferentes dependiendo de la demanda eléctrica del buque, en nuestro caso no tendremos una gran demanda eléctrica y solo utilizaremos entre un 15% y un 20% de la potencia instalada en el buque, ya que normalmente salvo en ocasiones especiales ya sea por motivos de carga, de tiempo o inclemencias meteorológicas, en condiciones optimas de navegación utilizaremos un 80% u 85% de la potencia del motor, con ese 15% de potencia restante tenemos energía suficiente para atender las necesidades durante la navegación, normalmente durante la navegación tendremos una demanda eléctrica fija.

Otro factor importante del alternador, es conseguir en determinadas condiciones de navegación que el motor o motores principales alcance el rendimiento óptimo del 85% como es nuestro caso.

En cambio si el consumo durante la navegación es alto, como es el caso de grandes buques Ro-Ro, se necesitan alternadores con mucha potencia, destinando muy poca potencia a la propulsión y realizando las maniobras con el paso de la hélice.



2.5 DIAGRAMAS DE POTENCIA. ANALISIS DE PRESTACIONES.

En este punto vamos a realizar el cálculo de la curva de demanda de potencia del consumidor. En esta curva se representa la potencia absorbida por el consumidor en función de su velocidad de giro.

La curva de demanda de potencia del consumidor nos permite conocer:

- La potencia que absorbe el consumidor para una determinada velocidad de giro del mismo.
- Perfil de operación.

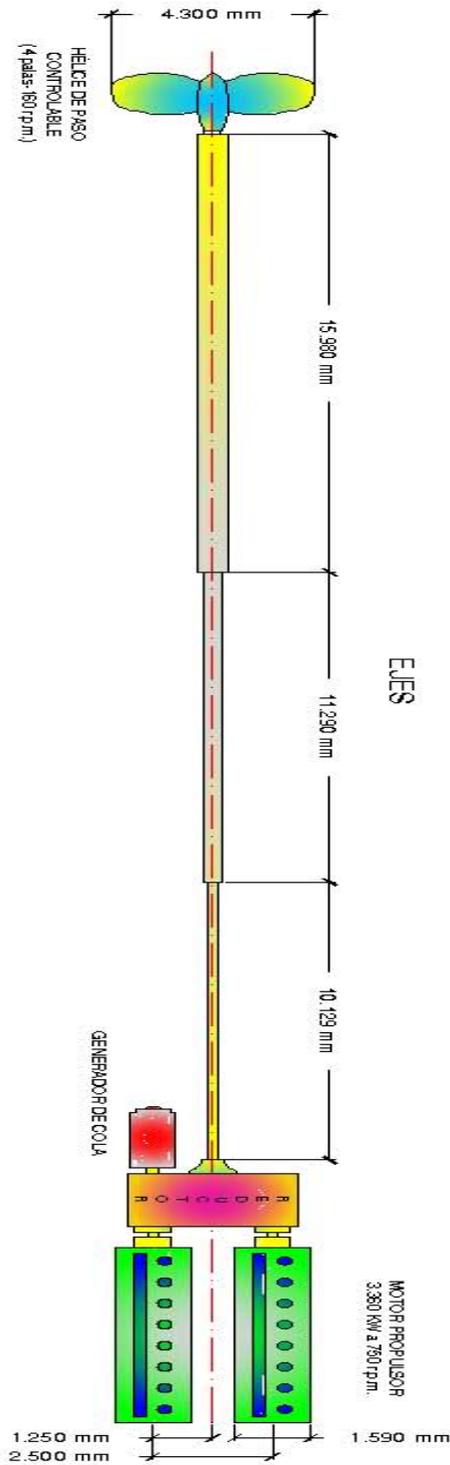
Como datos de partida para la determinación de dicha curva, tenemos la potencia máxima que es capaz de generar cada motor y las revoluciones a la que gira, por otra parte tenemos también las revoluciones a las que girará la hélice.

Como en nuestro caso cada línea esta movida, como expusimos en apartados anteriores por dos motores, la potencia máxima que disponemos a la entrada del reductor es la suma de la potencia de los dos motores a la misma velocidad de giro (6720 Kw a 750 rpm), comentar también que hemos considerado que tendríamos unas pedidas en la línea de un 3%.

A continuación podemos ver un esquema de la situación:



Calculo, selección de componentes y diseño mecánico de la transmisión de potencia propulsora de un buque Ro-Pax





El cálculo de la curva de demanda de la potencia del consumidor se ha realizado teniendo en cuenta que la representación gráfica de la potencia absorbida por el consumidor en función de las revoluciones del mismo cumple con la ecuación cúbica de la forma:

$$\text{Pot} = F \times (n^3) = K \times n^3$$

Donde:

Pot: Potencia absorbida por el consumidor.

n: Revoluciones de giro del consumidor.

K: Es una constante.

El valor de “K” puede ser constante o variable en función de que la hélice que utilicemos sea de paso fijo o controlable, en el caso de hélices de paso controlable, como es nuestro caso, presenta la ventaja de poder modificar el ángulo de ataque de las palas y así variar el paso de la misma, debido a esa diversidad alcanzable de ángulo de las palas obtenemos un comportamiento distinto de la curva de demanda de potencia de la hélice, con lo cual “K” sería variable, logrando así optimizar el consumo de potencia y por tanto de combustible en función de las condiciones operativas del buque.

Aún así, independientemente del tipo de hélice que se elija, el dimensionamiento de la planta de propulsión se realiza a partir de la mayor potencia generada por los dos motores, de manera que el valor de “K” que nos interesa es el representado por la curva cúbica del consumidor que absorba dicha potencia.



El valor máximo de potencia que pueden generar los dos motores acoplados y que debe de poder absorber la hélice es de 6518,4 kw y se obtienen a 750 rpm.

Dado que esta potencia debe de poder ser absorbida por el consumidor, el punto (6518,4/160) debe cumplir con la ecuación de la cúbica que representa la potencia absorbida por el consumidor.

$$\text{Pot} = F \times (n^3) = K \times n. \rightarrow \text{ecuación 1}$$

Introduciendo los valores de potencia y rpm en la ecuación 1 determino el valor de la constante k.

$$K = \frac{\text{Pot}}{n^3} \rightarrow \text{cte} = 1,5914 \times 10^{-3}$$

Conocida la ecuación 1 y el valor de la constante k, puede calcularse la potencia absorbida por el consumidor para diferentes valores de revoluciones del mismo (n) y se obtiene la siguiente tabla que exponemos a continuación.



Calculo, selección de componentes y diseño mecánico de la transmisión de potencia propulsora de un buque Ro-Pax



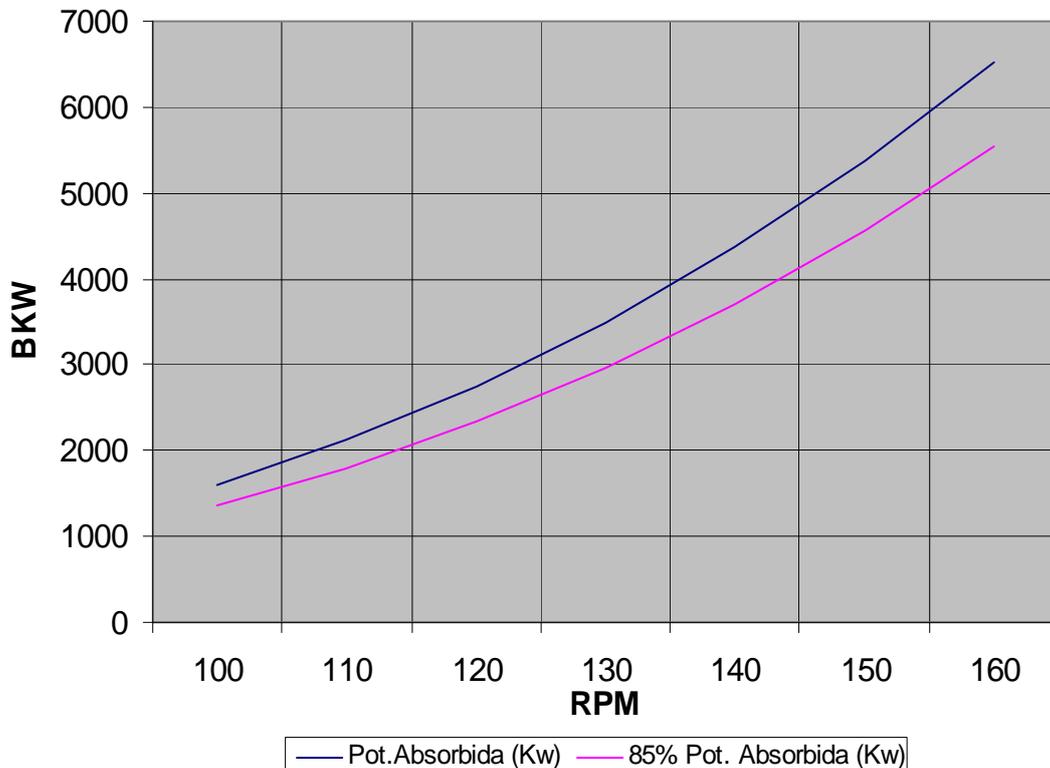
RPM	Pot.Absorbida (Kw)	85% Pot. Absorbida (Kw)
100	1591,4	1352,69
110	2118,15	1800,42
120	2749,93	2337,44
130	3496,30	2971,85
140	4366,80	3711,78
150	5370,97	4565,32
160	6518,4	5540,6

- **La primera columna representa los valores de la velocidad de giro del eje en rpm.**
- **La segunda columna representa la potencia absorbida por el consumidor.**
- **La tercera columna representa el 85% de la potencia absorbida.**

Represento los valores indicados en la tabla en una gráfica en la que el eje X corresponde a las rpm de giro del eje, y el eje Y a la potencia absorbida por el mismo. De esta forma obtengo el diagrama de potencia del consumidor para dos motores acoplados.



Curva demanda de potencia del consumidor



Como dijimos anteriormente cada eje está impulsado por dos motores iguales acoplados, en condiciones normales de funcionamiento los dos motores están compartiendo carga, bajo esta premisa y para la potencia total por línea de propulsión, se ha determinado la curva de demanda de potencia del consumidor.

En realidad se puede dar el caso de que uno de los motores que tenemos por línea no esté operativo, ante esa situación, el comportamiento de una hélice de paso controlable ante la pérdida de uno de los motores es mejor que el de una hélice de paso fijo, dado que las hélices de paso



reversible permite modificar la cúbica de demanda de potencia, podemos girar las palas de la hélice hasta conseguir absorber la máxima potencia que es capaz de generar el motor, esto nos permite optimizar al máximo la planta, sin pérdidas en el rendimiento de la misma ante la pérdida de uno de los motores.

2.6 DISPOSICION Y LONGITUDES DE LINEAS DE EJES.

Como hemos comentado en apartados anteriores disponemos de una planta propulsora compuesta por dos unidades propulsoras independientes y simétricas, cada una de ellas compuesta por dos motores, un reductor, alternador de cola, ejes con sus correspondientes accesorios (acoplamientos y soportes), bocina y propulsor.

Al disponer de una línea de ejes de longitud considerable (37.399mm) debido a la eslora del buque y a la posición de la cámara de máquinas nos vemos en la necesidad sobre todo, por motivos funcionales y de mantenimiento de dividir el eje de transmisión en tres partes, en la que el eje de proa tendría una longitud de 10.129mm y los ejes intermedio y de popa tendrían 11.290mm y 15.980mm de longitud respectivamente, cada uno de ellos y según la sociedad de clasificación con diámetros exteriores diferentes, unidos cada una de las partes por sus respectivos acoplamientos haciendo un total de tres acoplamientos por línea de los cuales 2 uniones serán eje-eje y otra eje-brida.

Comentar también que el eje de popa y parte del eje intermedio estarían fuera de la estructura del buque o sea en contacto con el agua y que dispondríamos de cinco apoyos más el empotramiento del reductor para soportar toda la transmisión, de los cuales dos de esos apoyos serían arbotantes.



3) CALCULO DE DIAMETROS MINIMOS Y TENSIONES TANGENCIALES ASOCIADAS.

3.1 PUNTOS DE DISEÑO HIDRODINAMICO Y MECANICO.

Este apartado trata los puntos de diseño mecánico e hidrodinámico de la transmisión de nuestro buque, estos puntos de diseño están en relación a la potencia que es capaz de entregarnos el elemento de generación de energía en cualquier rango de operación, sobre todo en el modo de operación habitual (diseño hidrodinámico) o en el modo de operación con la máxima potencia (diseño mecánico).

En nuestro caso como hemos comentado en apartados anteriores cada eje está impulsado por dos motores acoplados en paralelo, en condiciones normales de funcionamiento los dos motores están compartiendo carga, generando una potencia real de 6720 Kw a una velocidad de giro de 750 rpm, esta condición se debe sin dudar tener en cuenta en cuanto a resistencia estructural de la línea, ya que el punto de diseño mecánico depende y se diseña a partir de la máxima potencia aplicada, así pues tomaremos como punto de diseño mecánico el correspondiente a la máxima potencia aplicada (6720kw y 160rpm).

En cuanto al punto de diseño hidrodinámico este se refiere al rendimiento máximo de la transmisión y está en función al perfil operativo del buque a tratar.



En nuestro caso tratamos de un buque ro-pax destinado al transporte de carga rodada y pasajeros con un régimen de operación intermedio, ni duro, ni suave, utilizando un 85% de la potencia total (5540,6 kw), así pues el máximo rendimiento de la hélice será cuando absorbe el 85% de la potencia, de modo que el punto de diseño hidrodinámico sería (5540,6kw, 160rpm).

3.2 EJES MACIZOS/ EJES HUECOS.

Para el cálculo del diámetro de la línea de transmisión, debemos regirnos por las normas de la sociedad de clasificación aplicada a nuestra embarcación, y la disposición de la línea, es decir, si se trata de un eje de proa, un eje intermedio, o un eje de cola.

Como hemos comentado en apartados anteriores, nuestro buque está clasificado por DET NORSKE VERITAS.

En principio calculamos el diámetro del eje macizo, posteriormente realizaremos los cálculos del par torsor y la tensión tangencial cortante y después comprobar si es asequible o no sustituir este, por un eje hueco, ya sea por razones mecánicas, económicas o de abastecimiento.

En nuestro caso, al tratarse de una embarcación impulsada por hélices de paso controlable, sabemos que utilizaremos un eje hueco, a través del cual irá todo el mecanismo necesario para variar el paso de las palas de la hélice, tal mecanismo requiere un diámetro dado y en nuestro caso es de 110mm.

Para el cálculo de los diámetros Det Norske Veritas impone la siguiente fórmula:



Calculo, selección de componentes y diseño mecánico de la transmisión de potencia propulsora de un buque Ro-Pax



$$d = 100 \times k_p \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \times \frac{560}{R_m \times 160}$$

Donde:

k_p : factor que depende del tipo de eje.

P: Potencia máxima continua al eje propulsor en kw.

n: Velocidad de giro del eje en rpm.

R_m : Carga de rotura del material que conforma el eje.

La sociedad de clasificación nos define los tramos en los que se divide nuestro eje y los coeficientes k_p para cada uno de ellos.

Nuestro eje se divide en tres partes según la normativa de DNV.

1. Tramo correspondiente a un eje de proa, el valor del coeficiente k_p , viene dado en función del tipo de diseño del eje. En nuestro caso se le aplicará un valor de 1,00.
2. Tramo correspondiente a un eje intermedio, que conecta el anterior con el eje de cola, tramo dentro de la bocina $k_p=1,15$.
3. Tramo de eje de cola, fuera del casco del buque, $k_p=1,20$.

Conociendo los siguientes valores:

- $P= 6518,4$ kw
- $n= 160$ rpm
- $R_m= 590$ N/mm²



Los ejes se dimensionan para una potencia de 6518,4 kw, ya que la potencia inicial se verá mermada, ya que el rendimiento no será nunca del 100%, en nuestro caso es de 97%.

Definidos los valores de k_p dependiendo del tramo de eje que proceda obtendremos los diferentes diámetros del eje según la expresión impuesta por DNV.

$$d = 100 \times k_p \sqrt[3]{\frac{P}{n} \times \frac{560}{R_m \times 160}}$$

Diámetros:

- $d_1 = 380,8 \text{ ---- } 381 \text{mm.}$
- $d_2 = 358,9 \text{ ---- } 359 \text{mm.}$
- $d_3 = 312,1 \text{ ---- } 313 \text{mm.}$

Estas dimensiones obtenidas tendríamos que adaptarlas a la disponibilidad del mercado, es decir, será preciso darle unos valores adecuados al suministrador del eje, ya que estos valores dados son los mínimos posibles marcados por DNV, mas adelante definiremos los diámetros finales.

A continuación procederemos al cálculo de la tensión tangencial cortante, sin antes calcular en primer lugar el valor del par torsor, mediante la siguiente expresión:

$$M_t = 9,55 \times P/n.$$



Aplicando los valores definidos anteriormente tenemos que:

$$M_t = 389,06 \text{ Kn/m}$$

Obtenido el valor del par torsor, procederemos a calcular la tensión tangencial cortante aplicada a cada uno de los tramos de nuestro eje según la siguiente expresión:

$$\tau_{\max} = 16 \times M_t / \pi \times d^3$$

- $\tau_1 = 35,82 \text{ N/mm}^2$
- $\tau_2 = 42,46 \text{ N/mm}^2$
- $\tau_3 = 64,61 \text{ N/mm}^2$

De estos tres valores de tensión la máxima admisible y por tanto la que va a limitar nuestros cálculos, viene marcada por el menor de los tres diámetros.

$$\tau_{\max} = 64,61 \text{ N/mm}^2$$

Dicha tensión máxima admisible, es la marcada por DNV para nuestra embarcación, por lo que es un valor que mas adelante podrá ser admitido en cualquier inspección.

Como hemos definido anteriormente, la línea de ejes de nuestra embarcación impone la necesidad de llevar en su interior el mecanismo para variar el paso de las palas, para dicha instalación el suministrador



nos requiere un diámetro interior de 110mm, por lo tanto el diámetro interior del eje queda definido por el mecanismo de accionamiento interior.

Con dicho diámetro marcado deberemos comprobar que se cumpla el requisito de tensión tangencial cortante impuesto por DNV, anteriormente calculado, además tendremos una disminución de peso en la línea.

3.2.1. OPTIMIZACION POR PESO (Regla del 40%).

Todo el cálculo realizado en este punto lo hemos basado en la normativa establecida por la sociedad de clasificación sobre el cálculo del diámetro mínimo del eje.

A parte de esas normas de sociedad de clasificación existe otro punto de interés que se debe de tener en cuenta cuando realizamos un estudio de este tipo. El punto al que hago referencia es el criterio de mínimo peso en el buque.

Atendiendo al criterio de mínimo peso para el eje y en el caso del estudio del mínimo diámetro del eje, existe una consideración conocida como regla del 40%.

Dicha regla establece que el comportamiento mecánico de un eje macizo de un diámetro dado, es el mismo que el de un eje hueco con un diámetro exterior igual, y un diámetro interior igual o menor que el 40% del diámetro exterior del eje macizo.

La regla del 40% nos indica lo siguiente:

$$0,4d_{\text{ext}} > d_{\text{int.}}$$



Según lo anterior la regla del 40% nos proporciona un apreciable ahorro de peso en el eje, lo que conlleva un posible ahorro de peso en el buque.

Si $d_{int} = 110\text{mm}$.

$$D_{int} = 313 \times 0,4 = 125,2\text{mm}.$$

Por lo tanto según lo anterior, se cumple en nuestro caso la regla del 40% ($0,4d_{ext} > d_{int}$), comprobado en el caso más desfavorable, ya que como podemos ver lo hemos realizado para el menor de los diámetros.

Como comentamos anteriormente, vamos a sobredimensionar los diámetros exteriores con el fin de adaptarlos a la disponibilidad del mercado y tomaran las siguientes medidas:

ANTERIOR	NUEVO
$d_1 = 381\text{ mm}$	$d_1 = 385\text{ mm}$
$d_2 = 359\text{ mm}$	$d_2 = 360\text{ mm}$
$d_3 = 313\text{ mm}$	$d_3 = 315\text{ mm}$



4) CALCULO DE LAS UNIONES DE LOS EJES DE LA TRANSMISION.

Los acoplamientos se diseñan desde el punto de vista estructural o resistente, con los mismos criterios dimensionales que los ejes que acoplan, de forma que no reduzcan la capacidad mecánica de la transmisión. Así pues, un acoplamiento tendrá las dimensiones adecuadas para soportar las solicitaciones originadas en los diversos modos de operación y concretamente las solicitaciones mas exigentes.

Por lo anterior, podemos asegurar que el montaje entre eje y acoplamiento es realizado de manera que la “unión” garantiza la transmisión de los esfuerzos recíprocos entre ejes y acoplamientos y viceversa.

En función del nivel de las solicitaciones que actúen entre los elementos unidos las prestaciones estructurales de la unión serán más o menos exigentes, pero la elección final del tipo de unión a utilizar debe realizarse considerando condiciones del contorno como:

- Espacio disponible.
- Facilidad de montaje y desmontaje.
- Frecuencia de desmontaje.
- Rapidez de montaje y desmontaje.
- Fiabilidad.

Atendiendo al principio básico de diseño podemos decir que las uniones entre ejes derivan de alguno de los tres tipos siguientes.

- Basadas en efectos de forma.
- Por inserción de elementos de bloqueo.
- Por la acción de fuerzas de rozamiento.

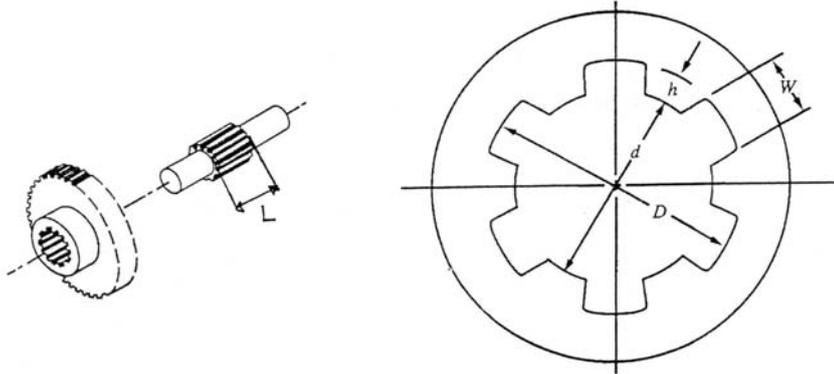


-Basadas en efectos de forma:

1- **Unión Estriada:** Ambos ejes quedan torsionalmente conectados por contacto entre las diversas acanaladuras formadas por los correspondientes estriados macho de un eje y hembra del otro.

En este caso, las uniones estriadas mantienen en todo momento el contacto entre todos y cada uno de sus dientes, transmitiendo el par torsor sin que exista movimiento relativo entre ellos.

La ausencia de fricción, hace innecesaria la lubricación de este tipo de unión.



-Por inserción de elementos de bloqueo:

1- **Unión de bridas empernadas:** Es la unión más común y tradicional en la construcción naval.

La unión es simple y consiste en enfrentar las bridas o platos a unir, realizándose a ambos taladros pasantes, diametralmente opuestos, del

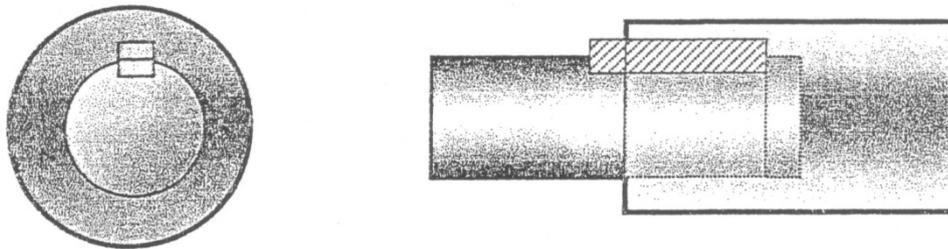


mismo diámetro concéntrico al que se ajustan los pernos, estos pernos deben ser perpendiculares a la superficie de contacto entre bridas.

Los pernos transmiten el par torsor trabajando a esfuerzo cortante.

2- **Uniones de chavetas:** Se denomina así a la unión macho-hembra entre dos elementos, en la que el bloqueo al giro se realiza por la inserción de otro elemento resistente dispuesto en una acanaladura practicada sobre una generatriz común, y montado con ajuste.

El elemento de inserción se denomina chaveta y la acanaladura practicada se denomina chavetero, las dimensiones de la chaveta depende del par torsor a transmitir, en la transmisión de pares torsores elevados se suele repartir los esfuerzos entre dos chavetas.

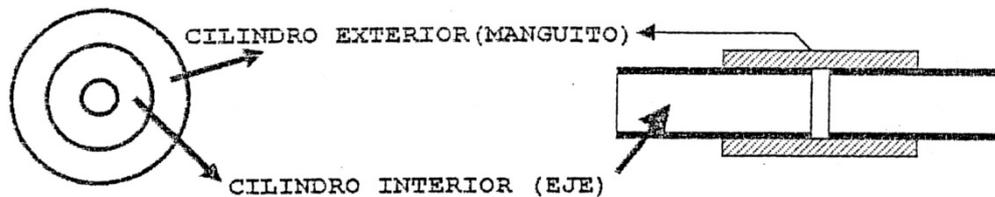


-Por la acción de fuerzas de rozamiento:

1- **Unión de interferencia:** Se denomina así a la unión de dos cilindros en el que el diámetro exterior de uno de ellos sea ligeramente superior al diámetro interior del otro, y al montarlos concéntricamente uno sobre el otro, se obtendrá por la elasticidad del material una determinada presión en las superficies de contacto.



La diferencia entre el diámetro exterior del cilindro interior y el diámetro interior del cilindro exterior, que denominamos interferencia, establece el valor de la presión de contacto.



2- Unión hidráulica de interferencia: El origen y el soporte técnico es similar a lo descrito anteriormente (uniones de interferencia), pero el enfoque del diseño orientado hacia la reutilización, facilidad de montaje y desmontaje y a la fiabilidad, supone un desarrollo tecnológico respecto a la unión de interferencia clásica.

La dilatación del elemento externo se realiza con aceite hidráulico a alta presión, en consecuencia, el proceso de dilatación de dicho elemento externo se efectúa sin modificaciones locales de forma y con valores de dilatación tan altos como permita la elasticidad del material.

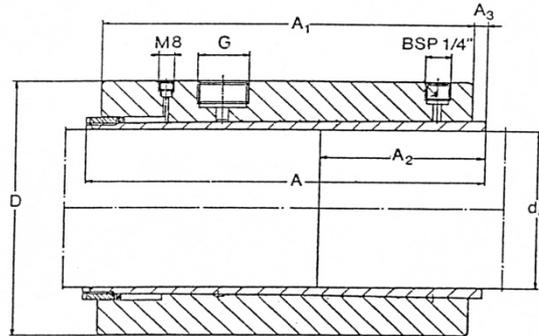
Entre el elemento externo y el interno se intercala un manguito cónico exteriormente adaptado en su forma, al interior del elemento externo, dicho manguito actúa además como obturador de aceite.

El elemento externo es desplazado hidráulicamente sobre el manguito intermedio produciendo un efecto adicional de acañamiento.

En nuestra instalación vamos a realizar la unión entre ejes por interferencia hidráulica por motivos anteriormente descritos, fiabilidad, frecuencia y rapidez de montaje y desmontaje, en definitiva por razones funcionales y mantenimiento.



Podemos ver en la ilustración un tipo de unión por interferencia hidráulica.



También es necesario decir que este tipo de unión es la que proporciona los mejores efectos hidrodinámicos ya que presenta una menor resistencia al avance del buque.

En cuanto a las zonas de unión de los ejes, vamos a considerar los diámetros nominales calculados anteriormente, impuestos por la sociedad de clasificación, y elegir los acoplamientos en función de tales diámetros según las ofertas del mercado.

En este apartado podríamos incluir las mejoras de unión por interferencia, pero en nuestro caso dichas mejoras serán detalladas más adelante.



5) SELECCIÓN DE ACOPLAMIENTOS.

En este caso nos centraremos en la selección y dimensionamiento del tipo de acoplamientos que instalaremos en nuestra planta propulsora.

- los acoplamientos son elementos mecánicos para la conexión entre:
 - eje-eje.
 - maquina-eje.
 - maquina-maquina.
- la conexión es permanente durante la operación del eje.
- al menos deben de tener la misma capacidad de transmisión de par que el considerado para dimensionar los ejes que conectan.
- transmiten la potencia transmitiendo íntegramente el par del eje.
- su dimensionamiento se realiza como el propio eje básicamente a torsión, es decir, es el par transmitido la sollicitación determinante de su tamaño, pero siempre verificando los efectos de flexión y/o esfuerzos axiales.

-TIPOS DE ACOPLAMIENTOS.

a) Acoplamientos Rígidos.

Se caracterizan porque transmiten íntegramente los esfuerzos de flexión y los axiales que se apliquen a los ejes que acoplan. Por tanto, transmiten íntegramente los movimientos permitidos al eje.

Se utilizan principalmente en los siguientes casos:

- Ejes con velocidades de rotación medias o bajas.
- Se dispone de alineación precisa que se mantiene durante la operación.



- Las máquinas que conectan son soportadas rígidamente.
- Estabilidad térmica, es decir ausencia de pequeñas dilataciones relativas.

b) Acoplamientos flexibles.

En este tipo de acoplamiento no se transmiten íntegramente los esfuerzos de flexión y/o axiales que se apliquen a los ejes y por tanto, no transmiten íntegramente los movimientos relativos entre los ejes (o máquinas) que conectan, absorbiendo parcial o totalmente dichos movimientos.

Podemos destacar como principales casos de utilización:

- La alineación requerida es menos precisa, o no es preciso mantenerla suficientemente durante la operación.
- Conectando máquinas con soportado elástico.
- Cuando las máquinas están sobre una base poco rígida.

c) Acoplamientos torsioelásticos.

Son acoplamientos flexibles a torsión exclusivamente o simultáneamente con flexibilidad axial, y/o radial, y/o angular. Son por tanto, acoplamientos que transmitiendo íntegramente el par torsor estacionario adquieren por acción de este una deformación torsional elástica significativamente mayor que la de los ejes que acoplan.

Son acoplamientos utilizados únicamente para absorber las oscilaciones del par motor, actuando como amortiguadores de torsión.

Como comentamos en el apartado anterior, hemos optado por realizar la unión de los ejes con acoplamientos que actúan por rozamiento, es decir por interferencia hidráulica.



Dentro de la amplia gama de ofertas que nos ofrece el mercado, hemos decidido elegir el fabricante sueco ETP.

En primera instancia determinaremos el número de acoplamientos que necesitaremos para nuestra instalación.

Cada línea llevará un acoplamiento para la conexión del reductor con el eje de transmisión que en este caso será una conexión eje-brida, además de dos acoplamientos eje-eje, de los cuales uno de ellos conectaría el eje de proa (eje que conecta con el reductor) con el eje intermedio, y el siguiente conectaría el eje intermedio mencionado anteriormente con el eje de cola, haciendo un total de tres acoplamientos por línea de transmisión.

El fabricante sueco nos proporciona los acoplamientos denominados ETP Hycon.

ETP ha investigado, mediante el desarrollo del ETP-HYCON, las muchas cualidades positivas de sus enlaces del eje-cubo hidráulico e hidromecánico. Las características más importantes son el diseño compacto, rápido montaje, peso ligero y buen equilibrado. La junta no daña las superficies de contacto y es fácil de desmontar.

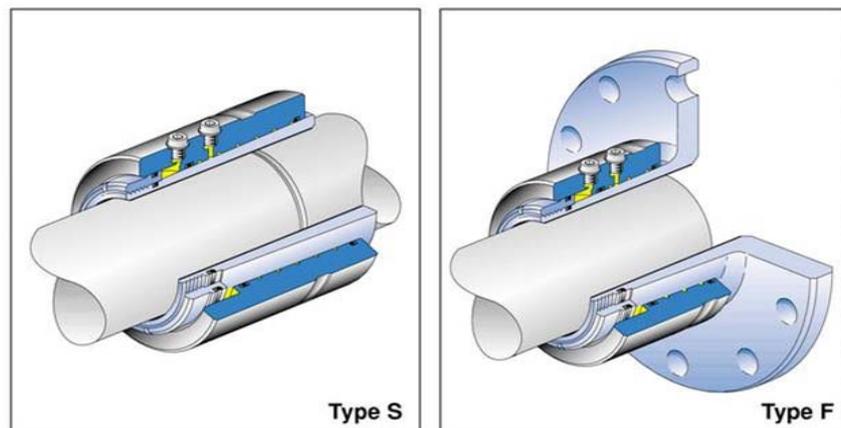
Cuando el acoplamiento está montado, se crea una junta rígida, la cual transmite un alto par y cuando lo requiere puede ser desmontada fácilmente y rápidamente. Tan solo hace falta usar una bomba para el montaje/desmontaje.

El sumamente alto par que puede ser transmitido se debe principalmente al hecho de que ETP ha conseguido incrementar el coeficiente de fricción (μ) entre las superficies de contacto que transmiten el par. El coeficiente de fricción normal entre las superficies metálicas es $\mu = 0,15$. Con la aplicación de un desarrollado tratamiento de superficie llamado ETP-HFC (Revestimiento de Alta presión), las superficies de contacto son revestidas con partículas metálicas sumamente duras. Las



duras y provenientes partículas, que han penetrado y llegado a formar parte del material rectificado, producen un aumento en el coeficiente de fricción de hasta $\mu = 0,30$. ETP-HYCON está revestido, en la gama estándar, en la parte interior con ETP-HFC.

ETP-HYCON es un tipo aprobado por DNV para aplicaciones marinas. Ha sido aplicada la patente. El coeficiente de fricción incrementado significa que el mismo par puede ser transmitido con un acoplamiento menor y por lo tanto más ligero (tipos S y F) o que puede ser transmitido un par considerablemente mayor (tipo SX y FX).



ETP-HYCON se utiliza por ejemplo en la construcción de barcos, en la industria de acero, papel u otras industrias pesadas donde se requiere gran rendimiento en combinación con diseño compacto, peso ligero, menor momento polar de inercia, alta rigidez, etc.

Cabe decir que en nuestras líneas, de los acoplamientos que nos ofrece el fabricante vamos a utilizar los tipos S, SX y F



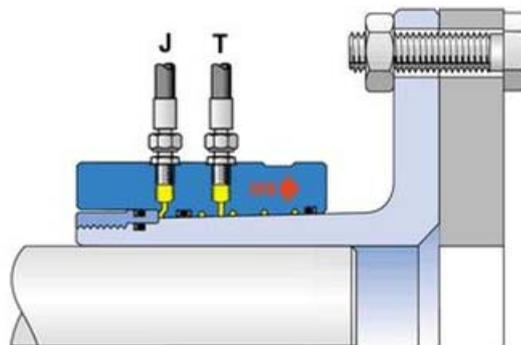
-ETP-HYCON F-FX:

Material:

ETP-HYCON F y FX están compuestos de un casquillo exterior con conexiones hidráulicas, un casquillo interior con una brida y ETP-HFC en la parte interior y en el casquillo interior ensambladas juntas tóricas y retenes.

Funcionamiento:

Al montar ambos enlaces T y J son presurizados simultáneamente. La presión de aceite en T lubrica las superficies de contacto en el espacio axial entre los retenes. Esto facilita el movimiento del casquillo exterior, que está forzado a moverse debido a la fuerza axial creada por la presión de aceite en J. Cuando el casquillo exterior se ha llevado a una cierta longitud, S, la presión en T y J se libera, el casquillo exterior comprime el casquillo interior hasta una presión uniforme a los ejes. Se ha creado una junta fuerte y rígida. El desmontaje se hace de la misma manera, pero con una presión inferior en J para conseguir un proceso de desmontaje en equilibrio.





Calculo, selección de componentes y diseño mecánico de la transmisión de potencia propulsora de un buque Ro-Pax



Cualidades:

El único tratamiento ETP-HFC que aumenta la fricción considerablemente, el principio hidro-mecánico y los retenes junto a las cámaras de aceite dan conjuntamente un gran número de ventajas:

- Alto par transmisible
- Alta rigidez torsional
- Rápido montaje/desmontaje
- Peso ligero, bajo momento polar de inercia
- Sin drenaje de aceite
- Diseño compacto
- La brida no se mueve axialmente durante la presurización
- El par es transmitido a través del casquillo interior

-ETP-HYCON S-SX:

Material:

ETP-HYCON S y SX están compuestos de un casquillo exterior con enlaces hidráulicos, un casquillo interior con ETP-HFC en la parte interior y en el casquillo interior montados anillo cilíndrico y cierres.

Cualidades:

El único tratamiento ETP-HFC que aumenta la fricción considerable, el principio hidro-mecánico y los cierres junto a las cámaras de aceite dan conjuntamente un gran número de ventajas:

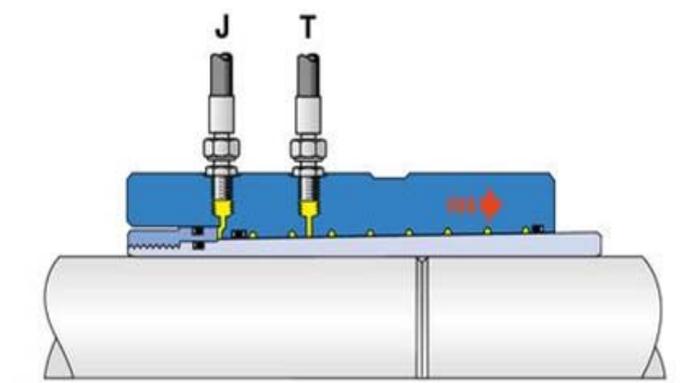
- Alto par transmisible
- Alta rigidez torsional



- Rápido montaje/desmontaje
- Peso ligero, bajo momento polar de inercia
- Sin drenaje de aceite
- Diseño compacto

Funcionamiento:

Al montar ambos enlaces T y J son presurizados simultáneamente. La presión de aceite en T lubrica las superficies de contacto en el espacio axial entre los cierres, Esto facilita el movimiento del casquillo exterior, que está forzado a moverse debido a la fuerza axial creada por la presión de aceite en J. Cuando el casquillo exterior ha subido una cierta longitud, S, la presión en T y J se libera, el casquillo exterior comprime el casquillo interior hasta una presión uniforme en la superficie. Se ha creado una junta fuerte y rígida. El desmontaje se hace de la misma manera, pero con una presión inferior en J para conseguir un proceso de desmontaje en equilibrio.





Para la elección de un acoplamiento en general, siempre tendremos que tener en cuenta el par torsor (T) que se va a transmitir a través del mismo. Y como ya sabemos al calcularlo anteriormente el par torsor a transmitir viene dado por la siguiente expresión:

$$T= 9,55 \times P/n$$

Donde:

-P: Potencia nominal que va a transmitir el acoplamiento.

-n: Revoluciones a las que gira el acoplamiento.

Al mismo tiempo que tenemos que tener en cuenta el par torsor a transmitir por la línea de ejes para la elección del acoplamiento, debemos cumplir los requisitos impuestos por la sociedad de clasificación (DNV), para evitar futuros problemas derivados de vibraciones, etc. En nuestro caso DNV impone que el acoplamiento que seleccionemos debe soportar como mínimo 1,3 veces el par nominal máximo calculado.

Otro requisito impuesto por la sociedad de clasificación se refiere a que el par máximo por deslizamiento que debe soportar el acoplamiento debe ser de 1,8 veces el par máximo del acoplamiento en el caso de ejes de proa y de 2 veces el par máximo del acoplamiento en el caso de ejes de popa(al estar en contacto con el agua del mar).

Conocemos los siguientes datos de las zonas que deberán conectar los acoplamientos para su selección.



Calculo, selección de componentes y diseño mecánico de la transmisión de potencia propulsora de un buque Ro-Pax



▪ **Reductor- eje de proa.**

- **Potencia: 6518,4 Kw**
- **Velocidad: 160 rpm**
- **Par: 389,06 KNm**
- **T_{max acoplam}: 1,3x Par: 505,78 KNm**
- **T_{por desliz}: 1,8x Par: 910,40 KNm**

▪ **Eje de proa- eje intermedio.**

- **Potencia: 6518,4 Kw**
- **Velocidad: 160 rpm**
- **Par: 389,06 KNm**
- **T_{max acoplam}: 1,3x Par: 505,78 KNm**
- **T_{por desliz}: 1,8x Par: 910,40 KNm**

▪ **Eje intermedio- eje popa.**

- **Potencia: 6518,4 Kw**
- **Velocidad: 160 rpm**
- **Par: 389,06 KNm**
- **T_{max acoplam}: 1,3x Par: 505,78 KNm**
- **T_{por desliz}: 2x Par: 1011,56 KNm**

En función de los datos obtenidos, el fabricante nos proporciona un catalogo de acoplamientos, que podemos encontrar al completo en la documentación del anexo para seleccionar el más adecuado.



Además de los datos obtenidos debemos tener en cuenta los diámetros mínimos de los elementos que queremos conectar entre si y comprobar que estos estarán dentro del rango de diámetros del acoplamiento elegido en cada caso.

En nuestro caso y como reseñamos en el apartado anterior hemos optado por realizar las uniones de los ejes con acoplamientos que trabajan por interferencia hidráulica, y utilizaremos los diámetros nominales calculados anteriormente según la fórmula impuesta por la sociedad de clasificación (DNV).

$$d = 100 \times k_p \sqrt[3]{\frac{P}{n} \times \frac{560}{R_m \times 160}}$$

En la que dependiendo de los valores de k_p nos da los diferentes diámetros.

- $d_1 = 385 \text{ mm}$
- $d_2 = 360 \text{ mm}$
- $d_3 = 315 \text{ mm}$

Una vez conocidos todos los datos necesarios, se procede a la elección definitiva de los acoplamientos.

1. EJE DE COLA – EJE INTERMEDIO.

Para la unión del eje de cola con el eje intermedio, zona que quedará fuera de la estructura del buque, optamos por un acoplamiento del tipo ETP HYCON-S.



Calculo, selección de componentes y diseño mecánico de la transmisión de potencia propulsora de un buque Ro-Pax



El fabricante nos proporciona el catalogo en el que escogeremos aquel que como mínimo sea capaz de transmitir un par de 505,78 KNm y además sea apto para los diámetros existentes.

El acoplamiento que cumple con las condiciones requeridas por la instalación, tanto por el par como en los diámetros máximos de los ejes es concretamente el ETP-HYCON S-360.

En la siguiente tabla podemos ver las características del acopamiento.

Notation ETP-HYCON S-shaft dia.

ETP-HYCON	Dimensions			Transmittable torque or axial force		Mounting dimensions				Polar moment of inertia $\text{kgm}^2 \cdot 10^3$	Weight kg
	d mm	D mm	L mm	M kNm	F kN	L _i mm	ΔD mm	s mm	G		
S-80	80	125	142	15,6	390	51	0,163	9,9	1/8	22,2	8,1
S-90	90	140	157	22,6	502	58	0,184	10,9	1/8	38,5	11,1
S-100	100	152	173	31,3	626	64	0,228	12,5	1/8	57,8	14,0
S-110	110	166	189	40,6	738	70	0,254	14,1	1/8	89,3	18,0
S-120	120	181	206	53,5	891	76	0,275	15,0	1/8	138	23,3
S-130	130	196	222	68,9	1060	83	0,297	16,0	1/8	204	29,4
S-140	140	212	244	86,5	1230	89	0,321	16,9	1/8	308	38,1
S-150	150	227	257	107	1420	95	0,343	17,8	1/8	426	46,0
S-160	160	240	272	131	1630	101	0,374	19,0	1/8	558	53,7
S-170	170	256	285	157	1840	107	0,399	20,1	1/8	760	64,4
S-180	180	272	298	187	2070	113	0,415	21,0	1/8	1016	76,4
S-190	190	286	314	220	2310	119	0,442	22,3	1/8	1304	88,5
S-200	200	300	327	256	2560	125	0,468	23,5	1/4	1638	100
S-220	220	331	354	341	3100	137	0,514	25,6	1/4	2635	133
S-240	240	360	382	443	3690	149	0,562	27,8	1/4	3968	169
S-260	260	391	409	563	4330	162	0,606	30,1	1/4	5927	215
S-280	280	420	437	704	5020	174	0,655	32,3	1/4	8410	264
S-300	300	450	465	865	5760	186	0,707	34,6	1/4	11792	322
S-320	320	479	491	1050	6560	198	0,755	36,7	1/4	15952	384
S-340	340	510	519	1260	7410	211	0,801	39,1	1/4	21714	462
S-360	360	540	545	1490	8300	223	0,852	41,4	1/4	28659	544
S-380	380	570	571	1750	9250	235	0,894	43,4	1/4	37276	635
S-400	400	600	597	2050	10200	247	0,936	45,4	1/4	47849	736

Dimension list for ETP-HYCON SX, see page. 8.

T = transmittable torque when axial force, F, is 0. }
 F = transmittable axial force when torque, T, is 0. }

When mounting pressure is 1 250 bar and shaft tolerance h6.

ΔD , s means mounted position.

Dimensions subject to alteration without notice.



Como podemos observar el par calculado (impuesto por la sociedad de clasificación) se encuentra por debajo del límite máximo del acoplamiento S-360.

En cuanto a la unión por interferencia, el par máximo admisible por el acoplamiento es 1490 KNm, mientras que el valor máximo de par para dicha unión impuesto por DNV, es de 1011,56 KNm.

MEJORA DE LA UNION DE INTERFERENCIA:

Al tener un margen tan amplio de par, esto se puede aprovechar para disminuir el peso del acoplamiento, o reducir la presión de interferencia entre los elementos, nosotros optaremos por reducir dimensiones y por lo tanto pesos.

La forma más aceptable sin variar las propiedades del acoplamiento será reducir su longitud para lo cual tenemos que:

$$\text{Long. Ajuste} = \text{Long}_{(\text{mm})} - S_{(\text{mm})} = 545 - 41,1$$

$$\text{Long Ajuste} = 503,6 \text{ mm}$$

$$\text{Long. Necesaria} = \frac{T_{\text{desliz.}}}{M_t} \times \text{Long Ajuste.}$$

$$\text{Long Neces} = (1011,56/1490) \times 503,6$$

$$\text{Long Neces} = 341,89 = 342 \text{ mm}$$

$$\text{Peso Real} = \frac{\text{Long Neces}}{\text{Long Ajuste}} \times \text{Peso(Kg)} = \frac{342}{503,6} \times 544$$

$$\text{Peso real} = 369,4 \text{ Kg}$$



Calculo, selección de componentes y diseño mecánico de la transmisión de potencia propulsora de un buque Ro-Pax



2. EJE INTERMEDIO – EJE DE PROA.

En esta unión optamos por un acoplamiento ETP-HYCON-S, concretamente el modelo S-320, ya que el siguiente más pequeño será el S-300 con un diámetro interior de 300 mm y obviamente no nos serviría, así que en este caso la zona de unión de los ejes donde actúa el acoplamiento tendría un diámetro de 320 mm.

Notation ETP-HYCON S-shaft dia.

ETP-HYCON	Dimensions			Transmittable torque or axial force		Mounting dimensions				Polar moment of inertia $\text{kgm}^2 \cdot 10^{-3}$	Weight kg
	d mm	D mm	L mm	M kNm	F kN	L _i mm	ΔD mm	s mm	G		
S-80	80	125	142	15,6	390	51	0,163	9,9	1/8	22,2	8,1
S-90	90	140	157	22,6	502	58	0,184	10,9	1/8	38,5	11,1
S-100	100	152	173	31,3	626	64	0,228	12,5	1/8	57,8	14,0
S-110	110	166	189	40,6	738	70	0,254	14,1	1/8	89,3	18,0
S-120	120	181	206	53,5	891	76	0,275	15,0	1/8	138	23,3
S-130	130	196	222	68,9	1060	83	0,297	16,0	1/8	204	29,4
S-140	140	212	244	86,5	1230	89	0,321	16,9	1/8	308	38,1
S-150	150	227	257	107	1420	95	0,343	17,8	1/8	426	46,0
S-160	160	240	272	131	1630	101	0,374	19,0	1/8	558	53,7
S-170	170	256	285	157	1840	107	0,399	20,1	1/8	760	64,4
S-180	180	272	298	187	2070	113	0,415	21,0	1/8	1016	76,4
S-190	190	286	314	220	2310	119	0,442	22,3	1/8	1304	88,5
S-200	200	300	327	256	2560	125	0,468	23,5	1/4	1638	100
S-220	220	331	354	341	3100	137	0,514	25,6	1/4	2635	133
S-240	240	360	382	443	3690	149	0,562	27,8	1/4	3968	169
S-260	260	391	409	563	4330	162	0,606	30,1	1/4	5927	215
S-280	280	420	437	704	5020	174	0,655	32,3	1/4	8410	264
S-300	300	450	465	865	5760	186	0,707	34,6	1/4	11792	322
S-320	320	479	491	1050	6560	198	0,755	36,7	1/4	15952	384
S-340	340	510	519	1260	7410	211	0,801	39,1	1/4	21714	462
S-360	360	540	545	1490	8300	223	0,852	41,4	1/4	28659	544
S-380	380	570	571	1750	9250	235	0,894	43,4	1/4	37276	635
S-400	400	600	597	2050	10200	247	0,936	45,4	1/4	47849	736

Dimension list for ETP-HYCON SX, see page. 8.

T = transmittable torque when axial force, F, is 0. }
 F = transmittable axial force when torque, T, is 0. }

When mounting pressure is 1 250 bar and shaft tolerance h6.

ΔD , s means mounted position.

Dimensions subject to alteration without notice.



En este caso como se aprecia el par impuesto por la sociedad de clasificación 505,78 KNm, al igual que en el caso anterior, está muy por debajo del admisible por el acoplamiento.

MEJORA DE LA UNION DE INTERFERENCIA:

El par por deslizamiento requerido en esta unión es de 910,40 KNm, con lo que:

$$\text{Long. Ajuste} = \text{Long}_{(mm)} - S_{(mm)} = 491 - 36.7$$

$$\text{Long Ajuste} = 454.3\text{mm}$$

$$\text{Long. Necesaria} = \frac{T_{\text{desliz}}}{M_t} \times \text{Long Ajuste.}$$

$$\text{Long Neces} = (910,4 / 1050) \times 454.3$$

$$\text{Long Neces} = 393.89 = 394 \text{ mm}$$

$$\text{Peso Real} = \frac{\text{Long Neces}}{\text{Long Ajuste}} \times \text{Peso(Kg)} = \frac{394}{454.3} \times 384$$

$$\text{Peso real} = 333.03 \text{ Kg}$$

Según lo anterior la longitud del acoplamiento quedaría reducida de 491 mm a 394 mm y el peso final del acoplamiento sería de 333,03 Kg.



3. EJE DE PROA – BRIDA DEL REDUCTOR

Para este caso optamos por un acoplamiento tipo ETP-HYCON F, el modelo F-320, al tener esta parte del eje de transmisión un diámetro exterior de 315 mm, al igual que en el caso anterior, en la zona donde actúa el acoplamiento tendrá un diámetro exterior de 320 mm.

ETP-HYCON	Dimensions					Transmittable torque or axial force		Mounting dimensions				Polar moment of inertia**) $\text{kgm}^2 \cdot 10^{-2}$	Weight**) kg
	d mm	D mm	L mm	D ₁) mm	b ₁) mm	M kNm	F kN	L ₁ mm	ΔD mm	s mm	G		
F-80	80	130	113	185	13	14,7	367	87	0,189	6,5	1/8	27	7,8
F-90	90	147	125	210	15	21,4	475	95	0,214	7,2	1/8	50	11,2
F-100	100	158	135	235	16	29,1	582	103	0,261	8,4	1/8	77	13,9
F-110	110	174	149	260	18	38,4	698	114	0,286	9,3	1/8	126	18,7
F-120	120	191	166	285	20	50,5	841	125	0,315	10,0	1/8	205	25,3
F-130	130	207	176	305	22	65,3	1000	132	0,340	10,7	1/8	294	31,3
F-140	140	223	194	325	23	82,6	1180	147	0,365	11,4	1/8	425	39,7
F-150	150	240	205	345	26	102	1360	154	0,394	12,1	1/8	597	48,6
F-160	160	256	216	365	27	126	1570	161	0,419	12,8	1/8	801	57,8
F-170	170	272	226	390	29	151	1770	168	0,444	13,5	1/8	1084	68,7
F-180	180	288	236	415	31	179	1980	175	0,469	14,3	1/8	1441	80,9
F-190	190	303	247	435	32	211	2220	183	0,500	15,1	1/8	1836	93,3
F-200	200	320	257	455	34	246	2460	190	0,519	15,8	1/4	2342	108
F-220	220	351	278	495	37	327	2970	204	0,575	17,4	1/4	3612	139
F-240	240	383	302	525	41	424	3530	220	0,635	19,1	1/4	5306	176
F-260	260	416	322	575	44	540	4150	234	0,678	20,5	1/4	8024	224
F-280	280	448	344	605	47	674	4810	249	0,728	22,0	1/4	11056	272
F-300	300	480	365	635	51	830	5530	264	0,778	23,5	1/4	14942	326
F-320	320	511	385	695	54	1000	6290	277	0,834	25,1	1/4	21247	398
F-340	340	544	407	730	58	1200	7100	291	0,888	26,7	1/4	28282	473
F-360	360	576	427	760	61	1430	7960	305	0,938	28,2	1/4	36259	550
F-380	380	607	447	820	64	1680	8870	319	0,994	29,8	1/4	48860	651
F-400	400	639	469	855	68	1960	9810	332	1,054	31,5	1/4	61957	751

Dimension list for ETP-HYCON FX, see page. 9.
T = transmittable torque when axial force, F, is 0. }
F = transmittable axial force when torque, T, is 0. } When mounting pressure is 1 250 bar and shaft tolerance h6.
 ΔD , s means mounted position without pressure.
*) Flange design will be offered acc. to customers request, (D₁, b, D₂, nxH).
**) Depends on the flange design.

Dimensions subject to alteration without notice.

En este caso necesitamos un acoplamiento que como mínimo pueda transmitir un par de al menos 505,78 KNm, condición que se cumple con el modelo seleccionado.



MEJORA DE LA UNION DE INTERFERENCIA:

En este caso al igual que el anterior el par máximo por deslizamiento requerido en esta unión es de 910,40 KNm.

- $\text{Long. Ajuste} = \text{Long}_{(\text{mm})} - S_{(\text{mm})} = 385 - 25,1$

$$\text{Long Ajuste} = 359,9 \text{ mm}$$

- $\text{Long. Necesaria} = \frac{T_{\text{desliz.}}}{M_t} \times \text{Long Ajuste.}$

$$\text{Long Neces} = (910,4 / 1000) \times 359,9$$

$$\text{Long Neces} = 327,6 = 328 \text{ mm}$$

- $\text{Peso Real} = \frac{\text{Long Neces}}{\text{Long Ajuste}} \times \text{Peso(Kg)} = \frac{328}{359,9} \times 398$

$$\text{Peso real} = 362,7 \text{ Kg}$$



6) DISTANCIA MAXIMA ENTRE APOYOS.

En este caso vamos a centrarnos en determinar las distancias máximas a las que se deben disponer los apoyos de nuestra línea de ejes dependiendo siempre de los diámetros existentes y más adelante veremos si es necesario realizar algún cambio o desplazamiento en los apoyos para mejorar la estabilidad estática y dinámica de la transmisión, tal cambio o una nueva disposición de los apoyos se puede corregir utilizando diferentes software relacionados con el cálculo de vigas, como pueden ser D.T Beam, Beam boy, etc.

En principio comenzaremos estableciendo la longitud del eje propulsor, el cual viene definido por la posición del acoplamiento de brida hidráulico que conecta con la reductora y la conexión con el núcleo de la hélice.

En nuestro caso la longitud del eje es:

$$L = 37.399 \text{ mm}$$

Comenzaremos calculando las distancias máximas entre apoyos en las secciones diferentes que tenemos dependiendo de los diferentes diámetros exteriores calculados anteriormente, y con un diámetro interior de 110 mm.

La longitud máxima entre apoyos se determina de la expresión de la velocidad crítica.

$$n_k = 300 \times \sqrt{\frac{78'3 \times E \times I_{axial}}{G_1 \times L_o^4}}$$



Donde:

n_k = Velocidad crítica (r.p.m)

E = Modulo elástico (Modulo de Young)= $20,6 \times 10^4$ N/mm

G_1 = Peso por mm de longitud (Kg / mm)

I_{axial} = Momento de inercia axial (mm⁴)

n = Velocidad operativa (r.p.m)

En nuestro caso conocemos la velocidad operativa, que es de 160rpm y por otro lado sabemos según Det Norske Veritas, que la velocidad crítica es un 30% mayor que la máxima, por lo tanto tenemos que:

$$\text{Si } \Rightarrow n_k = n \times 1,3 \Rightarrow 160 \times 1,3 = 208$$

Entonces:

$$n_k = 208 \text{ r.p.m.}$$

También podemos determinar el momento de inercia axial para ejes huecos mediante la fórmula:

$$I_{axial} = \frac{d_{ext}^4 - d_{int}^4}{20,37}$$

Donde:

d_{ext} = diámetro exterior del eje (mm)

d_{int} = diámetro interior del eje (mm)



Ya solo nos quedaría por determinar el peso por milímetros de longitud (G_1) para el cual debemos determinar el peso del eje (G_2) mediante la expresión.

$$G_2 = \frac{(d_{ext}^2 - d_{int}^2) \times 6,165 \times 1}{10^6}$$

Una vez conocido G_2 , sabemos que:

$$G_1 = \frac{G_2}{L}$$

Conocida ya la forma de determinar los datos necesarios, procederemos a realizar los cálculos de las distancias máximas permitidas entre los apoyos empezando por la sección del eje de 385 mm de diámetro (eje de cola) y sabiendo que tenemos un diámetro interior de 110 mm para el paso del mecanismo de accionamiento de las palas de la hélice.

Según la expresión que determina la longitud máxima.

$$n_k = 300 \times \sqrt{\frac{78,3 \times E \times I_{axial}}{G_1 \times l_0^4}}$$

Conociendo el momento de inercia axial.

$$I_{axial} = \frac{(385)^4 - (110)^4}{20,37} = 1.071.391.292 \text{ mm}^4$$

y sabiendo el peso por milímetro del eje:

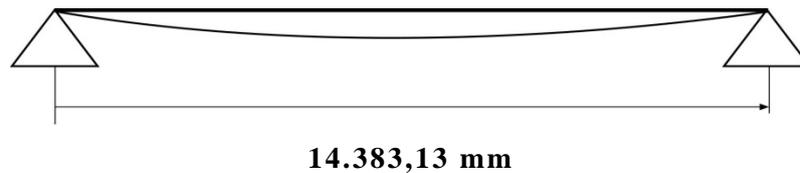


$$G_1 = \frac{(385^2 - 110^2) \times 6,165 \times 1}{10^6} = 0,84 \text{ Kgmm}$$

Despejando l_0 de la formula de la velocidad crítica (n_k), obtenemos la longitud máxima entre apoyos en esa zona de la línea según la sociedad de clasificación.

$$L_{01} = 14.383,13 \text{ mm}$$

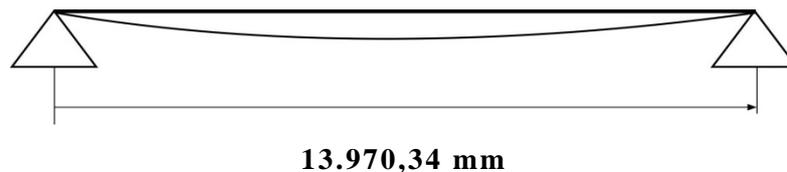
A continuación podemos ver una representación gráfica del caso:



Para el cálculo de distancias máximas de las dos secciones restantes de nuestra línea, la de 360 mm y la de 315mm de diámetro, procedemos de la misma forma que la anterior obteniendo:

$$L_{02} = 13.970,34 \text{ mm}$$

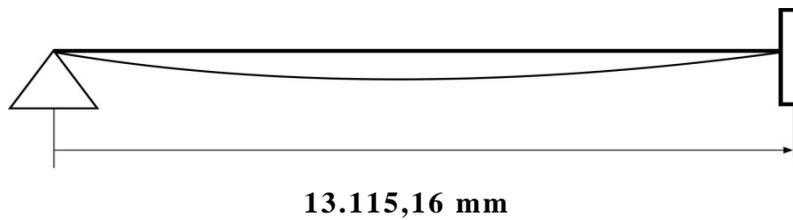
La representación gráfica sería:





$$L_{03} = 13.115,16 \text{ mm}$$

En este caso podemos ver la representación esquemática del tercer caso:





7) SITUACION DE APOYOS.

Una vez definidas las distancias máximas a las que deben estar los apoyos, dependiendo de los diferentes diámetros de los que consta el eje de transmisión, vamos a proceder a realizar una primera aproximación de la situación de los apoyos que vendrá impuesta por la cámara de máquinas, formas del buque así como de otros elementos estructurales del buque como mamparos, cuadernas, bocina etc.

Después de realizar esta primera situación veremos si es necesario variar la posición de alguno de los apoyos para mejorar la estabilidad de la transmisión, todo esto utilizando software relacionados con el cálculo de vigas como: DT Beam, MIT Calc y Beam Boy.

De todos ellos el más completo se podría decir que es el primero (DT Beam), ya que permite disponer diferentes diámetros dentro de una misma línea de ejes y facilita la tarea de mejorar la estabilidad antes nombrada desplazando libremente los apoyos.

En primer lugar y sabiendo que nuestra línea de transmisión tiene una longitud de 37.399 mm, vamos a empezar a realizar una primera aproximación de los apoyos según las distancias máximas calculadas anteriormente, empezando por la zona de popa.

Sabiendo que las distancias máximas son:

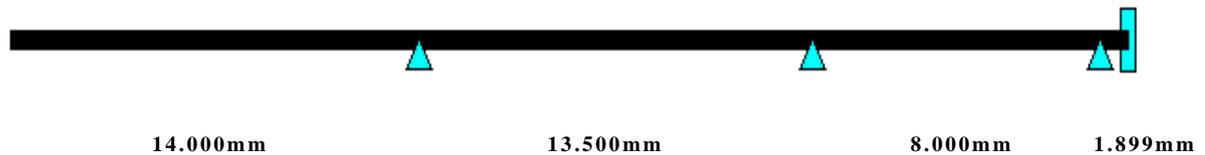
- $d_{1385} \Rightarrow 14\text{m}$
- $d_{2360} \Rightarrow 13,5\text{m}$
- $d_{3315} \Rightarrow 13\text{m}$



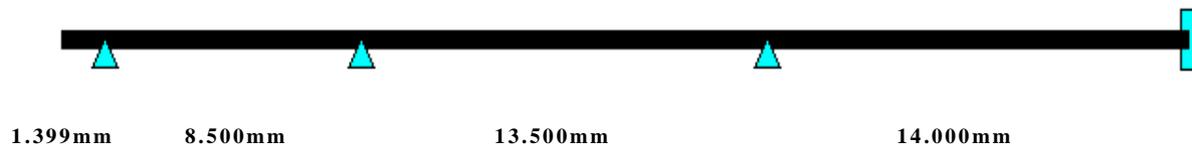
Calculo, selección de componentes y diseño mecánico de la transmisión de potencia propulsora de un buque Ro-Pax



Tenemos que:

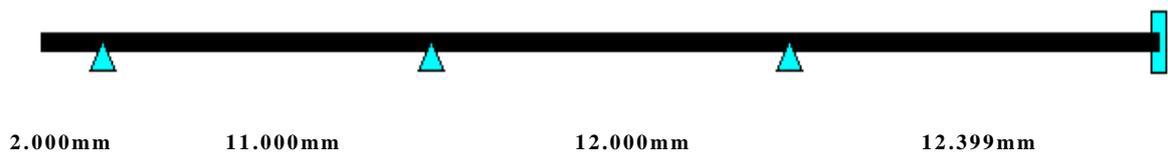


Empezando ahora por la zona de proa y considerando las mismas distancias, tenemos que:



Como podemos observar en las ilustraciones se dan dos situaciones distintas dependiendo de la zona (proa o popa) donde se empiece a considerar tales distancias.

Una vez realizada una aproximación de la situación de los apoyos por ambas caras del eje de transmisión (proa y popa) procederemos a hacer una situación de apoyos intermedia basándonos en las dos situaciones anteriores con lo que la disposición de los apoyos quedaría de la siguiente forma:





Como se observa en la ilustración vamos a disponer en principio de tres apoyos, proponiendo una situación intermedia entre los apoyos 1º y 2º de las dos situaciones anteriores, y en cuanto al 3º apoyo lo hemos situado lo mas cercano posible a la hélice en primer lugar para soportar el peso de esta y en segundo lugar porque en la zona de proa se encuentra el empotramiento al reductor (lugar donde descansaría la zona de proa de nuestra línea de transmisión).

Antes de realizar cualquier otro paso observamos que el apoyo más lejano al propulsor quedaría dentro de la bocina, con lo que desplazamos hacia proa los dos acoplamientos intermedios y nos quedaría de la siguiente forma:



Una vez confirmada la posición de los apoyos, comprobamos los resultados con el software, en el que observamos que tenemos unos valores demasiado altos de flecha, muy por encima de nuestros objetivos en el que tenemos establecido no sobrepasar de 1mm de flecha, sobre todo en el span 1 y span 2 zona más próxima a la hélice debido al peso que debe soportar de la misma.

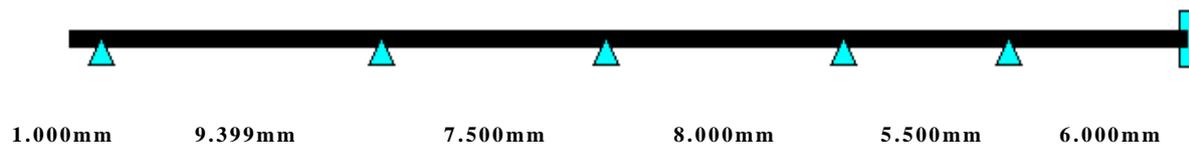
También observamos una mala distribución de cargas en los soportes así como notables diferencias de valores de los momentos en los diferentes spans.

Después de observar los resultados vemos la necesidad de instalar algún otro apoyo, concretamente instalaremos dos apoyos más, y así poder

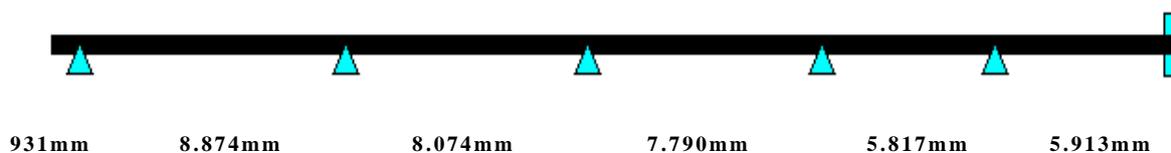


subsanan los defectos de deformación, momentos y fuerzas cortantes que aparecen en la línea.

Así pues con estos dos nuevos apoyos dispondríamos de cinco apoyos más el empotramiento del reductor en cada línea, con lo que dicha línea quedaría de la siguiente manera según la ilustración.



Realizada esta nueva situación y confirmada la posición, sin afectar a elementos estructurales del buque nos remitiremos a comprobar los resultados, observando la necesidad de tener que desplazar apoyos con el fin de mejorar la estabilidad en el eje de transmisión, ya que todavía sobrepasamos en los spans mas próximos a la hélice los valores de flecha establecidos y no hay una equilibrada distribución de cargas en los apoyos, quedando la línea de transmisión de la siguiente manera:



Comprobados los resultados observamos que los niveles de deformaciones (flecha) así como los de esfuerzos cortantes y momentos flectores, están, según los datos obtenidos, en unos valores aceptables permitiendo un correcto funcionamiento de nuestra línea de transmisión, pudiéndose observar los resultados, así como las gráficas de cada caso en los datos del anexo.



7.1 DEFORMACIONES MAXIMAS ASOCIADAS.

Situados los apoyos, en este apartado trataremos las deformaciones máximas asociadas a nuestra transmisión tales como flecha y cargas en los soportes.

Como comentamos anteriormente nuestra línea no puede tener un valor de flecha máxima superior a 1mm, en nuestro caso como se puede observar en las gráficas (ver anexo) tenemos unos valores aceptables de flecha, con un valor mínimo de -0,489mm localizado en el 3^{er} span y un valor máximo de flecha de 0,0412 mm en el 2^o span, debido y como es de suponer al peso que debe soportar esta parte de la transmisión de la hélice. También podemos apreciar en la gráfica el aumento de flecha que se produce en la zona de la hélice (1^{er} span) es progresivo y no se realiza bruscamente, por otra parte observamos que los menores valores de flecha se dan en la zona de proa del eje.

En el caso de las cargas aplicadas a los soportes deben tener unos valores aceptables, y como se observa en los resultados (anexo) tenemos unos valores equilibrados de las mismas exceptuando la carga que recibe el 1^{er} apoyo que es bastante superior a las demás debido como comentamos anteriormente al peso de la hélice, requisitos indispensables para un correcto funcionamiento de la línea de transmisión.



8) MOMENTOS FLECTORES, FUERZAS CORTANTES, REACCIONES Y FLECHAS DE LA LINEA DE EJES. RECOMENDACIONES DE ALINEACION.

Realizada ya la situación de los apoyos necesarios para soportar el eje de transmisión, este apartado pretende plasmar las solicitaciones a las que se encuentra sometida dicha línea de ejes, como los momentos, esfuerzos y flechas, así como las reacciones que actúan en cada uno de los soportes, todo ello realizado con el software antes mencionado (DT Beam), en el que introduciendo una serie de datos propios del eje nos proporciona la información descrita anteriormente.

Como datos, disponemos, de la disposición del eje, de los apoyos y las distancias que fueron calculadas anteriormente.

Establecemos un cuadro con las características físicas y mecánicas del eje.

Tramo	Diámetro Ext (mm)	Diámetro Int (mm)	Área (mm ²)	Inercia (mm ⁴)	Elasticidad (KN/mm ²)	Densidad (KN/mm ³)
1	385	110	104505.86	1027260968	210	0.0000000785
2	385	110	104505.86	1027260968	210	0.0000000785
3	360	110	91719.58	808242619.6	210	0.0000000785
4	360	110	91719.58	808242619.6	210	0.0000000785
5	315	110	67441.35	463991897.9	210	0.0000000785
6	315	110	67441.35	463991897.9	210	0.0000000785



**Calculo, selección de componentes y diseño mecánico de la
transmisión de potencia propulsora de un buque Ro-Pax**



Con estos datos y especificando el tipo de apoyo que disponemos, obtendremos los valores de momentos flectores, fuerzas cortantes, flechas y cargas en los soportes.

De todos los apoyos, el primero es donde localizamos la hélice y se le conoce como soporte libre y no lo tendremos en cuenta a la hora de realizar cualquier cálculo, los demás apoyos son normales con desplazamiento vertical exclusivamente excepto el último apoyo, el sexto, es donde se produce la conexión con la brida del reductor.

Como cargas aplicables tenemos la del propio peso del eje y el peso de la hélice (69,58KN).

Una vez introducidos todos los datos, obtendremos los valores de las solicitaciones en los apoyos que son:

MAXIMUM / MINIMUM SPAN SHEARS

SPAN	MAX SHEAR	LOCATION	MIN SHEAR	LOCATION
1	0.00000	0.0000	-77.21765	931.0000
2	38.78442	0.0000	-34.01530	8874.0000
3	34.34888	0.0000	-33.04045	8074.0000
4	29.56408	0.0000	-26.52382	7790.0000
5	23.41934	0.0000	-13.96688	5817.0000
6	14.51232	0.0000	-21.40344	5913.0000



**Calculo, selección de componentes y diseño mecánico de la
transmisión de potencia propulsora de un buque Ro-Pax**



MAXIMUM / MINIMUM SPAN MOMENTS

SPAN	MAX MOMENT	LOCATION	MIN MOMENT	LOCATION
1	0.00000	0.0000	-68334.30795	931.0000
2	23344.67040	4712.4000	-68334.30795	0.0000
3	24735.40770	4192.2692	-47173.73884	0.0000
4	19528.65124	4113.1200	-41168.14837	0.0000
5	5679.87478	3184.0421	-29326.32546	0.0000
6	7146.99721	2738.6526	-20248.78509	5913.0000

MAXIMUM / MINIMUM VERTICAL SPAN DEFLECTIONS

SPAN	MAX DEFLECT	LOCATION	MIN DEFLECT	LOCATION
1	0.000000000	931.0000	-0.232899211	0.0000
2	0.041203390	581.4000	-0.441437176	4773.6000
3	0.000000000	0.0000	-0.489809454	4130.1615
4	0.000702449	93.4800	-0.461022820	4081.9600
5	0.017175514	520.4684	-0.086866920	3214.6579
6	0.000000000	0.0000	-0.148752883	2738.6526

SUPPORT JOINT REACTIONS (in direction of rotated joint axes)

JOINT	X-REACTION	Y-REACTION	Z-MOMENT
1	0.00000	0.00000	0.00000
2	0.00000	116.00207	0.00000
3	0.00000	68.36418	0.00000
4	0.00000	62.60453	0.00000
5	0.00000	49.94316	0.00000
6	0.00000	28.47920	0.00000
7	0.00000	21.40344	-20248.78509



Como podemos observar la reacción mayor es la que se produce en el soporte más próximo a la hélice, ya que es el que mayor peso debe soportar.

Obtenidos los valores de las reacciones en cada uno de los apoyos, procederemos a realizar el sumatorio de las reacciones para determinar el peso de toda la transmisión (ejes, soportes, acoplamientos, etc.)

$$\text{Peso Transmisión} = \sum R_i. \text{ (Y Reactions)}$$

$$P_{\text{trans}} = 346,79658 \text{ KN}$$

En la documentación del anexo tenemos todos los datos obtenidos con el programa, incluidas las gráficas, en las que podemos ver el valor de la flecha en la zona de la hélice (voladizo), dicho programa nos divide los tramos en diez partes, en la que encontramos los valores de la flecha y podemos ver en el caso de la hélice, el aumento de esta, es progresivo y no se realiza bruscamente.

Se puede considerar que el caso expuesto es bastante valido, aún así, hemos determinado los valores en el caso que desplazásemos el soporte numero 6, 0.5 mm hacia arriba. Este desplazamiento es lo que se define por teoría como coeficiente de influencia (en los demás apoyos).

Coeficiente de influencia (soporte 6)

Si desplazamos el soporte número 6 verticalmente hacia arriba 0.5mm tendríamos las siguientes reacciones.



Calculo, selección de componentes y diseño mecánico de la transmisión de potencia propulsora de un buque Ro-Pax



Soportes	Reacciones (Y) (R_N^1)	Momentos (Z)
1	0.00000	0.00000
2	116.04567	0.00000
3	68.07268	0.00000
4	63.80340	0.00000
5	46.62040	0.00000
6 (+0.5mm)	33.84364	0.00000
7	18.41080	-10556.61889

Como podemos ver, la carga del soporte numero 6 aumenta con el desplazamiento y el soporte de la brida ve disminuida la carga que debe soportar aunque en tan solo 2.99264 KN, por otra parte las cargas en los soportes están más igualadas.

A continuación vamos calcular el coeficiente de influencia en cada uno de los soportes, que viene dado por la siguiente relación en el que multiplicamos por dos la diferencia de las reacciones al subir el soporte 0,5mm, ya que el coeficiente de influencia se basa en la unidad:

$$\text{Coef.influencia} = 2(R_N - R_N^1)$$

- Coef_{inf} soporte 1 = $2(R_1 - R_1^1) = -0,087$
- Coef_{inf} soporte 2 = $2(R_2 - R_2^1) = 0,583$
- Coef_{inf} soporte 3 = $2(R_3 - R_3^1) = -2,397$
- Coef_{inf} soporte 4 = $2(R_4 - R_4^1) = 6,645$
- Coef_{inf} soporte 5 = $2(R_5 - R_5^1) = -10,728$
- Coef_{inf} soporte 6 = $2(R_6 - R_6^1) = 5,985$



9) SELECCIÓN Y DISPOSICION DE SOPORTES.

Para comenzar la selección debemos tener definidos los diámetros de cada tramo de la línea, en el apartado 3.2 definimos los diámetros del eje en función de la normativa impuesta por la sociedad de clasificación.

El tramo de eje correspondiente a la zona de popa de la bocina posee un diámetro de 385 mm y en la zona de proa es de 360 mm, el tramo de eje intermedio posee un diámetro de 360 mm y en la zona de unión del tramo de proa tiene un diámetro de 315 mm, por último el tramo de eje de proa, que va conectado al reductor tiene un diámetro de 315mm.

En lo que respecta al fabricante, hemos escogido a John Crane Lips, debido a la experiencia y su amplio abanico de suministradores.

Otro factor a tener en cuenta a la hora de la selección de los cojinetes es el tipo de superficie de fricción, los cojinetes se pueden clasificar en función del tipo de superficie de fricción, las más habituales son:

- **Metal blando:** Aleaciones de metal blando (del tipo estaño o plomo) de bajo punto de fusión, fundidas in situ sobre el soporte metálico, al que se adhieren fuertemente y posteriormente son mecanizados en grado fino. Operan con lubricación de aceite generalmente.
- **Materiales sintéticos rígidos:** Derivados plásticos como el tufnol, que son fácilmente mecanizables y que presentan un coeficiente de fricción muy bajo, tanto que algunos no requieren lubricación adicional, por lo que se denominan “auto lubricados”.



- **Materiales sintéticos flexibles:** Derivados de la goma y del caucho, que se vulcanizan in situ sobre un soporte similar al de los de metal blando. Esta composición es poco rígida permitiendo una cierta elasticidad en el soportado que absorbe ruidos y vibraciones. Son especialmente utilizados en arbotantes, bocinas, waterjets, etc. aprovechando su principal particularidad como es su lubricación con agua de mar y su inalterabilidad ante esta.

Para nuestros diámetros podemos ver en los catálogos, en la documentación del anexo, que no disponemos de cierres y cojinetes para esas medidas exactas, pero el fabricante nos indica que son para diámetros máximos, así que pueden ser instalados previniendo de esta manera la creación de posibles arañazos.

Vamos pues a llevar a cabo la selección de soportes, empezando por el cojinete (arbotante) más próximo a la hélice, e iremos seleccionando soportes hacia la proa de nuestra transmisión.

- 1^{er} Arbotante.

En este tramo poseemos un diámetro de 385 mm y el modelo 400 es aplicable hasta un diámetro de 380 mm, con lo que seleccionamos el modelo siguiente el 420 que admite hasta 400 mm de diámetro con una longitud de 840 mm.

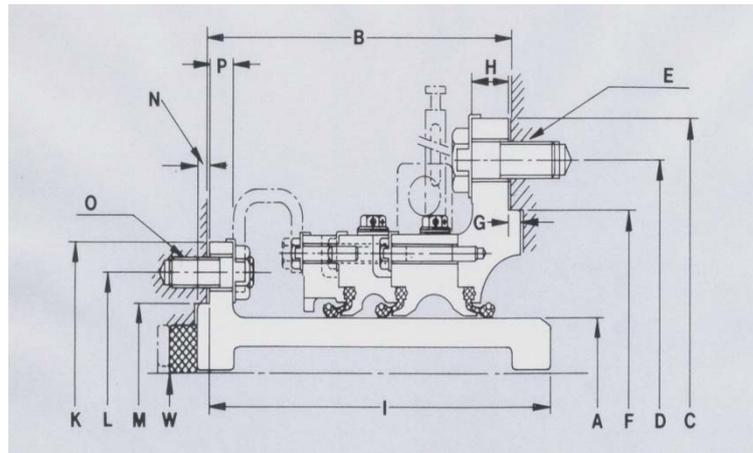
- 2^o Arbotante.

Posee las mismas dimensiones que el caso anterior, así que procedemos de la misma forma eligiendo el modelo 420 con 400 mm de diámetro.



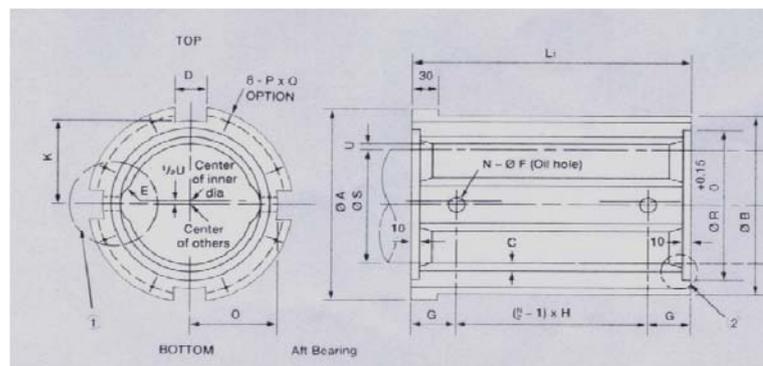
Procederemos a seleccionar los cierres de la bocina con sus correspondientes cojinetes.

- Cierre de popa de la bocina.



El diámetro que posee en esta zona nuestro eje es de 360 mm, así que, seleccionamos el modelo 380, válido para diámetros de hasta 362 mm.

Para el cojinete de la bocina al disponer de las mismas dimensiones de diámetro elegimos el mismo modelo que para el cierre.



Cojinete de popa

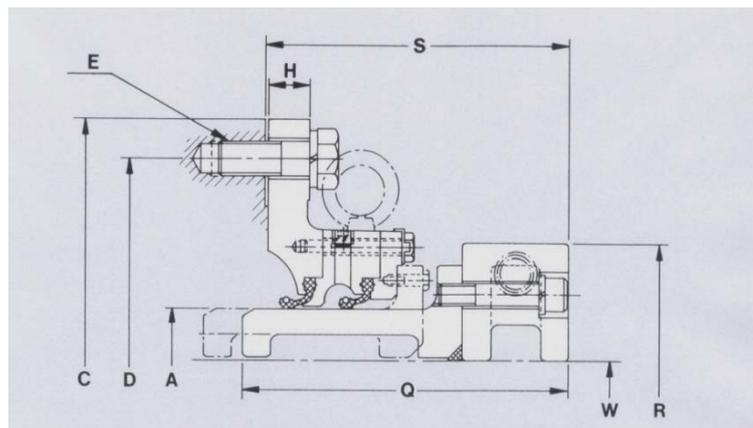


En definitiva, el cierre de popa será el modelo 380MKII.

Las características del cierre de popa son:

- Material de los sellos: Viton
- Material de la camisa: Cromo
- Material de la envuelta: Hierro fundido
- Material pernos: Acero inox
- Indicador del nivel de aceite.
- Sellos provistos de ánodos de zinc para evitar la corrosión.

- Cierre de proa de la bocina.

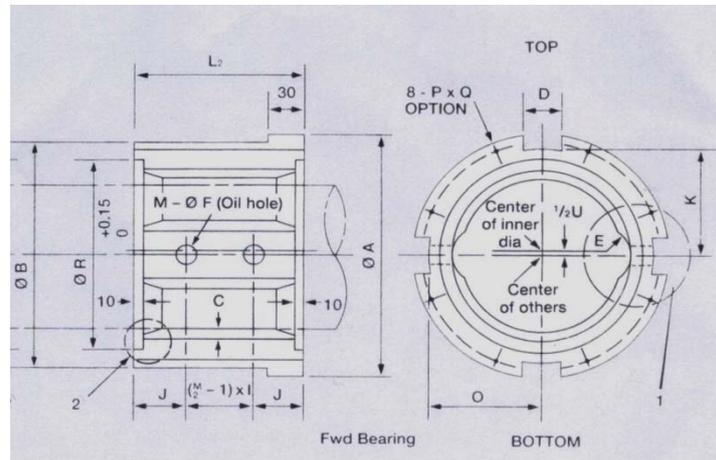


Para este caso al tratarse de iguales diámetros disponemos del mismo modelo que en el caso del cierre de popa, sería el modelo 380.

Para el cojinete también se dispondrá del mismo modelo.



Calculo, selección de componentes y diseño mecánico de la transmisión de potencia propulsora de un buque Ro-Pax



Cojinete de proa

Para el cierre de proa de la bocina instalaremos el modelo 380MKII.

Las características del cierre son:

- Material de los sellos: Viton
- Material de la camisa: Hierro fundido, con baño cerámico
- Material de la envuelta: Hierro fundido
- Material de los Pernos: Acero
- Indicador del nivel de aceite.

Por último el tramo de proa de nuestra línea de transmisión tiene un diámetro de 315 mm con lo que optaremos por el cojinete modelo 330 con un diámetro aplicable de 330 mm, que lo podremos aprovechar para descargar un poco la brida de la reductora y así no se vea sometida a grandes esfuerzos.



Una vez realizada la selección de soportes, vamos a definir las presiones en los cojinetes que vendrán definidas según la expresión:

$$P = \frac{R}{L \times D} \text{ KN/m}^2$$

Donde:

R: Reacción en cada cojinete

L: Longitud de la zona de apoyo del eje en el cojinete (m).

D: Diámetro interior del cojinete (m).

$$-P_1 = \frac{R_1}{D_1 \times L_1} \Rightarrow \text{Si } R_1 = 0 \Rightarrow P_1 = 0$$

SIZE \Rightarrow 420 / $D_{\text{cojin}} = 385\text{mm}$

$$-P_2 = \frac{R_2}{D_2 \times L_2} = \frac{116}{0,8 \times 0,38} = 381,57 \text{ KN/m}^2 \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \text{Huelgo} = 0,6 \\ L = 840 \text{ mm} \\ \text{Long zona apoyo eje} = 0,8\text{m} \\ D = 385,6\text{mm} = 0,38\text{m} \end{array} \right.$$

$$-P_3 = \frac{R_3}{D_3 \times L_3} = \frac{68,36}{0,8 \times 0,38} = 224,86 \text{ KN/m}^2 \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \text{Huelgo} = 0,6 \\ L = 840 \text{ mm} \\ \text{Long zona apoyo eje} = 0,8\text{m} \\ D = 385,6\text{mm} = 0,38\text{m} \end{array} \right.$$



Calculo, selección de componentes y diseño mecánico de la
transmisión de potencia propulsora de un buque Ro-Pax



SIZE \Rightarrow 380 / $D_{cojin} = 360\text{mm}$

$$-P_4 = \frac{R_4}{D_4 \times L_4} = \frac{62,60}{0,73 \times 0,36} = 238,20 \text{ KN/ m}^2 \Rightarrow \begin{cases} \text{Huelgo} = 0,6 \\ L = 770 \text{ mm} \\ \text{Long zona apoyo eje} = 0,73 \\ D = 360,6\text{mm} = 0,36\text{m} \end{cases}$$

$$-P_5 = \frac{R_5}{D_5 \times L_5} = \frac{49,94}{0,73 \times 0,36} = 190,03 \text{ KN/ m}^2 \Rightarrow \begin{cases} \text{Huelgo} = 0,6 \\ L = 770 \text{ mm} \\ \text{Long zona apoyo eje} = 0,73 \\ D = 360,6\text{mm} = 0,36\text{m} \end{cases}$$

SIZE \Rightarrow 330 / $D_{cojin} = 315\text{mm}$

$$-P_6 = \frac{R_6}{D_6 \times L_6} = \frac{28,48}{0,27 \times 0,31} = 340,26 \text{ KN/ m}^2 \Rightarrow \begin{cases} L = 519 \text{ mm} \\ \text{Long zona apoyo eje} = 0,27 \\ D = 315\text{mm} = 0,31\text{m} \end{cases}$$



10) FRECUENCIAS DE VIBRACION LATERALES DE FLEXION.

Para llevar a cabo la determinación de las frecuencias de vibración laterales de flexión utilizaremos la expresión de la velocidad crítica:

$$V_c = 300 \sqrt{\frac{78,3 \times E \times I_{axial}}{G_1 \times L_o^4}}$$

Donde:

E: Modulo de Young (N/mm)

I_{axial}: Momento de inercia axial (mm⁴)

G₁: Peso por mm de longitud (Kg/mm)

L_o: Longitud del span (mm)

A continuación llevaremos a cabo la determinación de dichas frecuencias, dependiendo de las distancias de los diferentes spans comenzando el cálculo por el span más cercano a la hélice.

1^{er} Span ⇒ Longitud 8874 mm.

$$V_c = 300 \sqrt{\frac{78,3 \times 20,6 \cdot 10^4 \times 1071391292}{0,84 \times (8874)^4}}$$

$$V_c = 546,42 \text{ r.p.m}$$



Calculo, selección de componentes y diseño mecánico de la transmisión de potencia propulsora de un buque Ro-Pax



2º Span ⇒ Longitud 8074 mm.

$$V_c = 300 \sqrt{\frac{78,3 \times 20,6 \cdot 10^4 \times 817366224,6}{0,72 \times (8074)^4}}$$

$$V_c = 622,73 \text{ r.p.m}$$

3º Span ⇒ Longitud 7790 mm.

$$V_c = 300 \sqrt{\frac{78,3 \times 20,6 \cdot 10^4 \times 817366224,6}{0,72 \times (7790)^4}}$$

$$V_c = 677,63 \text{ r.p.m}$$

4º Span ⇒ Longitud 5817 mm.

$$V_c = 300 \sqrt{\frac{78,3 \times 20,6 \cdot 10^4 \times 476150742,5}{0,54 \times (5817)^4}}$$

$$V_c = 1057,37 \text{ r.p.m}$$

5º Span ⇒ Longitud 5913 mm.

$$V_c = 300 \sqrt{\frac{78,3 \times 20,6 \cdot 10^4 \times 476150742,5}{0,54 \times (5913)^4}}$$

$$V_c = 1023,30 \text{ r.p.m}$$



11) FRECUENCIAS DE VIBRACION AXIAL.

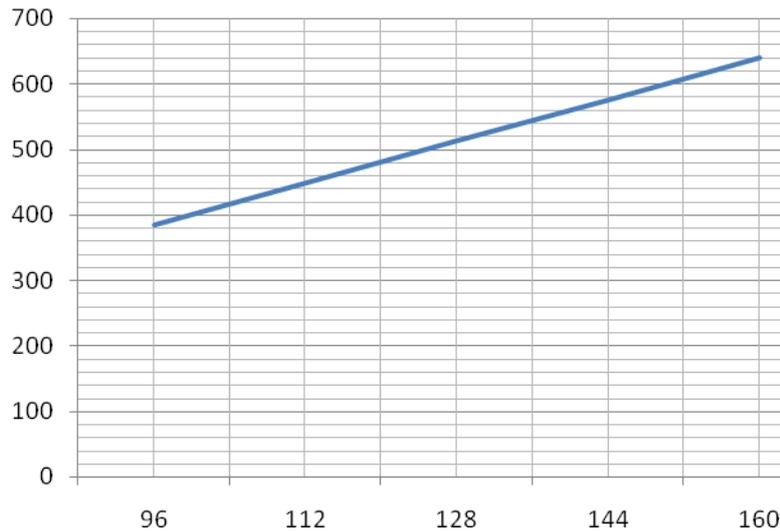
En este apartado trataremos las frecuencias de vibraciones axiales que se puedan producir en nuestra línea, con el fin de evitar que coincidan con las frecuencias laterales de flexión existentes, y así prevenir vibraciones y posibles fenómenos de resonancia que nos podrían acarrear problemas en nuestra línea.

Para comprobar lo anterior, es decir, averiguar si coinciden frecuencias axiales con frecuencias laterales de flexión, realizamos una gráfica, en el que podemos observar el rango de operación donde aparecerían frecuencias axiales, una vez realizada la gráfica comprobamos que valor o valores de frecuencias de flexión calculadas anteriormente actuarían dentro de ese rango de RPM, y poder así evitar que el motor opere en ese rango de RPM.

En la gráfica el eje de las X representaría el rango de rpm a las que gira la hélice desde las mínimas (96rpm) hasta las máximas (160rpm) y el eje Y correspondería a la excitación axial, dicha excitación axial relaciona el numero de palas de la hélice, que en nuestro caso son 4, con las rpm a las que gira el eje ($4 \times \text{rpm}$), así pues a cada valor de rpm le corresponderá uno de excitación axial.

A continuación vamos a realizar una tabla con los valores de rpm, y los valores de excitación axial, para poder así representar la gráfica.

RPM	EXCIT. AXIAL
96	384
112	448
128	512
144	576
160	640



Realizada la gráfica, el siguiente paso a seguir es comprobar que valores de los siguientes de frecuencias laterales de flexión coinciden con los de la gráfica.

- 1^{er} span 546,42rpm
- 2^o span 622,73rpm
- 3^{er} span 677,63rpm
- 4^o span 1057,37rpm
- 5^o span 1023,30rpm

Como podemos observar, son los valores de las frecuencias laterales de los dos primeros spans los que coincidirían con los valores de frecuencias axiales, correspondiéndoles a cada uno de estos valores, 546,42 y 622,73 de frecuencias unos valores de rpm de giro del eje, 136,6 y 155,6 respectivamente, que serían los valores de rpm que deberíamos evitar para que no se produzcan vibraciones en nuestro eje.



Bibliografía

- **Reglamentación de Det Norske Veritas.**
- **Apuntes de Cálculo Estructural de la UCA.**
- **Principles of Naval Architecture. Volumen II**

Eduard V. Lewis.

- **Project Planning Manual. Man B&W**
Four-Stroke Diesel Engines L+V 32/40

- **Catálogos (Documentación)**

- **Sofwares:**

-Engineering Power tools

-DT-Beam

- **Páginas Web:**

www.wikipedia.org

[www.man b&w diesel.com](http://www.manb&wdiesel.com)

www.reintjes.es

www.etp.se

www.johncrane.com



Anexo

- **Documentación**
- **Plano de Disposición**



Documentación

- **Gráficas Hydra 100% potencia.**
- **Gráficas Hydra 85% potencia.**
- **Motor L 32/40.**
- **Acoplamiento Hidráulico: ETP-HYCON F.**
- **Acoplamientos Hidráulicos ETP-HYCON S.**
- **Arbotantes: JOHN CRANE LIPS.**
- **Cierres de bocina: JOHN CRANE LIPS.**
- **Cojinetes de bocina: JOHN CRANE LIPS.**
- **Cojinete de proa. JOHN CRANE LIPS.**
- **Estudios DT-BEAM.**

HYDRA

Hydrodynamic Analysis

Project: Fin Carrera
Comment: Potencia Maxima Continua

File: Propulsion Ferry1.HPF

User: Juan Piñero Perez

Date: 31/10/2007

Design Data: 2 x Conventional CP (B-series)

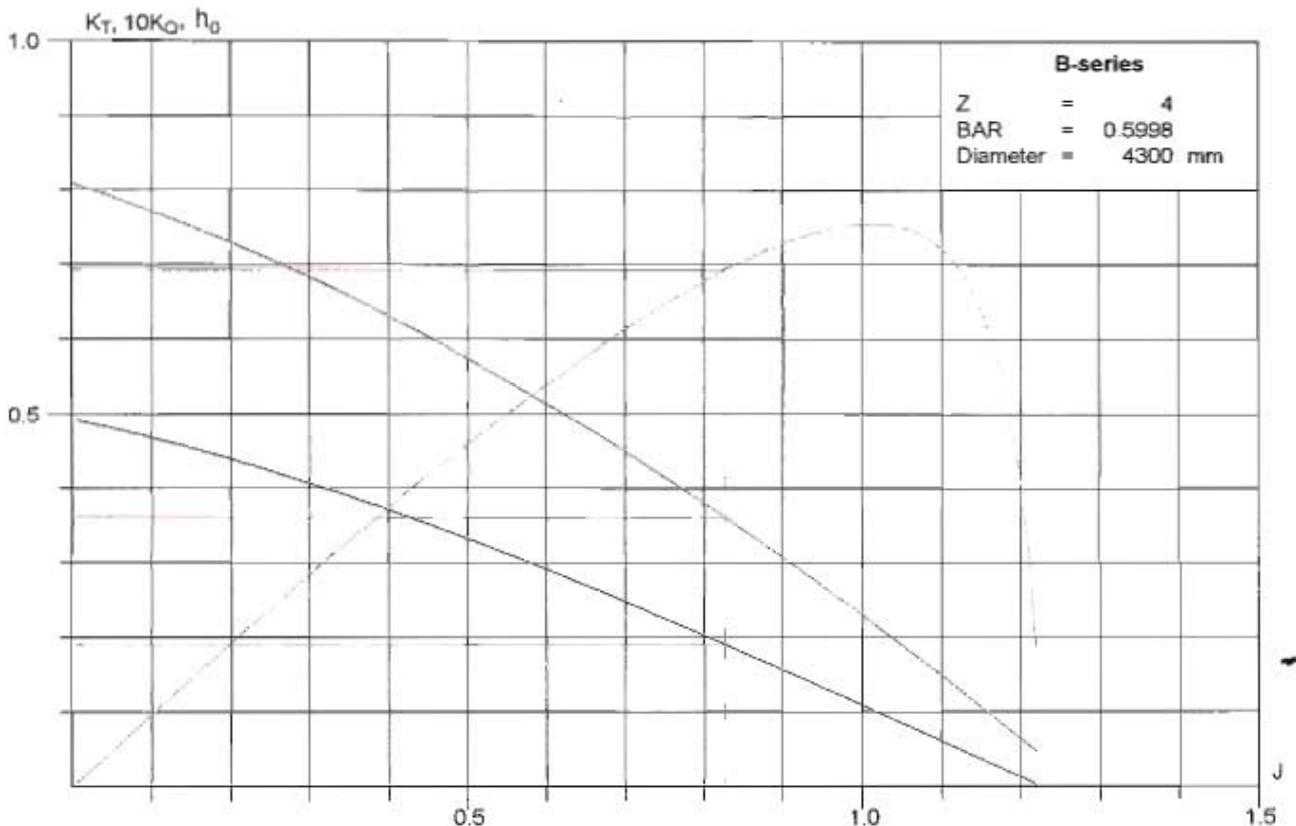
Drive: Diesel Engine

	Design Point	Operation Point	
Ship speed	22.00	22.00	knots
Wake fraction	0.160	0.160	-
Thrust deduction	0.200	0.200	-
Engine break power	6720	6720	kW
	9137	9137	PS
	9012	9012	hp
Engine revolutions	750	750	rpm
Propeller speed	160	160	rpm
Reduction ratio	4.680	4.680	:1
Mechanical losses	3.0	3.0	%
Pitch	4909	4909	mm
Pitch ratio	1.1416	1.1416	-
J	0.8278	0.8278	-
K_T	0.1905	0.1905	-
$10K_Q$	0.3613	0.3613	-
h_0	0.6946	0.6946	-
Q_{Prop}	388.420	388.417	kNm
Q_{Input}	85.563	85.562	kNm
Thrust per unit	381.002	381.002	kN
Total thrust	762.003	762.003	kN
	77.703	77.703	to
Spec. thrust	4.25	4.25	kp/PS
Service factor	0.31	0.31	-
Propeller Load	462.75	462.75	kW/m ²
Tip speed	36.08	36.08	m/s

Environment		
Water temperature	15.00	°C
Density of water	1025	Kg/m ³
Kinematic viscosity	1.18830E-06	m ² /s

Service Factor		
3000-5000 hrs/year	0.950	fz
Intermittend	1.000	fl
No Overload	1.000	fo
Restrcted Service	0.950	fs
Sf = Fz x Fl x Fo x Fs =		0.900

Cavitation		
Wl-prop.hub	3.23	m
Keller factor	0.10	-
Static pressure	130534	N/m ²
Tension of vapour	1701	N/m ²
BAR _{Opt}	0.5998	-
S _{Cav}	0.3452	-
T _C	0.1818	-
Opt. profil length	1340	mm
Rn _{75R}	10000000	-
u _{Copt}	0.0915	-



HYDRA

Hydrodynamic Analysis

Project: Fin Carrera
Comment: Potencia Maxima Continua

File: Propulsion Ferry1.HPF

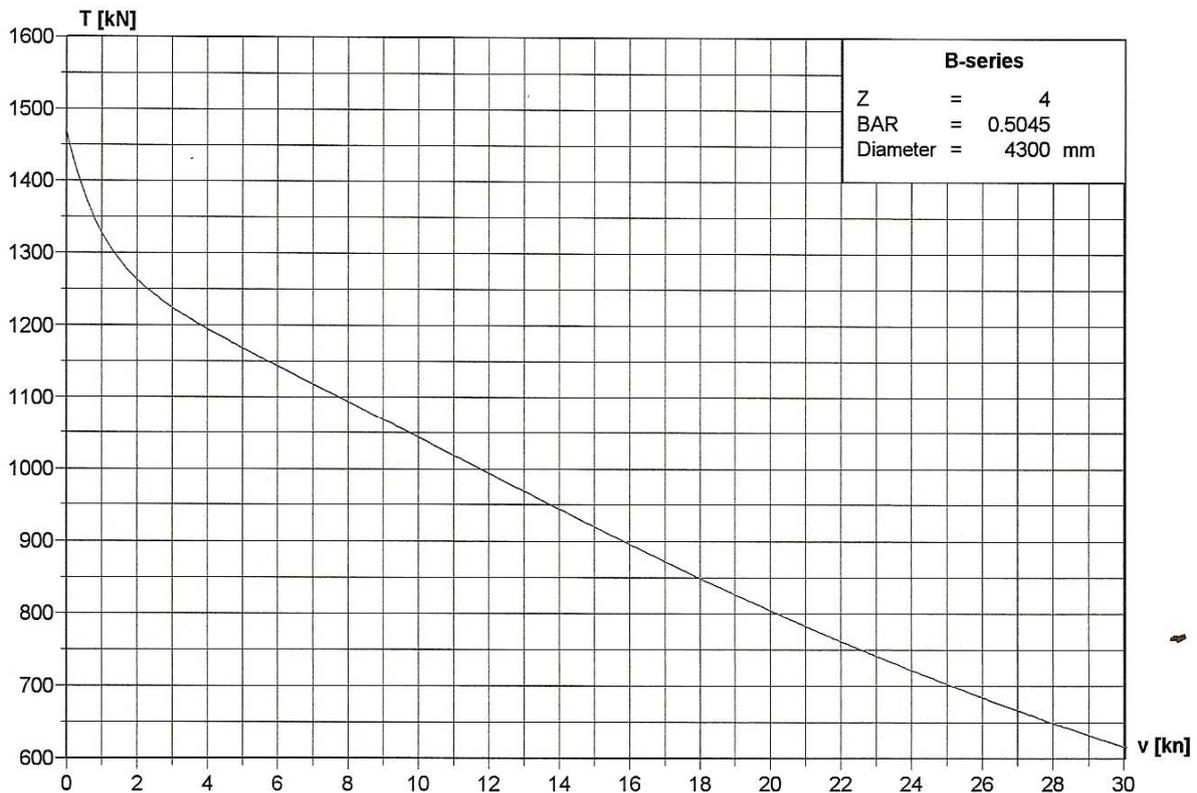
User: Juan Piñero Perez

Date: 31/10/2007

Thrust Diagram: 2 x Conventional CP (B-series)

Drive: Diesel Engine

v [kn]	w [-]	t [-]	Pitch [mm]	n [rpm]	P [kW]	Load [%]	T [kN]
0.00	0.000	0.090	3095	750	6720	100.0	1469.84
1.00	0.101	0.160	3142	750	6721	100.0	1329.11
2.00	0.138	0.185	3192	750	6721	100.0	1263.74
3.00	0.152	0.195	3246	750	6721	100.0	1224.96
4.00	0.157	0.198	3305	750	6722	100.0	1195.46
5.00	0.159	0.199	3369	750	6723	100.0	1169.24
6.00	0.160	0.200	3437	750	6723	100.0	1144.08
7.00	0.160	0.200	3509	750	6723	100.0	1119.17
8.00	0.160	0.200	3585	750	6723	100.0	1094.27
9.00	0.160	0.200	3664	750	6723	100.0	1069.33
10.00	0.160	0.200	3746	750	6723	100.0	1044.35
11.00	0.160	0.200	3831	750	6723	100.0	1019.38
12.00	0.160	0.200	3919	750	6722	100.0	994.45
13.00	0.160	0.200	4009	750	6722	100.0	969.63
14.00	0.160	0.200	4102	750	6722	100.0	944.99
15.00	0.160	0.200	4197	750	6722	100.0	920.60
16.00	0.160	0.200	4293	750	6722	100.0	896.52
17.00	0.160	0.200	4392	750	6721	100.0	872.76
18.00	0.160	0.200	4492	750	6721	100.0	849.55
19.00	0.160	0.200	4594	750	6721	100.0	826.87
20.00	0.160	0.200	4698	750	6721	100.0	804.68
21.00	0.160	0.200	4803	750	6721	100.0	783.08
22.00	0.160	0.200	4909	750	6721	100.0	762.14
23.00	0.160	0.200	5016	750	6722	100.0	741.81
24.00	0.160	0.200	5125	750	6722	100.0	722.11
25.00	0.160	0.200	5234	750	6721	100.0	702.98



HYDRA

Hydrodynamic Analysis

Project: Fin Carrera

File: Propulsion Ferry1.HPF

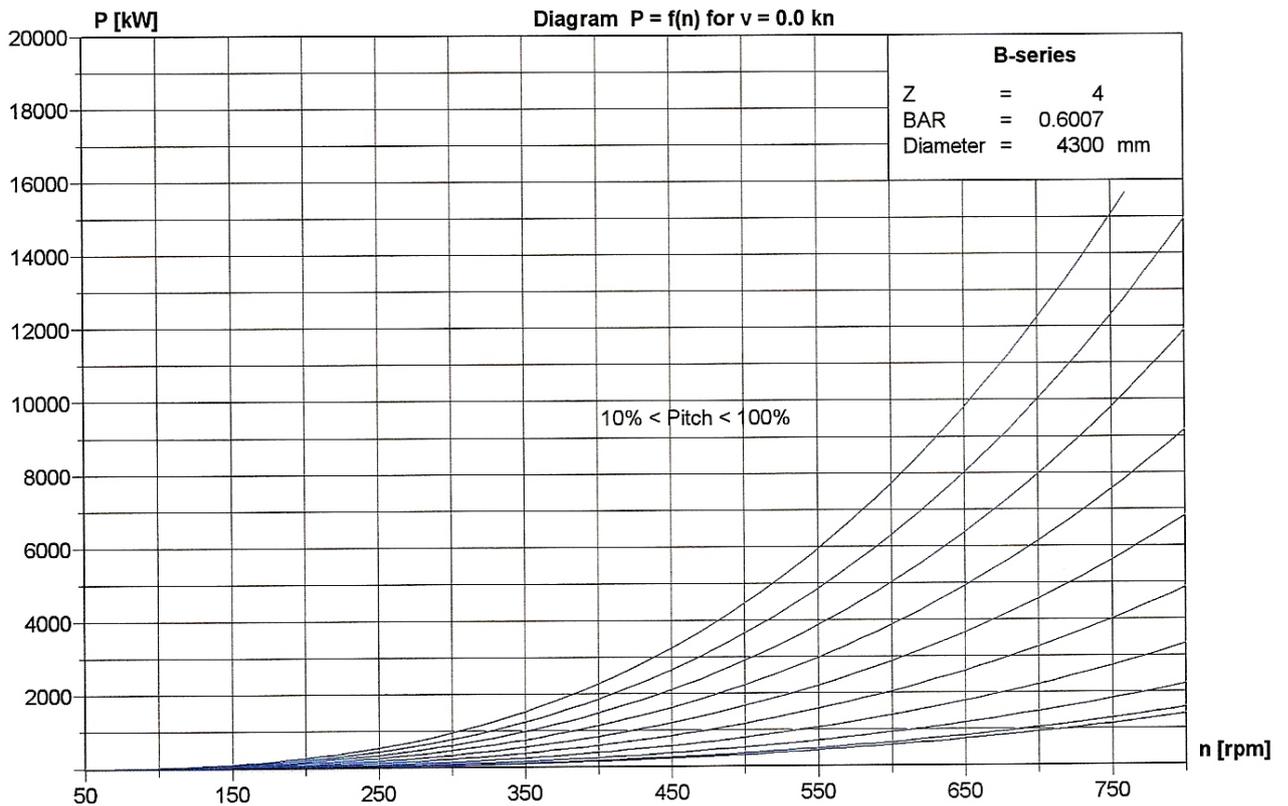
User: Juan Piñero Perez

Date: 31/10/2007

Comment: Potencia Maxima Continua

Power Diagram: 2 x Conventional CP (B-series)

n [rpm]	P [kW]	Q [kNm]	Load [%]	Sf [-]	Pitch [mm]	T [kN]
50	5	0.860	1.0	0.003	4909	9.98
100	36	3.427	4.0	0.012	4909	39.91
150	121	7.694	9.0	0.028	4909	89.79
200	286	13.659	16.0	0.050	4909	159.63
250	558	21.321	24.9	0.078	4909	249.42
300	965	30.702	35.9	0.112	4909	359.16
350	1532	41.789	48.8	0.152	4909	488.86
400	2286	54.581	63.8	0.198	4909	638.51
450	3255	69.079	80.7	0.251	4909	808.12
500	4465	85.283	99.7	0.310	4909	997.68
550	5943	103.193	120.6	0.375	4909	1207.19
600	7716	122.808	143.5	0.447	4909	1436.66
650	9811	144.129	168.4	0.524	4909	1686.08
700	12253	167.155	195.4	0.608	4909	1955.45
750	15071	191.887	224.3	0.698	4909	2244.78
800	18290	218.325	255.2	0.794	4909	2554.06



HYDRA

Hydrodynamic Analysis

Project: Fin Carrera
Comment: Potencia Maxima Continua

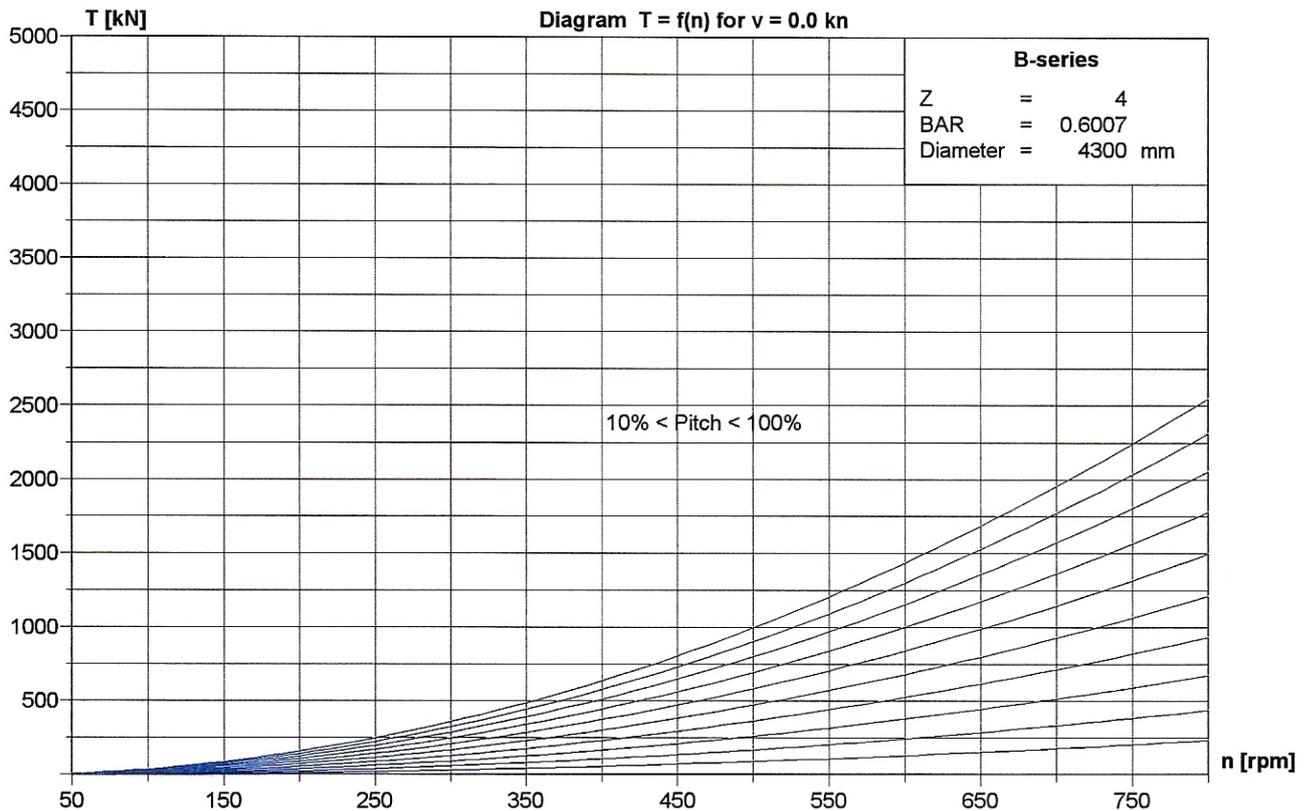
File: Propulsion Ferry1.HPF

User: Juan Piñero Perez

Date: 31/10/2007

Thrust/Rev. Diagram: 2 x Conventional CP (B-series)

n [rpm]	P [kW]	Q [kNm]	Load [%]	Sf [-]	Pitch [mm]	T [kN]
50	5	0.860	1.0	0.003	4909	9.98
100	36	3.427	4.0	0.012	4909	39.91
150	121	7.694	9.0	0.028	4909	89.79
200	286	13.659	16.0	0.050	4909	159.63
250	558	21.321	24.9	0.078	4909	249.42
300	965	30.702	35.9	0.112	4909	359.16
350	1532	41.789	48.8	0.152	4909	488.86
400	2286	54.581	63.8	0.198	4909	638.51
450	3255	69.079	80.7	0.251	4909	808.12
500	4465	85.283	99.7	0.310	4909	997.68
550	5943	103.193	120.6	0.375	4909	1207.19
600	7716	122.808	143.5	0.447	4909	1436.66
650	9811	144.129	168.4	0.524	4909	1686.08
700	12253	167.155	195.4	0.608	4909	1955.45
750	15071	191.887	224.3	0.698	4909	2244.78
800	18290	218.325	255.2	0.794	4909	2554.06



HYDRA

Hydrodynamic Analysis

Project: Fin Carrera
Comment: Potencia Servicio

File: Propulsion Ferry1.HPF

User: Juan Piñero Perez

Date: 31/10/2007

Design Data: 2 x Conventional CP (B-series)

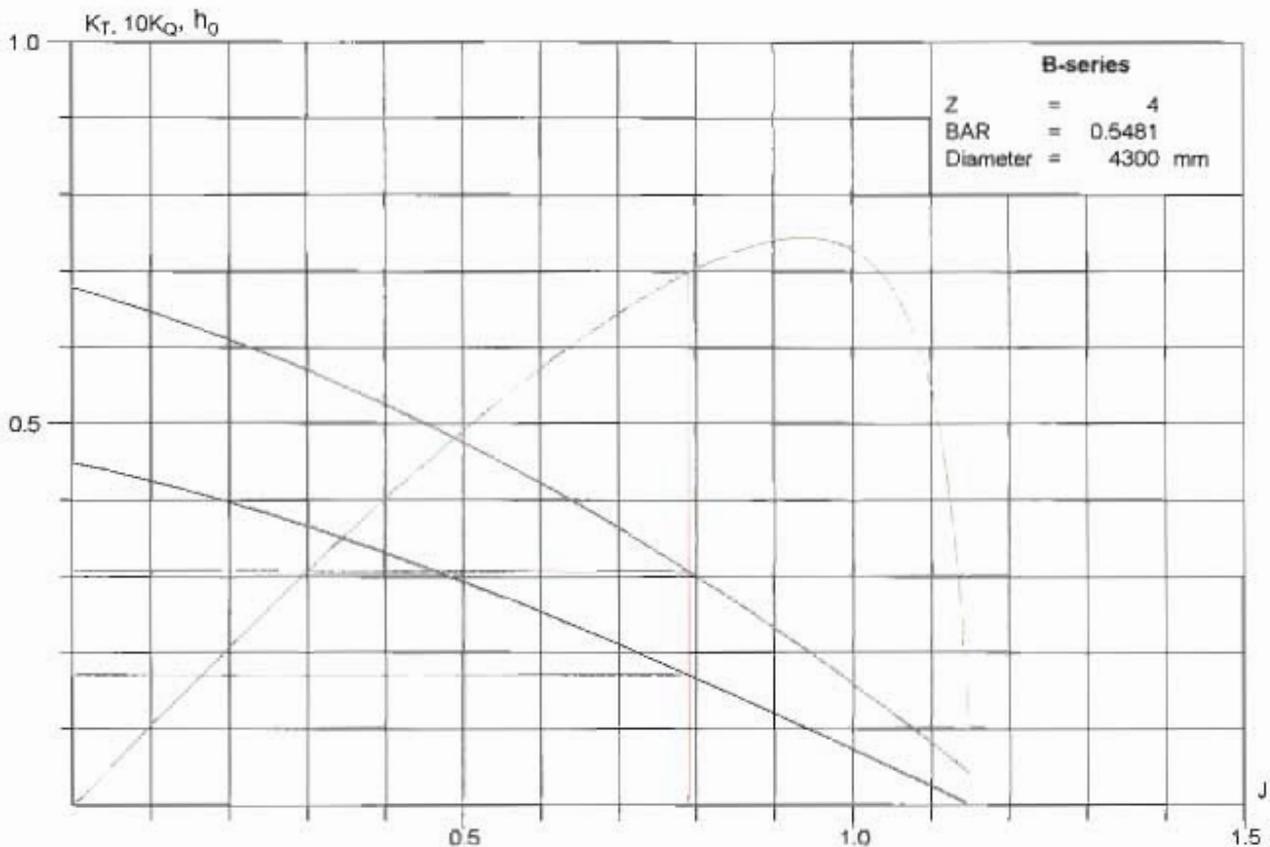
Drive: Diesel Engine

	Design Point	Operation Point	
Ship speed	21.00	21.00	knots
Wake fraction	0.160	0.160	-
Thrust deduction	0.200	0.200	-
Engine break power	5712	5712	kW
	7766	7766	PS
	7660	7660	hp
Engine revolutions	750	750	rpm
Propeller speed	160	160	rpm
Reduction ratio	4.680	4.680	: 1
Mechanical losses	3.0	3.0	%
Pitch	4569	4569	mm
Pitch ratio	1.0625	1.0625	-
J	0.7901	0.7901	-
K_T	0.1708	0.1708	-
$10K_Q$	0.3071	0.3071	-
h_0	0.6991	0.6992	-
Q_{Prop}	330.166	330.162	kNm
Q_{Input}	72.730	72.729	kNm
Thrust per unit	341.507	341.507	kN
Total thrust	683.013	683.013	kN
	69.648	69.648	to
Spec. thrust	4.48	4.48	kp/PS
Service factor	0.26	0.26	-
Propeller Load	393.35	393.34	kW/m ²
Tip speed	36.08	36.08	m/s

Environment		
Water temperature	15.00	°C
Density of water	1025	Kg/m ³
Kinematic viscosity	1.18830E-06	m ² /s

Service Factor		
3000-5000 hrs/year	0.950	fz
Intermittend	1.000	fi
No Overload	1.000	fo
Restricted Service	0.950	fs
Sf = Fz x Fi x Fo x Fs =		0.900

Cavitation		
Wl-prop.hub	3.23	m
Keller factor	0.10	-
Static pressure	130534	N/m ²
Tension of vapour	1701	N/m ²
BAR _{Opt}	0.5480	-
S _{Cav}	0.3490	-
T _C	0.1764	-
Opt. profil length	1224	mm
Rn _{75R}	10000000	-
t/c _{Opt}	0.0927	-



HYDRA

Hydrodynamic Analysis

Project: Fin Carrera
 Comment: Potencia Servicio

File: Propulsion Ferry1.HPF

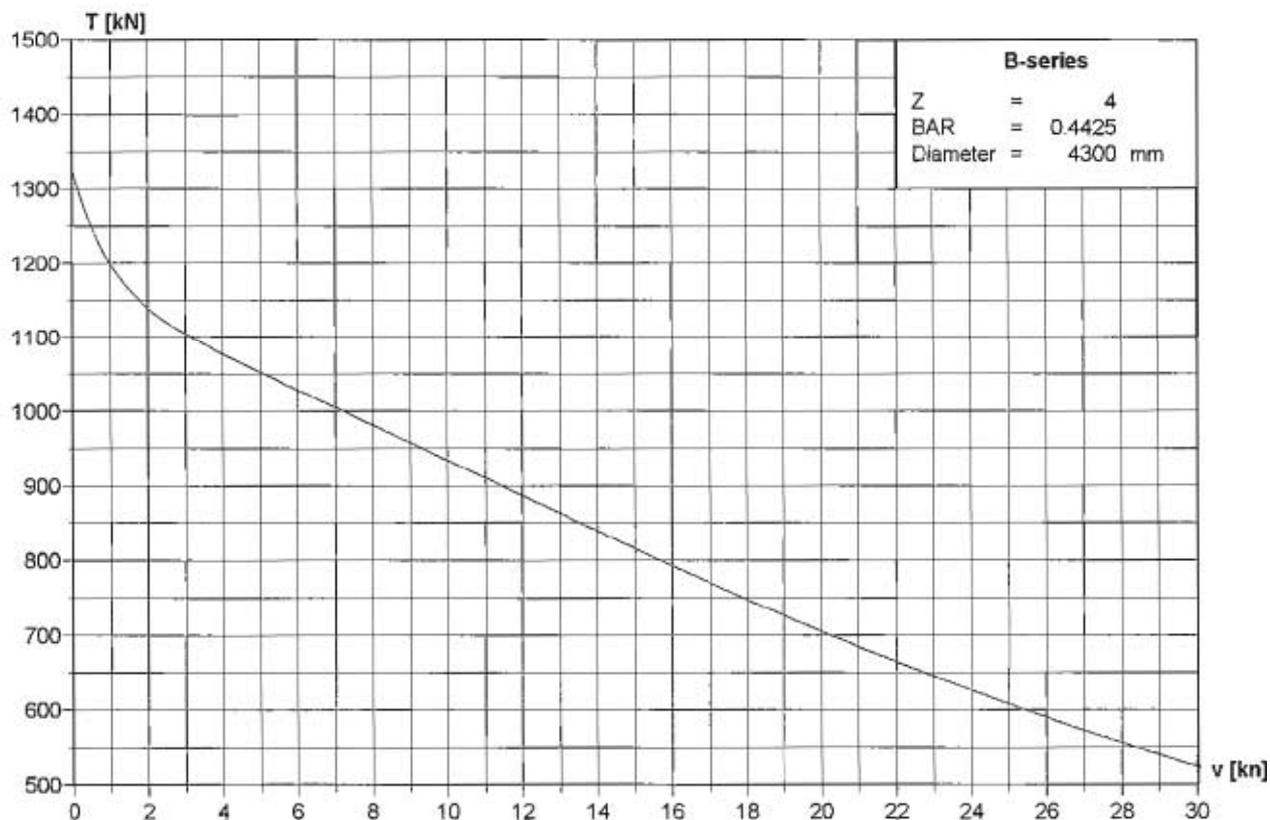
User: Juan Piñero Perez

Date: 31/10/2007

Thrust Diagram: 2 x Conventional CP (B-series)

Drive: Diesel Engine

v [kn]	w [-]	t [-]	Pitch [mm]	n [rpm]	P [kW]	Load [%]	T [kN]
0.00	0.000	0.090	2881	750	5712	100.0	1325.13
1.00	0.101	0.160	2930	750	5713	100.0	1198.24
2.00	0.138	0.185	2980	750	5715	100.0	1139.17
3.00	0.152	0.195	3034	750	5716	100.1	1103.76
4.00	0.157	0.198	3093	750	5717	100.1	1076.51
5.00	0.159	0.199	3157	750	5717	100.1	1051.99
6.00	0.160	0.200	3224	750	5717	100.1	1028.30
7.00	0.160	0.200	3296	750	5717	100.1	1004.78
8.00	0.160	0.200	3371	750	5718	100.1	981.27
9.00	0.160	0.200	3449	750	5720	100.1	957.71
10.00	0.160	0.200	3531	750	5721	100.2	934.05
11.00	0.160	0.200	3615	750	5722	100.2	910.32
12.00	0.160	0.200	3701	750	5723	100.2	886.58
13.00	0.160	0.200	3790	750	5724	100.2	862.86
14.00	0.160	0.200	3881	750	5723	100.2	839.23
15.00	0.160	0.200	3974	750	5723	100.2	815.78
16.00	0.160	0.200	4069	750	5722	100.2	792.68
17.00	0.160	0.200	4167	750	5723	100.2	770.03
18.00	0.160	0.200	4265	750	5722	100.2	747.74
19.00	0.160	0.200	4366	750	5723	100.2	726.03
20.00	0.160	0.200	4468	750	5722	100.2	704.74
21.00	0.160	0.200	4571	750	5722	100.2	684.00
22.00	0.160	0.200	4676	750	5722	100.2	663.94
23.00	0.160	0.200	4782	750	5723	100.2	644.58
24.00	0.160	0.200	4889	750	5724	100.2	625.71
25.00	0.160	0.200	4997	750	5723	100.2	607.27



HYDRA

Hydrodynamic Analysis

Project: Fin Carrera

File: Propulsion Ferry1.HPF

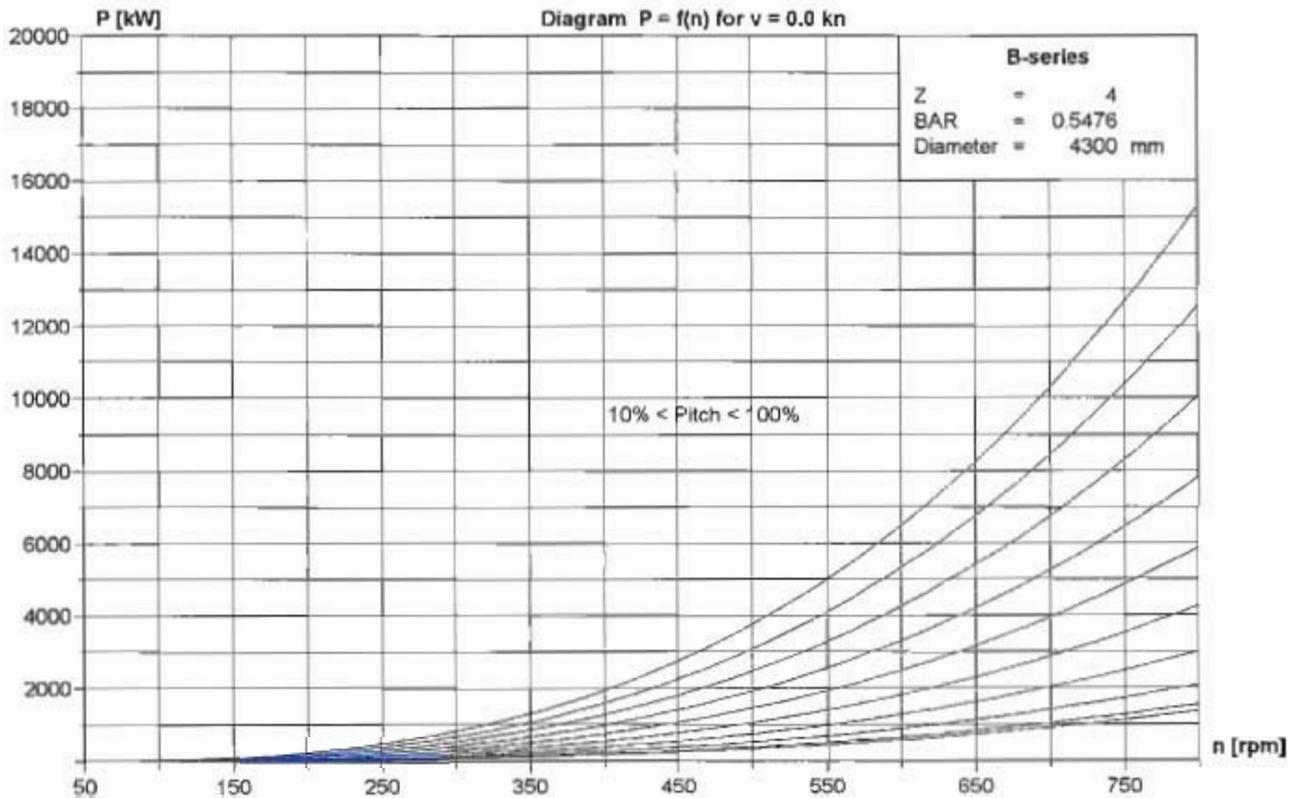
User: Juan Piñero Perez

Date: 31/10/2007

Comment: Potencia Servicio

Power Diagram: 2 x Conventional CP (B-series)

n [rpm]	P [kW]	Q [kNm]	Load [%]	Sf [-]	Pitch [mm]	T [kN]
50	4	0.721	1.0	0.003	4569	9.06
100	30	2.874	4.0	0.010	4569	36.29
150	101	6.452	8.9	0.023	4569	81.65
200	240	11.451	15.7	0.042	4569	145.15
250	468	17.872	24.6	0.065	4569	226.79
300	808	25.725	35.4	0.094	4569	326.58
350	1283	35.015	48.1	0.127	4569	444.52
400	1916	45.734	62.9	0.166	4569	580.59
450	2728	57.882	79.6	0.210	4569	734.81
500	3742	71.459	98.3	0.260	4569	907.18
550	4980	86.466	118.9	0.314	4569	1097.69
600	6465	102.902	141.5	0.374	4569	1306.34
650	8220	120.766	166.0	0.439	4569	1533.13
700	10267	140.061	192.6	0.509	4569	1778.07
750	12628	160.784	221.1	0.585	4569	2041.15
800	15326	182.936	251.5	0.665	4569	2322.38



HYDRA

Hydrodynamic Analysis

Project: Fin Carrera
 Comment: Potencia Servicio

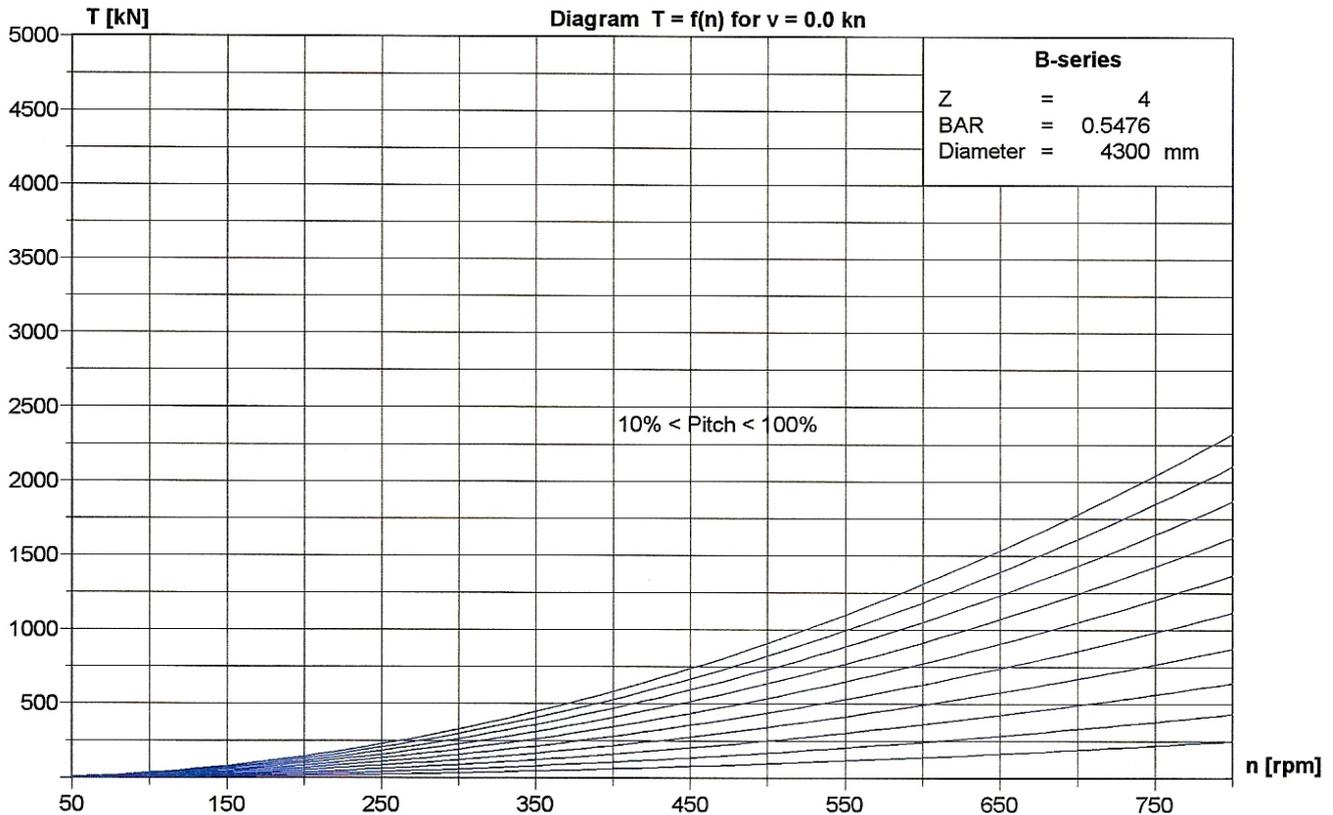
File: Propulsion Ferry1.HPF

User: Juan Piñero Perez

Date: 31/10/2007

Thrust/Rev. Diagram: 2 x Conventional CP (B-series)

n [rpm]	P [kW]	Q [kNm]	Load [%]	Sf [-]	Pitch [mm]	T [kN]
50	4	0.721	1.0	0.003	4569	9.06
100	30	2.874	4.0	0.010	4569	36.29
150	101	6.452	8.9	0.023	4569	81.65
200	240	11.451	15.7	0.042	4569	145.15
250	468	17.872	24.6	0.065	4569	226.79
300	808	25.725	35.4	0.094	4569	326.58
350	1283	35.015	48.1	0.127	4569	444.52
400	1916	45.734	62.9	0.166	4569	580.59
450	2728	57.882	79.6	0.210	4569	734.81
500	3742	71.459	98.3	0.260	4569	907.18
550	4980	86.466	118.9	0.314	4569	1097.69
600	6465	102.902	141.5	0.374	4569	1306.34
650	8220	120.766	166.0	0.439	4569	1533.13
700	10267	140.061	192.6	0.509	4569	1778.07
750	12628	160.784	221.1	0.585	4569	2041.15
800	15326	182.936	251.5	0.665	4569	2322.38



**Engine cross section
L 32/40**

**Motorquerschnitt
L 32/40**

120

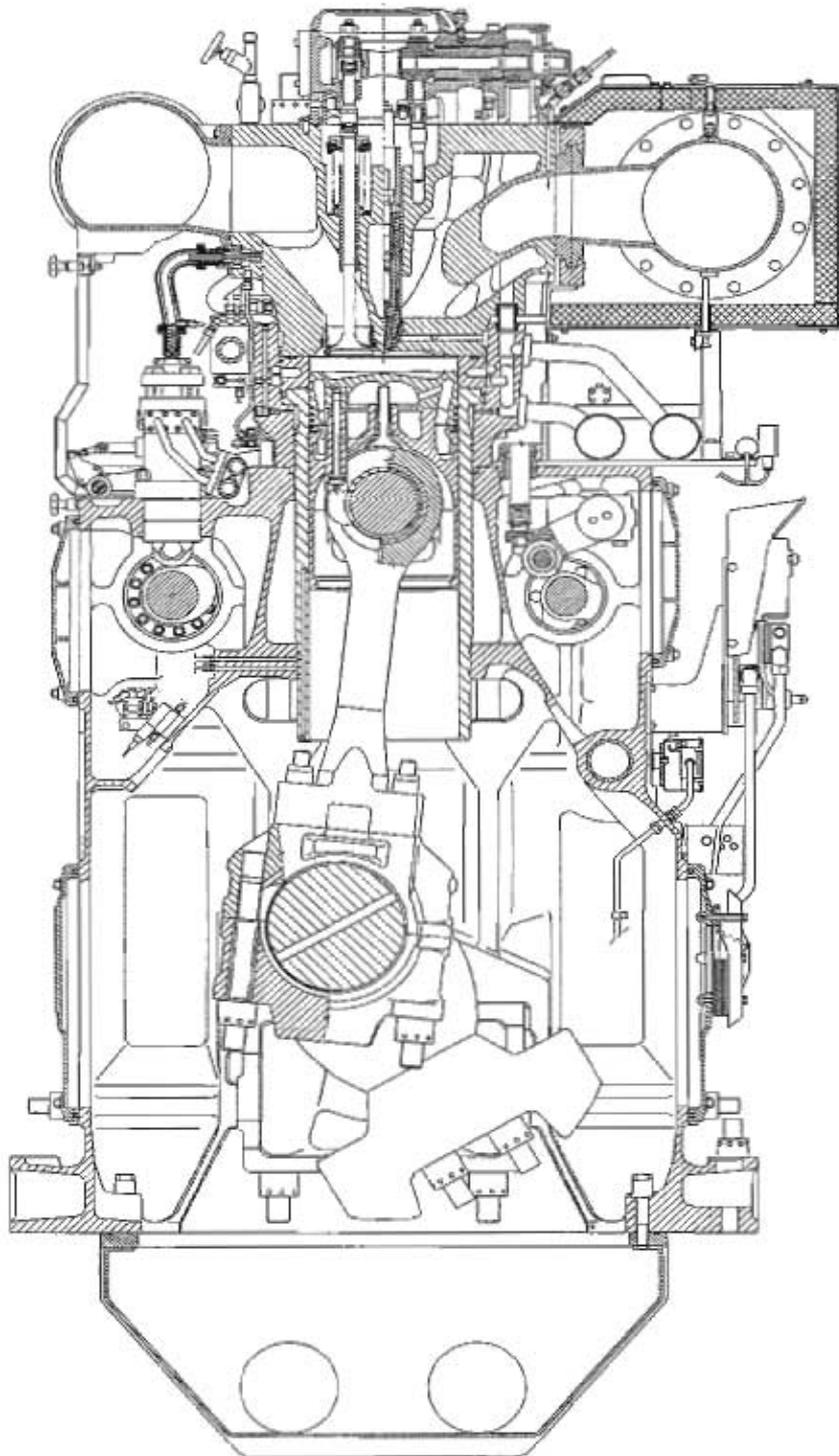


Bild 1. Engine cross section, view on coupling side • Motorquerschnitt, Ansicht auf Kupplungsseite

Outputs/Speeds

Leistungen/Drehzahlen 310

Engine L+V 32/40

Speed 720 1/min for generator drive only!

Motor L+V 32/40

Drehzahl 720 1/min nur für Generatorbetrieb!

Engine ratings

Motorleistungen

Engine type • Motortyp	No. of cylinders • Zylinderzahl	Engine rating • Motorleistung			
		720 1/min		750 1/min	
		kW	BHP	kW	BHP
	–				
6L 32/40	6	2880	3930	2880	3930
7L 32/40	7	3360	4585	3360	4585
8L 32/40	8	3840	5240	3840	5240
9L 32/40	9	4320	5895	4320	5895
12V 32/40	12	5760	7860	5760	7860
14V 32/40	14	6720	9170	6720	9170
16V 32/40	16	7680	10480	7680	10480
18V 32/40	18	8640	11790	8640	11790

Table/Tabelle 1. Engine ratings L+ V 32/40 • Motorleistungen L+V 32/40

Speeds/Main data

Drehzahlen/Technische Daten

		Unit Einheit	50 Hz	60 Hz
Cylinder rating	• Zylinderleistung	kW (PS)	480 (655)	480 (655)
Rated speed	• Nenndrehzahl	1/min	750	720
Mean piston speed	• Mittlere Kolbengeschwindigkeit	m/s	10.0	9.6
Mean effective pressure	• Mittlerer effektiver Druck	bar	23.9	24.9
Number of pole pairs	• Polpaarzahl	–	4	5

Table/Tabelle 2. Speeds/Main data • Drehzahlen/Kenndaten

Lowest engine operating speed:
 rigid seating approximate 250 1/min;
 In case of resilient seating the lowest operating speed
 depends from the layout of this seating;

Niedrigste Betriebsdrehzahl des Motors:
 starre Lagerung ca. 250 1/min;
 Bei elastischer Lagerung ist die niedrigste Betriebsdreh-
 zahl abhängig von der Auslegung dieser Lagerung;

Characteristic engine data

Motorkennwerte

410

Engine L+V 32/40

Motor L+V 32/40

Engine designations

Motorbezeichnungen

Parameter	Abbreviations Kürzel	Unit Einheit	Parameter
Number of cylinders	6,7,8,9 12,14,16,18	–	Zylinderzahl
In-line engine	L	–	Reihenmotor
Vee engine	V	–	V-Motor
Cylinder bore	32	cm	Zylinderdurchmesser
Piston stroke	40	cm	Kolbenhub

Table/Tabelle 1. Engine designations • Motorbezeichnungen

Design parameters

Konstruktive Kennwerte

Parameter	Value Zahlenwert	Unit Einheit	Parameter
Cylinder bore	320	mm	Zylinderdurchmesser
Piston stroke	400	mm	Kolbenhub
Swept volume of each cylinder	32.17	dm ³	Hubvolumen pro Zylinder
Compression ratio	14.5	–	Verdichtungsverhältnis
Distance between cylinder centres, in-line engine	530	mm	Zylinderabstand L-Motoren
Distance between cylinder centres, vee engine	630	mm	Zylinderabstand V-Motoren
Vee engine, vee angle	45	°	Gabelwinkel V-Motoren
Crankshaft diameter at journal, in-line engine	290	mm	Kurbelwellendurchmesser am Lagerzapfen, L-Motoren
Crankshaft dia. at journal, vee engine	320	mm	Kurbelwellendurchmesser am Lagerzapfen, V-Motoren
Crankshaft dia. at crank pin, vee engine	290	mm	Kurbelwellendurchmesser am Kurbelzapfen, V-Motoren

Table/Tabelle 2. Design parameters • Konstruktive Kennwerte

Dimensions/weights

Maße/Gewichte

490

Engine main dimensions and weights

Motorhauptabmessungen und Gewichte

492

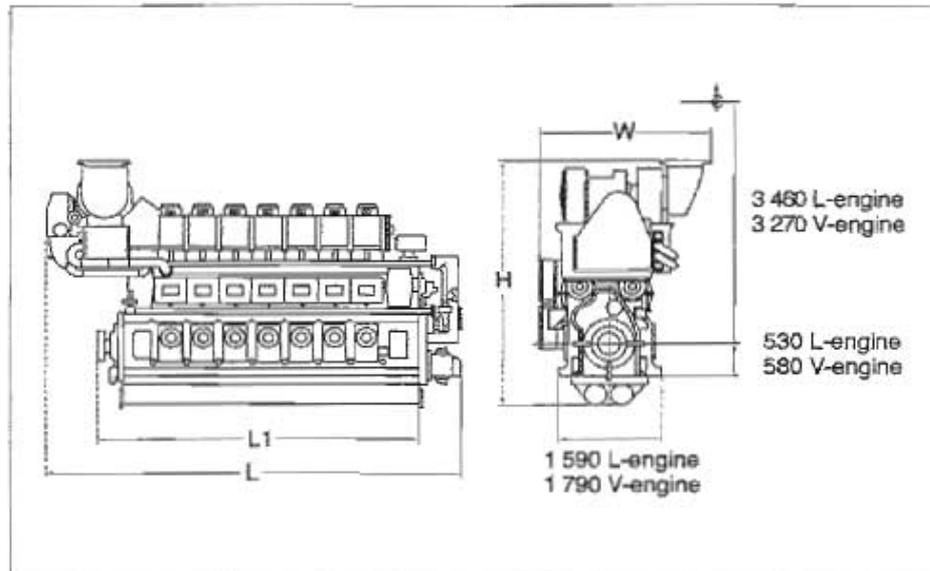
Engine L+V 32/40

Motor L+V 32/40

Engine • Motor	Length L • Länge L	Length L1 • Länge L1	Width W • Breite W	Height H • Höhe H	Weight without flywheel ¹⁾ • Gewicht ohne Schwungrad ¹⁾
	mm	mm	mm	mm	tons
6L 32/40	5945	4480	2630	4015	38
7L 32/40	6475	5010	2630	4015	42
8L 32/40	7150	5540	2715	4205	47
9L 32/40	7680	6070	2715	4205	52
12V 32/40	6880	5110	3140	4100	63
14V 32/40	7510	5740	3140	4100	71
16V 32/40	8365	6370	3730	4230	78
18V 32/40	9075	7000	3730	4230	86

¹⁾ Tolerance 5% • Toleranz 5%

Table/Tabelle 1. Main dimensions and weights 32/40 • Hauptmaße und Gewichte 32/40



Figure/Bild 1. Main dimensions 32/40 • Hauptmaße 32/40

Minimum centreline distance for twin engine installation: 2500 mm L-engine; 4000 mm V-engine.

Mindestmittenabstand für Doppelmotorenanlagen: 2500 mm L-Motor; 4000 mm V-Motor.

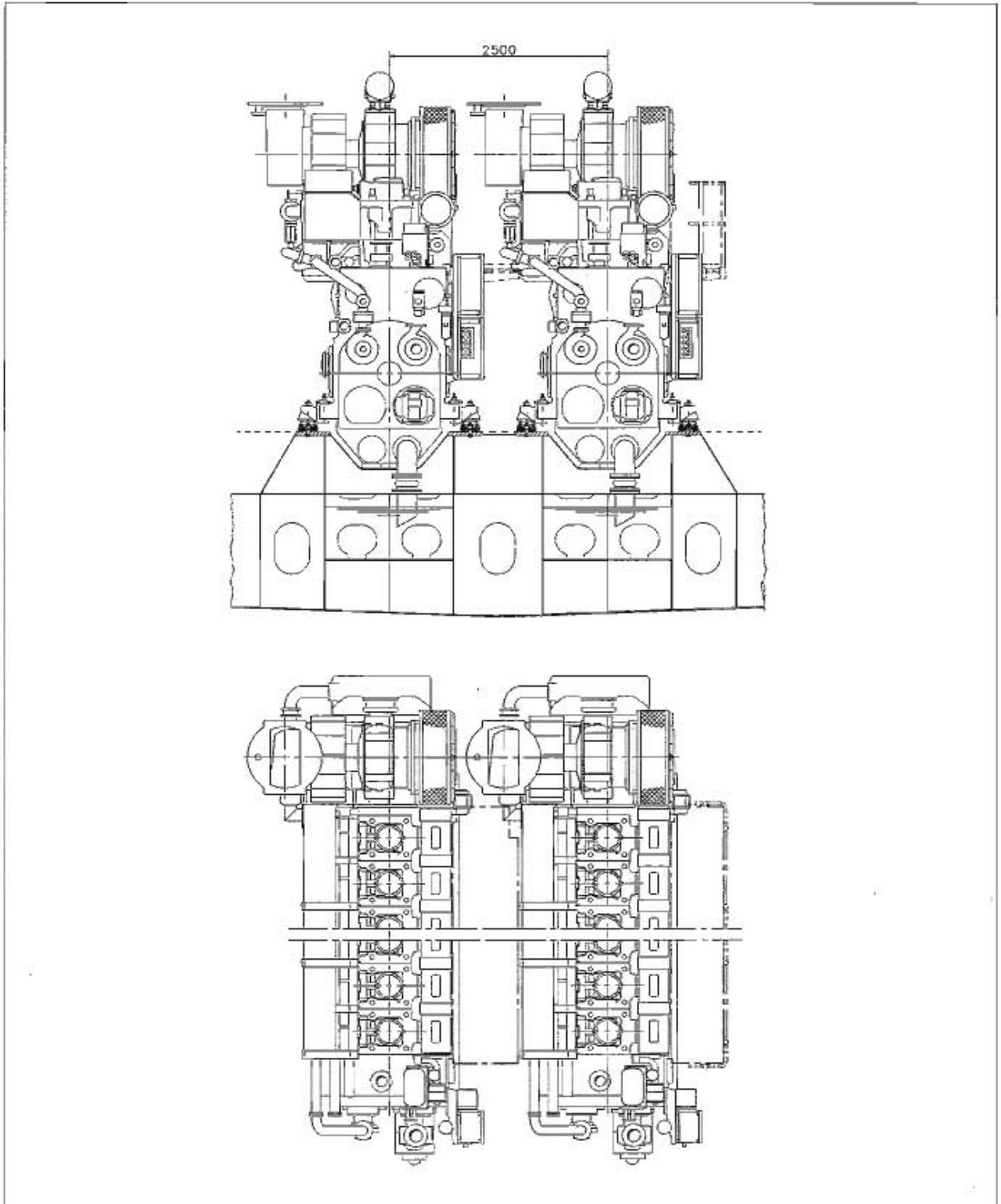
Engine minimum distance

Motormindestabstand

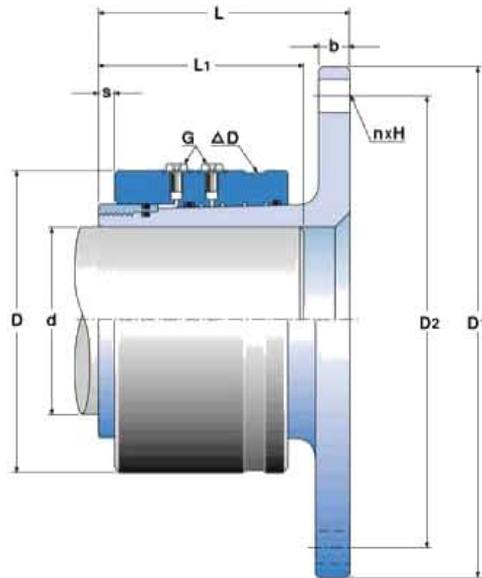
154

Resilient seating L 32/40

Elastische Lagerung L 32/40



ETP-HYCON™ F, FX



Notation ETP-HYCON F-shaft dia.

ETP-HYCON	Dimensions					Transmittable torque or axial force		Mounting dimensions				Polar moment of inertia**) kgm ² · 10 ³	Weight**) kg
	d mm	D mm	L mm	D1*) mm	b*) mm	M kNm	F kN	L1 mm	ΔD mm	s mm	G		
F-80	80	130	113	185	13	14,7	367	87	0,189	6,5	1/8	27	7,8
F-90	90	147	125	210	15	21,4	475	95	0,214	7,2	1/8	50	11,2
F-100	100	158	135	235	16	29,1	582	103	0,261	8,4	1/8	77	13,9
F-110	110	174	149	260	18	38,4	698	114	0,286	9,3	1/8	126	18,7
F-120	120	191	166	285	20	50,5	841	125	0,315	10,0	1/8	205	25,3
F-130	130	207	176	305	22	65,3	1000	132	0,340	10,7	1/8	294	31,3
F-140	140	223	194	325	23	82,6	1180	147	0,365	11,4	1/8	425	39,7
F-150	150	240	205	345	26	102	1360	154	0,394	12,1	1/8	597	48,6
F-160	160	256	216	365	27	126	1570	161	0,419	12,8	1/8	801	57,8
F-170	170	272	226	390	29	151	1770	168	0,444	13,5	1/8	1084	68,7
F-180	180	288	236	415	31	179	1980	175	0,469	14,3	1/8	1441	80,9
F-190	190	303	247	435	32	211	2220	183	0,500	15,1	1/8	1836	93,3
F-200	200	320	257	455	34	246	2460	190	0,519	15,8	1/4	2342	108
F-220	220	351	278	495	37	327	2970	204	0,575	17,4	1/4	3612	139
F-240	240	383	302	525	41	424	3530	220	0,635	19,1	1/4	5306	176
F-260	260	416	322	575	44	540	4150	234	0,678	20,5	1/4	8024	224
F-280	280	448	344	605	47	674	4810	249	0,728	22,0	1/4	11056	272
F-300	300	480	365	635	51	830	5530	264	0,778	23,5	1/4	14942	326
F-320	320	511	385	695	54	1000	6290	277	0,834	25,1	1/4	21247	398
F-340	340	544	407	730	58	1200	7100	291	0,888	26,7	1/4	28282	473
F-360	360	576	427	760	61	1430	7960	305	0,938	28,2	1/4	36259	550
F-380	380	607	447	820	64	1680	8870	319	0,994	29,8	1/4	48860	651
F-400	400	639	469	855	68	1960	9810	332	1,054	31,5	1/4	61957	751

Dimension list for ETP-HYCON FX, see page 9.

T = transmittable torque when axial force, F, is 0. }
 F = transmittable axial force when torque, T, is 0. } When mounting pressure is 1 250 bar and shaft tolerance h6.

ΔD, s means mounted position without pressure.

*) Flange design will be offered acc. to customers request, (D1, b, D2, nxH).

**) Depends on the flange design.

Dimensions subject to alteration without notice.

TOLERANCE

Shaft: h6.

MATERIAL

The sleeves are of hardened steel.
 The outer sleeve is treated with "black nite", for better corrosion resistance.

MOUNTING PRESSURE

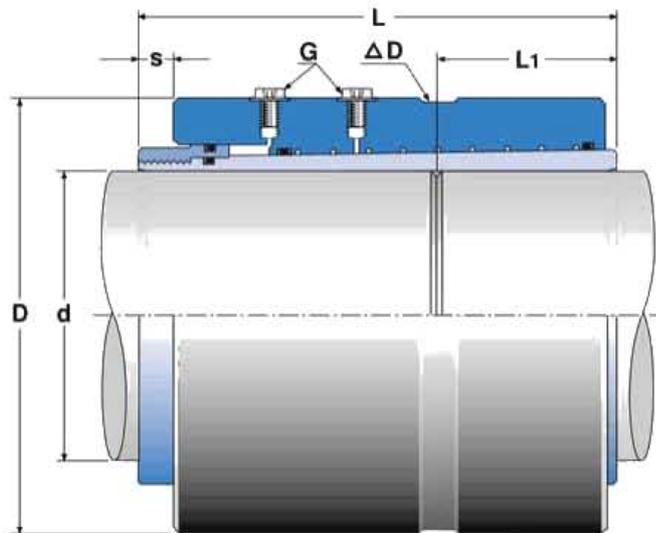
The assembly is ready when the value for ΔD or s has been reached. The mounting pressure necessary for this is approx. 1 250 bar. When dismantling approx. 200 bar higher pressure can be required in the connection T.

MOUNTING-ADVICE

The full inner diameter for ETP-HYCON must be covered by the shaft. The shaft has to be mounted to the correct distance (L1) acc. to above.

For hydraulic pumps, quick connections, pressure medium, operating temperature, number of mountings, surface pressure, coefficient of friction and special designs, see the section for technical information.

ETP-HYCON™ S, SX



Notation ETP-HYCON S-shaft dia.

ETP-HYCON	Dimensions			Transmittable torque or axial force		Mounting dimensions				Polar moment of inertia $\text{kgm}^2 \cdot 10^9$	Weight kg
	d mm	D mm	L mm	M kNm	F kN	L ₁ mm	ΔD mm	s mm	G		
S-80	80	125	142	15,6	390	51	0,163	9,9	1/8	22,2	8,1
S-90	90	140	157	22,6	502	58	0,184	10,9	1/8	38,5	11,1
S-100	100	152	173	31,3	626	64	0,228	12,5	1/8	57,8	14,0
S-110	110	166	189	40,6	738	70	0,254	14,1	1/8	89,3	18,0
S-120	120	181	206	53,5	891	76	0,275	15,0	1/8	138	23,3
S-130	130	196	222	68,9	1060	83	0,297	16,0	1/8	204	29,4
S-140	140	212	244	86,5	1230	89	0,321	16,9	1/8	308	38,1
S-150	150	227	257	107	1420	95	0,343	17,8	1/8	426	46,0
S-160	160	240	272	131	1630	101	0,374	19,0	1/8	558	53,7
S-170	170	256	285	157	1840	107	0,399	20,1	1/8	760	64,4
S-180	180	272	298	187	2070	113	0,415	21,0	1/8	1016	76,4
S-190	190	286	314	220	2310	119	0,442	22,3	1/8	1304	88,5
S-200	200	300	327	256	2560	125	0,468	23,5	1/4	1638	100
S-220	220	331	354	341	3100	137	0,514	25,6	1/4	2635	133
S-240	240	360	382	443	3690	149	0,562	27,8	1/4	3968	169
S-260	260	391	409	563	4330	162	0,606	30,1	1/4	5927	215
S-280	280	420	437	704	5020	174	0,655	32,3	1/4	8410	264
S-300	300	450	465	865	5760	186	0,707	34,6	1/4	11792	322
S-320	320	479	491	1050	6560	198	0,755	36,7	1/4	15952	384
S-340	340	510	519	1260	7410	211	0,801	39,1	1/4	21714	462
S-360	360	540	545	1490	8300	223	0,852	41,4	1/4	28659	544
S-380	380	570	571	1750	9250	235	0,894	43,4	1/4	37276	635
S-400	400	600	597	2050	10200	247	0,936	45,4	1/4	47849	736

Dimension list for ETP-HYCON SX, see page. 8.

T = transmittable torque when axial force, F, is 0. }
 F = transmittable axial force when torque, T, is 0. } When mounting pressure is 1 250 bar and shaft tolerance h6.
 ΔD, s means mounted position.

Dimensions subject to alteration without notice.

TOLERANCE

Shaft: h6.

MATERIAL

The sleeves are of hardened steel.
 The outer sleeve is treated with "black nite", for better corrosion resistance.

MOUNTING PRESSURE

The assembly is ready when the value for ΔD or s has been reached.
 The mounting pressure necessary for this is approx. 1 250 bar. When dismantling approx. 200 bar higher pressure can be required in the connection T.

MOUNTING-ADVICE

The full inner diameter for ETP-HYCON must be covered by the shafts. The shafts has to be mounted to the correct distance (L₁) acc. to above.

For hydraulic pumps, quick connections, pressure medium, operating temperature, number of mountings, surface pressure, coefficient of friction and special designs, see the section for technical information.

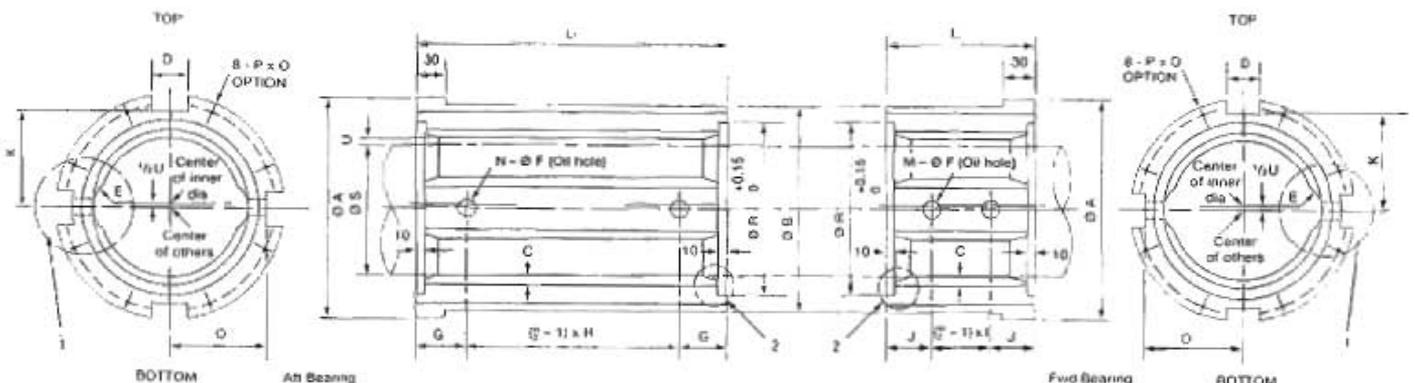
SIZE		155	170	190	206	220	240	260	280	300	330	355	380	400	420	450	480	500	530	560	600	630	670	710	750	800	850	900	950	1000	1060	1120	1180	1250																											
Max. shaft dia.	S	145	160	180	190	208	228	248	264	284	314	337	362	380	400	420	456	475	500	530	560	590	630	670	710	750	795	840	890	940	990	1040	1090	1150																											
Flange outer dia.	A	195	210	230	240	270	290	310	325	345	390	415	445	465	485	520	550	570	595	635	665	695	745	785	835	875	920	970	1025	1085	1135	1195	1245	1315																											
Bearing outer dia.	B	185	200	220	230	260	280	300	315	335	375	400	430	450	470	505	535	555	580	620	650	680	730	770	820	860	905	960	1010	1070	1120	1180	1230	1300																											
Spigot dia.	R	155	170	190	200	220	240	260	275	295	325	350	375	395	415	440	470	495	520	550	580	610	650	690	730	770	815	860	910	960	1010	1070	1120	1190																											
After total length	L ₁	330	360	400	420	460	500	540	570	610	670	720	770	800	840	900	980	1010	1060	1120	1180	1240	1340	1420	1500	1580	1670	1780	1860	1900	2060	2160	2280	2380																											
Forward total length	L ₂	140	170	170	180	198	210	230	240	250	280	300	320	330	350	370	390	410	430	450	480	500	540	570	600	630	670	700	740	780	820	860	900	950																											
Bearing clearance	U	0.4				0.5				0.6				0.7				0.8				0.9				1.0		1.1		1.2		1.3		1.4																											
Tolerance of bore		+0.1												+0.2																																															
White metal thickness	C	2								2(2.5)								3				3(3.5)																																							
Inside oil groove depth	W	3								3(3.5)								4.5																																											
Inside oil groove radius	E	50	55	65	70	75	80	85	90	100	110	120	130	135	140	150	160	165	175	185	195	205	220	235	250	255	280	295	310	330	345	370	390	410																											
Tapir part of white metal	X-Y	10 - 0.5																20 - 1.0				30 - 1.0																																							
After	Oil holes (Number - dia)	N-F	2 - Ø20				2 - Ø30				4 - Ø30				6 - Ø40				8 - Ø40				10 - Ø50																																						
	Distance from face	G	L _{1/2}				100				120				150				180				200																																						
	Pitch of oil holes	H					340	370	410	470	340	265	280	300	330	370	355	380	273	293	313	348	353	380	406	327	350	375	400	415	440	465	495																												
Forward	Oil holes (Number - dia)	M-F	2 - Ø20				2 - Ø30				2 - Ø40				4 - Ø40				4 - Ø50																																										
	Distance from face	J	L _{2/2}				100				120				150				200																																										
	Pitch of oil holes	I													250				280				300				330				370				400				440				420				460				500				500				550		
Width of outside oil groove	D	30				40				50				60				80																																											
Height of T/B oil groove	K	85	92	102	107	120	130	140	148	158	175	188	203	213	223	233	248	258	270	290	305	320	340	360	385	405	427	455	480	516	535	560	585	620																											
Height of side oil groove	O	85	92	102	107	120	130	140	148	158	175	188	203	213	223	238	253	263	275	295	310	325	345	365	390	410	432	460	485	515	540	565	590	625																											
Setting screws	Da of screw	P	M10				M12				M16				M20				M24																																										
	Length	Q	40 (70)				50 (80)				60 (90)																																																		
Aft weight (at min. shaft dia.)	kg	30	40	53	50	84	100	118	124	150	232	255	317	338	371	493	591	585	679	870	965	1066	1420	1606	1933	2145	2469	2936	3369	3982	4398	5126	5611	6873																											
Fwd weight (at min. shaft dia.)	kg	13	16	22	22	35	42	50	52	61	97	106	132	136	155	203	235	238	276	349	393	430	576	644	773	855	991	1168	1340	1505	1751	2041	2234	2743																											

The design and dimensions may be modified at our discretion without notice

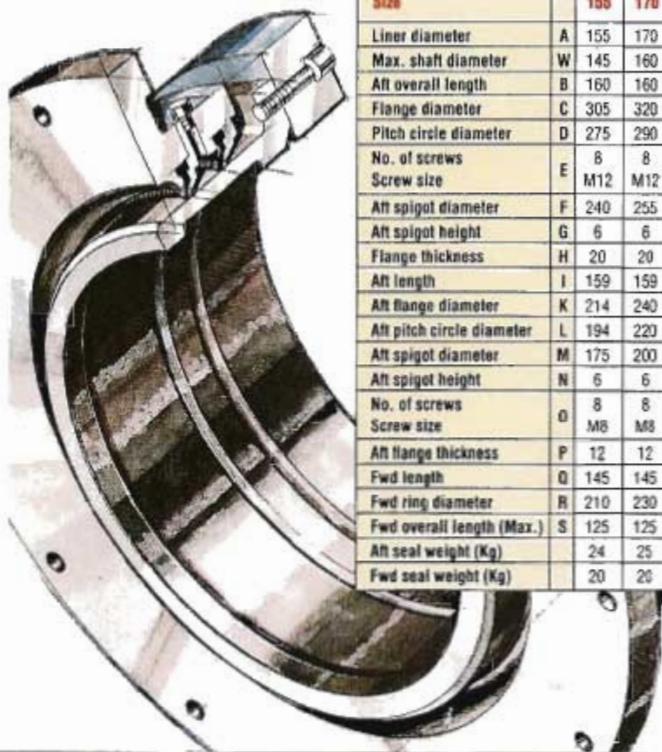
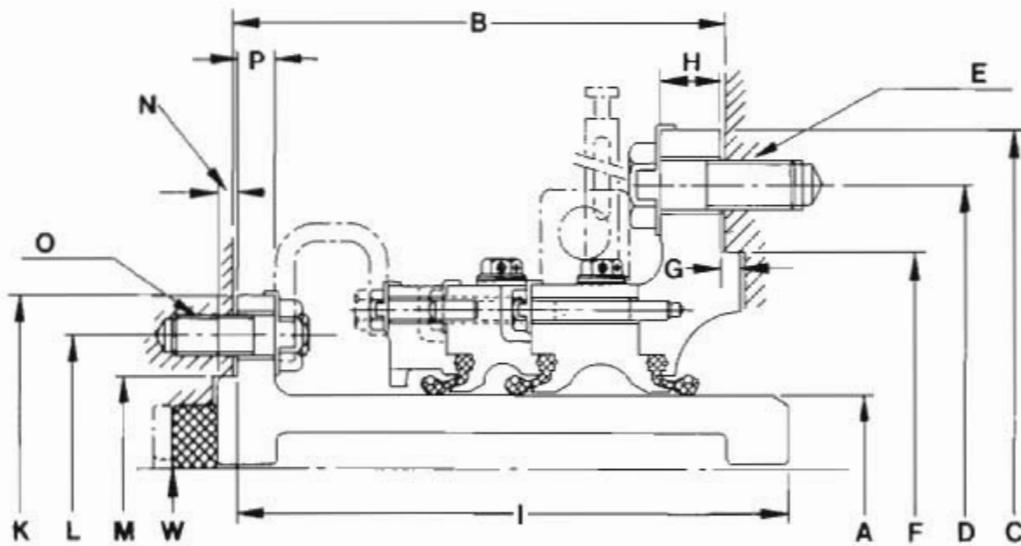


Sterntube bearings are available in standard sizes or to customer drawings and specifications. High tin or high lead based white metal is centrifugally cast into the bearing shells which are specially treated to ensure a metallurgical bond strength of at least 4000N/cm². The bearing shells are de-graphited using the well tried and tested Kolene

process, after which the surface is fluxed and tinned prior to the application of the white metal by centrifugal casting. A choice of heavy duty ductile iron or high quality grey cast iron shells is available. A fail proof rebitting service is available to repair any damage caused by lubrication failure or shaft misalignment.



Sternguard Mk II



Size		155	170	190	200	220	240	260	280	300	330	355	380	400	420	450	480
Liner diameter	A	155	170	190	200	220	240	260	280	300	330	355	380	400	420	450	480
Max. shaft diameter	W	145	160	180	190	208	226	248	264	284	314	337	362	380	400	426	456
Aft overall length	B	160	160	160	160	160	170	175	175	175	175	195	195	200	200	225	225
Flange diameter	C	305	320	340	350	370	425	445	465	485	515	565	590	610	630	675	705
Pitch circle diameter	D	275	290	310	320	340	390	410	430	450	480	525	550	570	590	630	660
No. of screws	E	8	8	8	8	8	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12
Screw size		M12	M12	M12	M12	M12	M16	M16	M16	M16	M16	M20	M20	M20	M20	M20	M20
Aft spigot diameter	F	240	255	275	285	305	345	365	385	405	435	475	500	520	540	575	605
Aft spigot height	G	6	6	6	6	6	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7
Flange thickness	H	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	30	30	30	30	30	30
Aft length	I	159	159	159	159	164	164	174	174	174	173	193	193	203	207	222	232
Aft flange diameter	K	214	240	270	280	300	320	340	360	375	425	450	480	500	520	550	590
Aft pitch circle diameter	L	194	220	240	250	270	290	310	330	346	390	416	440	460	486	510	550
Aft spigot diameter	M	175	200	214	224	240	260	284	300	320	360	384	406	424	450	476	510
Aft spigot height	N	6	6	6	6	6	6	6	6	6	7	7	7	7	8	8	8
No. of screws	O	8	8	8	8	8	8	8	12	12	12	12	12	12	12	12	12
Screw size		M8	M8	M12	M16	M16	M16	M16	M16	M20							
Aft flange thickness	P	12	12	12	12	12	12	15	15	15	15	15	15	15	20	20	20
Fwd length	Q	145	145	145	145	150	155	160	160	165	165	170	170	180	185	185	200
Fwd ring diameter	R	210	230	250	260	280	300	320	350	370	400	430	460	480	500	530	560
Fwd overall length (Max.)	S	125	125	125	125	125	135	135	135	145	145	155	155	160	165	170	175
Aft seal weight (Kg)		24	25	28	29	32	40	46	49	52	61	76	88	91	102	118	138
Fwd seal weight (Kg)		20	20	22	23	27	34	39	41	44	51	59	64	71	75	85	100

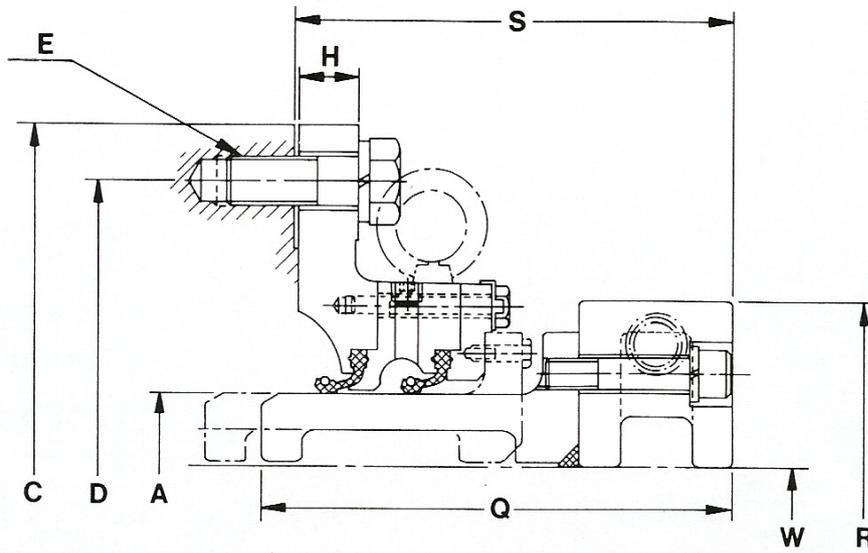
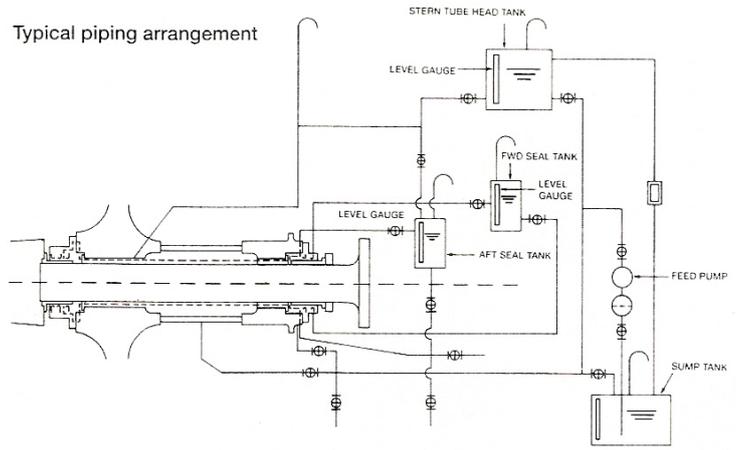
Smaller seal sizes are available

dimensions: mm mass: kg

Sternguard Mk II

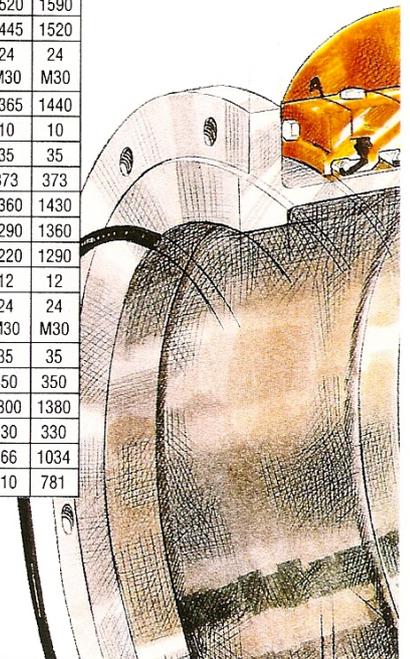
Standard

Typical piping arrangement



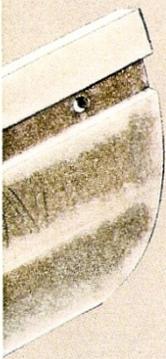
Size		500	530	560	600	630	670	710	750	800	850	900	950	1000	1060	1120	1180	1250
Liner diameter	A	500	530	560	600	630	670	710	750	800	850	900	950	1000	1060	1120	1180	1250
Max. shaft diameter	W	475	500	530	560	590	630	670	710	750	795	840	890	940	990	1040	1090	1150
Aft overall length	B	225	225	240	240	245	245	280	280	310	310	330	330	330	350	355	355	370
Flange diameter	C	725	755	820	860	890	930	990	1030	1090	1140	1200	1250	1300	1400	1460	1520	1590
Pitch circle diameter	D	680	710	765	805	835	875	930	970	1030	1080	1135	1185	1235	1325	1385	1445	1520
No. of screws	E	12	12	12	12	12	12	16	16	20	20	20	20	20	24	24	24	24
Screw size		M20	M20	M24	M24	M24	M24	M24	M24	M24	M24	M24	M24	M24	M30	M30	M30	M30
Aft spigot diameter	F	625	655	700	740	770	810	865	905	960	1010	1065	1115	1165	1245	1305	1365	1440
Aft spigot height	G	7	7	7	7	7	7	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
Flange thickness	H	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	35	35	35	35
Aft length	I	242	242	251	251	261	260	290	290	325	325	344	344	349	364	368	373	373
Aft flange diameter	K	600	630	675	700	760	820	840	885	945	1000	1070	1130	1170	1230	1300	1360	1430
Aft pitch circle diameter	L	560	590	630	660	710	750	790	836	890	950	1010	1070	1110	1170	1230	1290	1360
Aft spigot diameter	M	526	550	588	620	670	710	740	780	825	870	920	970	1040	1100	1160	1220	1290
Aft spigot height	N	8	8	9	9	9	10	10	10	10	10	11	11	11	11	12	12	12
No. of screws	O	12	12	12	12	12	12	12	16	16	16	16	16	20	20	20	24	24
Screw size		M20	M20	M20	M20	M24	M24	M24	M24	M24	M24	M24	M24	M24	M24	M30	M30	M30
Aft flange thickness	P	20	20	20	20	25	25	25	25	30	30	30	30	30	30	35	35	35
Fwd length	Q	200	200	210	210	230	230	240	290	300	300	305	310	310	350	350	350	350
Fwd ring diameter	R	580	610	650	690	730	785	830	870	915	960	1010	1060	1130	1200	1250	1300	1380
Fwd overall length (Max.)	S	180	185	195	195	215	215	230	275	285	285	295	295	295	330	330	330	330
Aft seal weight (Kg)		171	193	223	241	268	289	355	370	455	480	573	623	668	824	918	966	1034
Fwd seal weight (Kg)		114	132	161	181	195	223	262	297	360	386	434	467	506	615	670	710	781

Dimensions are subject to change without notice



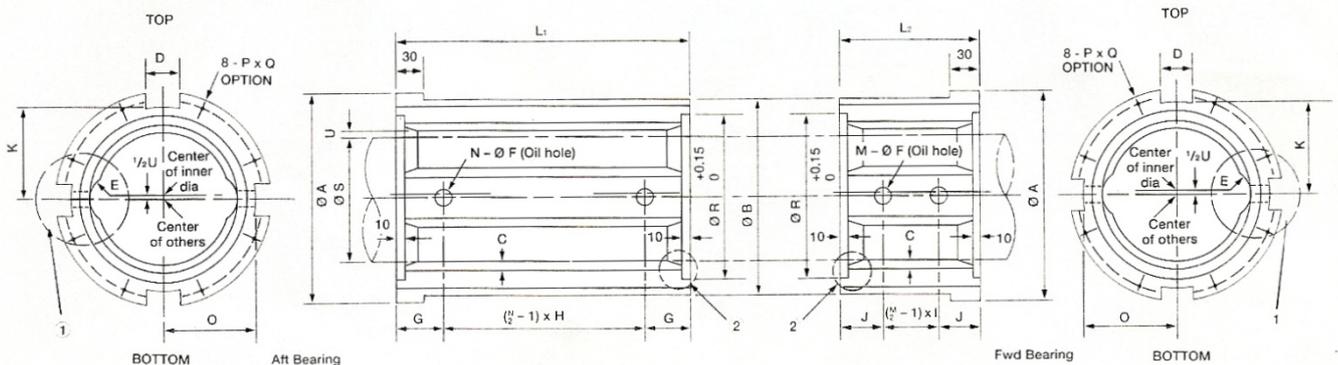
SIZE		155	170	190	200	220	240	260	280	300	330	355	380	400	420	450	480	500	530	560	600	630	670	710	750	800	850	900	950	1000	1060	1120	1180	1250																																																
Max. shaft dia.	S	145	160	180	190	208	228	248	264	284	314	337	362	380	400	426	456	475	500	530	560	590	630	670	710	750	795	840	890	940	990	1040	1090	1150																																																
Flange outer dia.	A	195	210	230	240	270	290	310	325	345	390	415	445	465	485	520	550	570	595	635	665	695	745	785	835	875	920	975	1025	1085	1135	1195	1245	1315																																																
Bearing outer dia.	B	185	200	220	230	260	280	300	315	335	375	400	430	450	470	505	535	555	580	620	650	680	730	770	820	860	905	960	1010	1070	1120	1180	1230	1300																																																
Spigot dia.	R	155	170	190	200	220	240	260	275	295	325	350	375	395	415	440	470	495	520	550	580	610	650	690	730	770	815	860	910	960	1010	1070	1120	1180																																																
After total length	L ₁	330	360	400	420	460	500	540	570	610	670	720	770	800	840	900	980	1010	1060	1120	1180	1240	1340	1420	1500	1580	1670	1760	1860	1960	2060	2160	2260	2380																																																
Forward total length	L ₂	140	150	170	180	190	210	230	240	250	280	300	320	330	350	370	390	410	430	450	480	500	540	570	600	630	670	700	740	780	820	860	900	950																																																
Bearing clearance	U	0.4			0.5			0.6			0.7			0.8			0.9			1.0			1.1			1.2			1.3			1.4																																																		
Tolerance of bore		+0.1															+0.2																																																																	
White metal thickness	C	2						2 (2.5)						3						3(3.5)																																																														
Inside oil groove depth	W	3						3 (3.5)						4.5																																																																				
Inside oil groove radius	E	50	55	65	70	75	80	85	90	100	110	120	130	135	140	150	160	165	175	185	195	205	220	235	250	265	280	295	310	330	345	370	390	410																																																
Taper part of white metal	X-Y	10 - 0.5															20 - 1.0						30 - 1.0																																																											
After	Oil holes (Number - dia)	N-F	2 - Ø20			2 - Ø30			4 - Ø30			6 - Ø40						8 - Ø40			10 - Ø50																																																													
	Distance from face	G	L _{1/2}			100			120						150			180			200																																																													
	Pitch of oil holes	H	340			370			410			470			240			265			280			300			330			370			355			380			273			293			313			346			353			380			406			327			350			375			400			415			440			465			495	
Forward	Oil holes (Number-dia)	M-F	2 - Ø20			2 - Ø30			2 - Ø40						4 - Ø40			4 - Ø50																																																																
	Distance from face	J	L _{2/2}															100			120			150			180			200																																																				
	Pitch of oil holes	I	250			280			300			300			330			360			330			370			400			440			420			460			500			500			550																																					
Width of outside oil groove	D	30			40						50						60			80																																																														
Height of T/B oil groove	K	85	92	102	107	120	130	140	148	158	175	188	203	213	223	233	248	258	270	275	290	305	320	340	360	385	405	427	455	480	510	535	560	585	620																																															
Height of side oil groove	O	85	92	102	107	120	130	140	148	158	175	188	203	213	223	238	253	263	275	295	310	325	345	365	390	410	432	460	485	515	540	565	590	625																																																
Setting screws	Dia of screw	P	M10			M12			M16						M20						M24																																																													
	Length	Q	40 (70)			50 (80)						60 (90)																																																																						
Aft weight (at min. shaft dia.)	kg	30	40	53	50	84	100	118	124	150	232	255	317	330	371	493	591	585	679	870	965	1066	1428	1606	1933	2145	2469	2936	3369	3982	4398	5126	5611	6873																																																
Fwd weight (at min. shaft dia.)	kg	13	16	22	22	35	42	50	52	61	97	106	132	136	155	203	235	238	276	349	393	430	576	644	773	855	991	1168	1340	1585	1751	2041	2234	2743																																																

The design and dimensions may be modified at our discretion without notice.



Sterntube bearings are available in standard sizes or to customer drawings and specifications. High tin or high lead based white metal is centrifugally cast into the bearing shells which are specially treated to ensure a metallurgical bond strength of at least 4000N/cm². The bearing shells are de-graphited using the well tried and tested Kolene

process, after which the surface is fluxed and tinned prior to the application of the white metal by centrifugal casting. A choice of heavy duty ductile iron or high quality grey cast iron shells is available. A fail proof rebabbiting service is available to repair any damage caused by lubrication failure or shaft misalignment.



Line Shaft Bearings

available with forced

or self lubrication;

full or half journal;

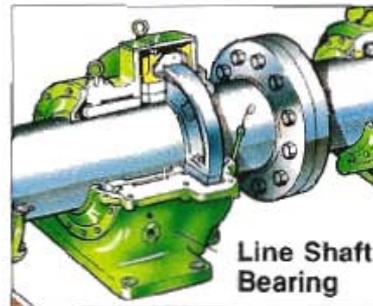
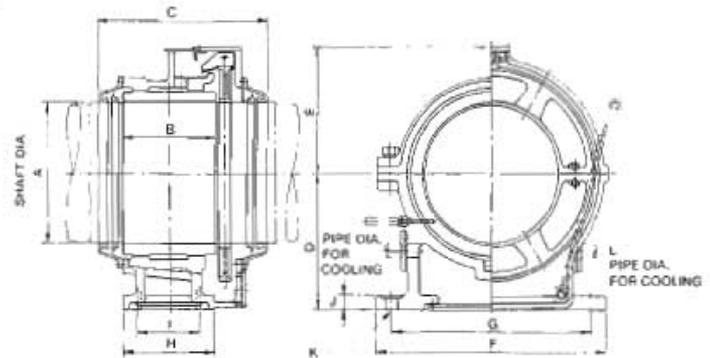
straight or spherical

seating; tilting pad;

jacket cooling

John Crane Marine International recognise that the application of the white metal to the bearing shell is the prime factor in ensuring high quality performance of the line shaft bearing.

This whole process results in remarkably high bond strengths in excess of 4000N/cm² and thus great bearing surface stability.



Line Shaft Bearing

Self-lubricating type (B-SL)

(unit mm)

SIZE		150	180	210	240	270	300	330	360	390	430	470	510	550	590	630	670	710	750	800
MAX. SHAFT DIA.	A	150	180	210	240	270	300	330	360	390	430	470	510	550	590	630	670	710	750	800
BRG. METAL LENGTH	B	120	140	170	190	220	250	270	290	310	340	370	400	430	460	490	520	550	580	620
TOTAL LENGTH	C	284	304	354	399	439	499	510	539	559	602	629	659	704	734	764	824	854	884	944
HEIGHT	D	180	210	230	260	290	320	340	370	390	430	460	500	540	580	610	650	690	730	770
	E	170	195	220	255	275	300	320	340	360	390	420	460	490	530	560	590	630	660	680
SETTING SEAT	F	400	460	510	570	600	630	700	720	740	860	890	930	1050	1090	1130	1030	1060	1100	1160
	G	350	400	450	500	530	560	620	640	660	760	790	830	930	970	1010	910	940	980	1040
	H	120	140	170	190	220	250	270	290	310	340	370	400	430	460	490	520	550	580	620
	I	70	80	100	120	150	180	190	210	230	240	270	300	310	340	370	200x2	215x2	230x2	250x2
	J	25	25	25	30	30	35	35	35	35	35	40	40	40	45	45	45	50	50	50
SETTING BOLT	K	M20x4	M24x4	M24x4	M30x4	M30x4	M30x4	M36x4	M36x4	M36x4	M42x4	M42x4	M42x4	M48x4	M48x4	M48x4	M48x6	M48x6	M48x6	M48x6
COOLING WATER PIPE	L	10A	10A	15A	15A	20A	20A	20A	25A	25A	40A	40A	50A							
WEIGHT (kg)		65	95	125	165	215	280	320	400	500	645	800	980	1200	1415	1555	1790	2050	2320	2560



Span Properties | Support Properties | Span Releases | Span Loads | Joint Loads | Graphical Results | Numerical Results

	Length	Area	Inertia	Elasticity	Density
Span 1	931	104505.86	1027260968	210	0.0000000785
Span 2	8874	104505.86	1027260968	210	0.0000000785
Span 3	5804	104505.86	1027260968	210	0.0000000785
	200	91719.58	808242619.6	210	0.0000000785
	342	219518.786	4167115857	210	0.0000000785
	1728	91719.58	808242619.6	210	0.0000000785
Span 4	7790	91719.58	808242619.6	210	0.0000000785
Span 5	1205	91719.58	808242619.6	210	0.0000000785
	200	67441.35	463991897.9	210	0.0000000785
	392	206972.051	3722274454	210	0.0000000785
	4020	67441.35	463991897.9	210	0.0000000785

Insert a new span

Delete existing span

Insert a new segment into current span

Delete existing segment from current span

Units: Length = [mm] Area = [mm²] Inertia = [mm⁴] Elasticity = [kN/mm²] Density = [kN/mm³]

DT BEAM version 1.0

 File Name = F:\proyecto mejorado\proyecto mejor terminado.dtb.txt

Units:

=====

System = User Defined

Length = mm

Force = kN

Deflection = mm

Rotation = deg

Span Properties:

=====

Length = [mm] Area = [mm²] Inertia = [mm⁴]

Elasticity = [kN/mm²] Density = [kN/mm³]

Number of beam spans = 6

Span	Length	Area	Inertia	Elasticity	Density
1	931	104505.86	1027260968	210	0.0000000785
2	8874	104505.86	1027260968	210	0.0000000785
3	5804	104505.86	1027260968	210	0.0000000785
	200	91719.58	808242619.6	210	0.0000000785
	342	219518.786	4167115857	210	0.0000000785
	1728	91719.58	808242619.6	210	0.0000000785
4	7790	91719.58	808242619.6	210	0.0000000785
5	1205	91719.58	808242619.6	210	0.0000000785
	200	67441.35	463991897.9	210	0.0000000785
	392	206972.051	3722274454	210	0.0000000785
	4020	67441.35	463991897.9	210	0.0000000785
6	5528	67441.35	463991897.9	210	0.0000000785
	331	195580.636	3340096546	210	0.0000000785
	54	369864.5	11446575387	210	0.0000000785

Support Properties:

=====

$k_x = k_y = [\text{kN/mm}]$

$k_z = [\text{kN*mm/deg}]$

Rotation = [deg]

Sup	Type	Fix	Kx	Ky	Kz	Rotation
1	Free					
2	Pinned	xy				
3	Pinned	xy				
4	Pinned	xy				
5	Pinned	xy				
6	Pinned	xy				
7	Fixed	xyz				

Apply span self weight to the following spans:

=====

All spans

Concentrated Point Loads on Spans:

=====

$P = [\text{kN}]$ or $[\text{kN*mm}]$ $a = [\text{mm}]$

Span	P	a	Dir
1	69.58	0	-Y

 RESULTS OF ANALYSIS

Force = [kN] or [kN*mm]
 Displacement = [mm] or [deg]
 Location = [mm]

SUPPORT JOINT REACTIONS (in direction of rotated joint axes)
 =====

JOINT	X-REACTION	Y-REACTION	Z-MOMENT
1	0.00000	0.00000	0.00000
2	0.00000	116.00207	0.00000
3	0.00000	68.36418	0.00000
4	0.00000	62.60453	0.00000
5	0.00000	49.94316	0.00000
6	0.00000	28.47920	0.00000
7	0.00000	21.40344	-20248.78509

MEMBER INTERNAL FORCES (at even intervals along span length)
 =====

SPAN	1	AXIAL	SHEAR	MOMENT
0	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
1	0.00000	-70.34377	-6513.45128	
2	0.00000	-71.10753	-13098.00912	
3	0.00000	-71.87130	-19753.67352	
4	0.00000	-72.63506	-26480.44447	
5	0.00000	-73.39883	-33278.32199	
6	0.00000	-74.16259	-40147.30606	
7	0.00000	-74.92636	-47087.39669	
8	0.00000	-75.69012	-54098.59389	
9	0.00000	-76.45389	-61180.89764	
10	0.00000	-77.21765	-68334.30795	

SPAN 2

0	0.00000	38.78442	-68334.30795
1	0.00000	31.50445	-37147.13780
2	0.00000	24.22447	-12420.21504
3	0.00000	16.94450	5846.46034
4	0.00000	9.66453	17652.88833
5	0.00000	2.38456	22999.06893
6	0.00000	-4.89541	21885.00215
7	0.00000	-12.17539	14310.68798
8	0.00000	-19.45536	276.12643
9	0.00000	-26.73533	-20218.68251
10	0.00000	-34.01530	-47173.73884

SPAN 3

0	0.00000	34.34888	-47173.73884
1	0.00000	27.72520	-22114.43224
2	0.00000	21.10153	-2403.08121
3	0.00000	14.47785	11960.31425
4	0.00000	7.85418	20975.75414
5	0.00000	1.23050	24643.23846
6	0.00000	-5.39317	22962.76722
7	0.00000	-12.01685	15934.34041
8	0.00000	-21.41391	2798.30328
9	0.00000	-27.22718	-16838.10564
10	0.00000	-33.04045	-41168.14837

SPAN 4

0	0.00000	29.56408	-41168.14837
1	0.00000	23.95529	-20322.35310
2	0.00000	18.34650	-3845.80516
3	0.00000	12.73771	8261.49546
4	0.00000	7.12892	15999.54874
5	0.00000	1.52013	19368.35470
6	0.00000	-4.08866	18367.91332
7	0.00000	-9.69745	12998.22462

8	0.00000	-15.30624	3259.28859
9	0.00000	-20.91503	-10848.89477
10	0.00000	-26.52382	-29326.32546

SPAN 5

0	0.00000	23.41934	-29326.32546
1	0.00000	19.23111	-16921.44064
2	0.00000	15.04288	-6952.85064
3	0.00000	8.15882	223.95398
4	0.00000	4.51075	3758.31069
5	0.00000	1.43114	5486.50956
6	0.00000	-1.64846	5423.30237
7	0.00000	-4.72807	3568.68912
8	0.00000	-7.80767	-77.33019
9	0.00000	-10.88728	-5514.75557
10	0.00000	-13.96688	-12743.58700

SPAN 6

0	0.00000	14.51232	-12743.58700
1	0.00000	11.38189	-5087.96209
2	0.00000	8.25147	716.64044
3	0.00000	5.12104	4670.22058
4	0.00000	1.99061	6772.77835
5	0.00000	-1.13982	7024.31374
6	0.00000	-4.27025	5424.82675
7	0.00000	-7.40068	1974.31737
8	0.00000	-10.53111	-3327.21439
9	0.00000	-13.66153	-10479.76852
10	0.00000	-21.40344	-20248.78509

SUPPORT JOINT DI SPLACEMENTS (in direction of rotated joint axes)

=====

JOINT	X-DI SPLACEMENT	Y-DI SPLACEMENT	Z-ROTATI ON
1	0.000000000	-0.232899211	0.017076043
2	0.000000000	0.000000000	0.008774036
3	0.000000000	0.000000000	-0.000461797
4	0.000000000	0.000000000	0.001065642
5	0.000000000	0.000000000	0.004124346
6	0.000000000	0.000000000	-0.000853955
7	0.000000000	0.000000000	0.000000000

MEMBER DI SPLACEMENTS (at even intervals along span length)

=====

SPAN 1	X-DI SPLACEMENT	Y-DI SPLACEMENT	Z-ROTATI ON
0	0.000000000	-0.232899211	0.017076043
1	0.000000000	-0.205195821	0.016995660
2	0.000000000	-0.177754373	0.016753340
3	0.000000000	-0.150839428	0.016347324
4	0.000000000	-0.124718405	0.015775854
5	0.000000000	-0.099661577	0.015037172
6	0.000000000	-0.075942078	0.014129519
7	0.000000000	-0.053835897	0.013051137
8	0.000000000	-0.033621878	0.011800268
9	0.000000000	-0.015581726	0.010375154
10	0.000000000	0.000000000	0.008774036
SPAN 2			
0	0.000000000	0.000000000	0.008774036
1	0.000000000	0.031126237	-0.003529563
2	0.000000000	-0.075314111	-0.009243954

3	0.000000000	-0.229058234	-0.009891755
4	0.000000000	-0.363425722	-0.006995584
5	0.000000000	-0.435318556	-0.002078060
6	0.000000000	-0.425221114	0.003338198
7	0.000000000	-0.337200172	0.007730572
8	0.000000000	-0.198904896	0.009576444
9	0.000000000	-0.061566853	0.007353193
10	0.000000000	0.000000000	-0.000461797

SPAN 3

0	0.000000000	0.000000000	-0.000461797
1	0.000000000	-0.064489848	-0.007795399
2	0.000000000	-0.197153626	-0.010328631
3	0.000000000	-0.338425972	-0.009208322
4	0.000000000	-0.444902407	-0.005581303
5	0.000000000	-0.489339343	-0.000594404
6	0.000000000	-0.460654077	0.004605546
7	0.000000000	-0.363924793	0.008871716
8	0.000000000	-0.221672755	0.010670601
9	0.000000000	-0.077749741	0.008863914
10	0.000000000	0.000000000	0.001065642

SPAN 4

0	0.000000000	0.000000000	0.001065642
1	0.000000000	-0.046033295	-0.006923557
2	0.000000000	-0.166027116	-0.010005508
3	0.000000000	-0.301072673	-0.009329174
4	0.000000000	-0.407882595	-0.006043516
5	0.000000000	-0.458790934	-0.001297497
6	0.000000000	-0.441753159	0.003759921
7	0.000000000	-0.360346159	0.007979777
8	0.000000000	-0.233768243	0.010213107
9	0.000000000	-0.096839140	0.009310951
10	0.000000000	0.000000000	0.004124346

SPAN 5

0	0.000000000	0.000000000	0.004124346
1	0.000000000	0.016964436	-0.000376472
2	0.000000000	-0.000210389	-0.002680625
3	0.000000000	-0.033012765	-0.003386295
4	0.000000000	-0.064793293	-0.002663232
5	0.000000000	-0.084046746	-0.001031065
6	0.000000000	-0.084765566	0.000885859
7	0.000000000	-0.067169252	0.002474785
8	0.000000000	-0.037698337	0.003122961
9	0.000000000	-0.009014387	0.002217632
10	0.000000000	0.000000000	-0.000853955

SPAN 6

0	0.000000000	0.000000000	-0.000853955
1	0.000000000	-0.026821531	-0.003900310
2	0.000000000	-0.072453582	-0.004606624
3	0.000000000	-0.116067627	-0.003616494
4	0.000000000	-0.143477122	-0.001573513
5	0.000000000	-0.147137504	0.000878722
6	0.000000000	-0.126146195	0.003096619
7	0.000000000	-0.086242599	0.004436582
8	0.000000000	-0.039808103	0.004255016
9	0.000000000	-0.005866074	0.001908326
10	0.000000000	0.000000000	0.000000000

MAXIMUM / MINIMUM SPAN SHEARS

=====

SPAN	MAX SHEAR	LOCATION	MIN SHEAR	LOCATION
1	0.00000	0.0000	-77.21765	931.0000
2	38.78442	0.0000	-34.01530	8874.0000
3	34.34888	0.0000	-33.04045	8074.0000
4	29.56408	0.0000	-26.52382	7790.0000

5	23.41934	0.0000	-13.96688	5817.0000
6	14.51232	0.0000	-21.40344	5913.0000

=====

MAXIMUM / MINIMUM SPAN MOMENTS

=====

SPAN	MAX MOMENT	LOCATION	MIN MOMENT	LOCATION
1	0.00000	0.0000	-68334.30795	931.0000
2	23344.67040	4712.4000	-68334.30795	0.0000
3	24735.40770	4192.2692	-47173.73884	0.0000
4	19528.65124	4113.1200	-41168.14837	0.0000
5	5679.87478	3184.0421	-29326.32546	0.0000
6	7146.99721	2738.6526	-20248.78509	5913.0000

=====

MAXIMUM / MINIMUM VERTICAL SPAN DEFLECTIONS

=====

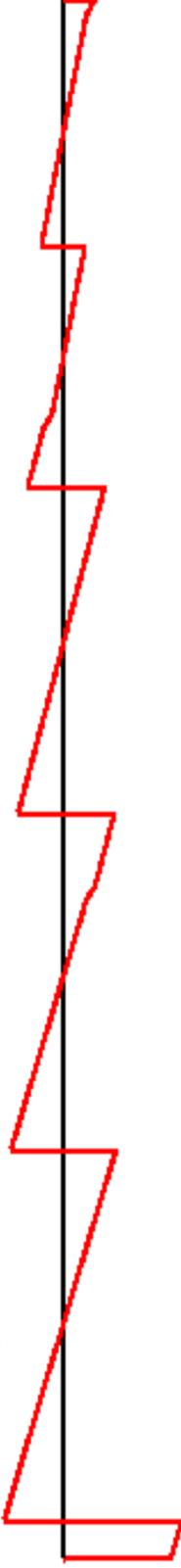
SPAN	MAX DEFLECTION	LOCATION	MIN DEFLECTION	LOCATION
1	0.000000000	931.0000	-0.232899211	0.0000
2	0.041203390	581.4000	-0.441437176	4773.6000
3	0.000000000	0.0000	-0.489809454	4130.1615
4	0.000702449	93.4800	-0.461022820	4081.9600
5	0.017175514	520.4684	-0.086866920	3214.6579
6	0.000000000	0.0000	-0.148752883	2738.6526

F:\proyecto mejorado\proyecto nejo terminado.dtb.bmp



Shear Diagram

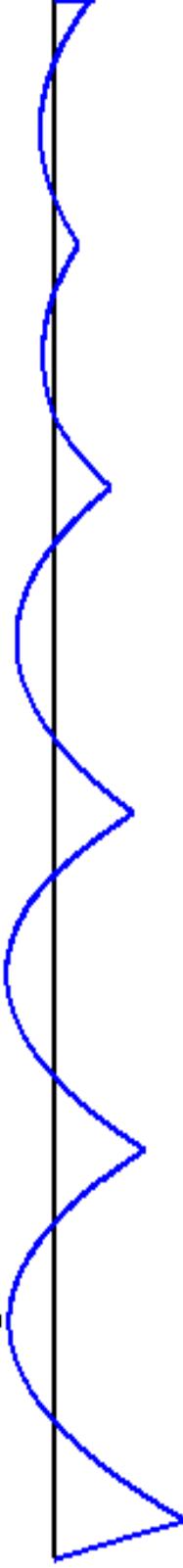
Vmax = 38.784



Vmin = -77.218

Moment Diagram

Mmax = 24735.



Mmin = -68334.

Deflection Diagram

Dmax = 0.41203E-01



Dmin = -0.48981

Units: Shear = [kN] Moment = [kNm] Deflection = [mm]

DT BEAM version 1.0

 File Name = F:\proyecto mejorado\proyecto mejorado terminado con1mm.dtb.txt

Units:

=====

System = User Defined
 Length = mm
 Force = kN
 Deflection = mm
 Rotation = deg

Span Properties:

=====

Length = [mm] Area = [mm²] Inertia = [mm⁴]
 Elasticity = [kN/mm²] Density = [kN/mm³]

Number of beam spans = 6

Span	Length	Area	Inertia	Elasticity	Density
1	931	104505.86	1027260968	210	0.000000785
2	8874	104505.86	1027260968	210	0.000000785
3	5804	104505.86	1027260968	210	0.000000785
	200	91719.58	808242619.6	210	0.000000785
	342	219518.786	4167115857	210	0.000000785
	1728	91719.58	808242619.6	210	0.000000785
4	7790	91719.58	808242619.6	210	0.000000785
5	1205	91719.58	808242619.6	210	0.000000785
	200	67441.35	463991897.9	210	0.000000785
	392	206972.051	3722274454	210	0.000000785
	4020	67441.35	463991897.9	210	0.000000785
6	5528	67441.35	463991897.9	210	0.000000785
	331	195580.636	3340096546	210	0.000000785
	54	369864.5	11446575387	210	0.000000785

Support Properties:
=====

$k_x = k_y = [\text{kN/mm}]$ $k_z = [\text{kN*mm/deg}]$ Rotation = [deg]

Sup Type	Fix	Kx	Ky	Kz	Rotation
1 Free					
2 Pinned	xy				
3 Pinned	xy				
4 Pinned	xy				
5 Pinned	xy				
6 Pinned	xy				
7 Fixed	xyz				

Apply span self weight to the following spans:
=====

All spans

Concentrated Point Loads on Spans:
=====

$P = [\text{kN}]$ or $[\text{kN*mm}]$ $a = [\text{mm}]$

Span	P	a	Dir
1	69.58	0	-Y

Displacement / Settlement Loads on Joints at Supports:
=====

Displacement = [mm] or [deg]

Joint	Displacement	Dir
6	0.5	Y

 RESULTS OF ANALYSIS

Force = [kN] or [kN*mm]

Displacement = [mm] or [deg]

Location = [mm]

SUPPORT JOINT REACTIONS (in direction of rotated joint axes)

JOINT	X-REACTION	Y-REACTION	Z-MOMENT
1	0.00000	0.00000	0.00000
2	0.00000	116.04567	0.00000
3	0.00000	68.07268	0.00000
4	0.00000	63.80340	0.00000
5	0.00000	46.62040	0.00000
6	0.00000	33.84364	0.00000
7	0.00000	18.41080	-10556.61889

MEMBER INTERNAL FORCES (at even intervals along span length)

SPAN 1	AXIAL	SHEAR	MOMENT
0	0.00000	0.00000	0.00000
1	0.00000	-70.34377	-6513.45128
2	0.00000	-71.10753	-13098.00912
3	0.00000	-71.87130	-19753.67352
4	0.00000	-72.63506	-26480.44447
5	0.00000	-73.39883	-33278.32199
6	0.00000	-74.16259	-40147.30606
7	0.00000	-74.92636	-47087.39669
8	0.00000	-75.69012	-54098.59389
9	0.00000	-76.45389	-61180.89764
10	0.00000	-77.21765	-68334.30795

SPAN 2

0	0.00000	38.82802	-68334.30795
1	0.00000	31.54805	-37108.44678
2	0.00000	24.26808	-12342.83300
3	0.00000	16.98810	5962.53339
4	0.00000	9.70813	17807.65240
5	0.00000	2.42816	23192.52402
6	0.00000	-4.85181	22117.14825
7	0.00000	-12.13179	14581.52510
8	0.00000	-19.41176	585.65457
9	0.00000	-26.69173	-19870.46336
10	0.00000	-33.97170	-46786.82867

SPAN 3

0	0.00000	34.10098	-46786.82867
1	0.00000	27.47730	-21927.67673
2	0.00000	20.85363	-2416.48036
3	0.00000	14.22995	11746.76044
4	0.00000	7.60628	20562.04567
5	0.00000	0.98260	24029.37533
6	0.00000	-5.64107	22148.74943
7	0.00000	-12.26475	14920.16795
8	0.00000	-21.66181	1583.97616
9	0.00000	-27.47508	-18252.58742
10	0.00000	-33.28835	-42782.78481

SPAN 4

0	0.00000	30.51505	-42782.78481
1	0.00000	24.90626	-21196.18634
2	0.00000	19.29747	-3978.83519
3	0.00000	13.68868	8869.26862
4	0.00000	8.07989	17348.12511
5	0.00000	2.47110	21457.73427
6	0.00000	-3.13769	21198.09610
7	0.00000	-8.74648	16569.21059

8	0.00000	-14.35527	7571.07776
9	0.00000	-19.96406	-5796.30239
10	0.00000	-25.57285	-23532.92988

SPAN 5

0	0.00000	21.04755	-23532.92988
1	0.00000	16.85932	-12507.71713
2	0.00000	12.67109	-3918.79920
3	0.00000	5.78703	1878.33336
4	0.00000	2.13895	4033.01800
5	0.00000	-0.94065	4381.54480
6	0.00000	-4.02025	2938.66554
7	0.00000	-7.09986	-295.61977
8	0.00000	-10.17946	-5321.31115
9	0.00000	-13.25907	-12138.40860
10	0.00000	-16.33867	-20746.91210

SPAN 6

0	0.00000	17.50496	-20746.91210
1	0.00000	14.37454	-11321.73806
2	0.00000	11.24411	-3747.58640
3	0.00000	8.11368	1975.54288
4	0.00000	4.98325	5847.64978
5	0.00000	1.85282	7868.73429
6	0.00000	-1.27761	8038.79643
7	0.00000	-4.40804	6357.83618
8	0.00000	-7.53846	2825.85356
9	0.00000	-10.66889	-2557.15145
10	0.00000	-18.41080	-10556.61889

SUPPORT JOINT DISPLACEMENTS (in direction of rotated joint axes)

=====

JOINT	X-DISPLACEMENT	Y-DISPLACEMENT	Z-ROTATION
1	0.000000000	-0.230429603	0.016924058
2	0.000000000	0.000000000	0.008622051

3	0.000000000	0.000000000	-0.000157826
4	0.000000000	0.000000000	-0.000058152
5	0.000000000	0.000000000	0.008494904
6	0.000000000	0.500000000	-0.001982872
7	0.000000000	0.000000000	0.000000000

MEMBER DISPLACEMENTS (at even intervals along span length)

=====

SPAN 1	X-DISPLACEMENT	Y-DISPLACEMENT	Z-ROTATION
0	0.000000000	-0.230429603	0.016924058
1	0.000000000	-0.202973174	0.016843675
2	0.000000000	-0.175778687	0.016601355
3	0.000000000	-0.149110703	0.016195339
4	0.000000000	-0.123236640	0.015623869
5	0.000000000	-0.098426774	0.014885187
6	0.000000000	-0.074954235	0.013977534
7	0.000000000	-0.053095014	0.012899152
8	0.000000000	-0.033127957	0.011648283
9	0.000000000	-0.015334765	0.010223169
10	0.000000000	0.000000000	0.008622051

SPAN 2	X-DISPLACEMENT	Y-DISPLACEMENT	Z-ROTATION
0	0.000000000	0.000000000	0.008622051
1	0.000000000	0.028795824	-0.003676989
2	0.000000000	-0.079833699	-0.009377701
3	0.000000000	-0.235484524	-0.010002704
4	0.000000000	-0.371335001	-0.007074616
5	0.000000000	-0.444145877	-0.002116056
6	0.000000000	-0.434260291	0.003350357
7	0.000000000	-0.345603782	0.007802005
8	0.000000000	-0.205684279	0.009716270
9	0.000000000	-0.065592111	0.007570532
10	0.000000000	0.000000000	-0.000157826

SPAN 3

0	0.000000000	0.000000000	-0.000157826
1	0.000000000	-0.059722574	-0.007429920
2	0.000000000	-0.187054726	-0.009944564
3	0.000000000	-0.323035936	-0.008848590
4	0.000000000	-0.424866570	-0.005288826
5	0.000000000	-0.465907882	-0.000412105
6	0.000000000	-0.435682014	0.004634746
7	0.000000000	-0.339871994	0.008704895
8	0.000000000	-0.201378077	0.010317849
9	0.000000000	-0.064886064	0.008152918
10	0.000000000	0.000000000	-0.000058152

SPAN 4

0	0.000000000	0.000000000	-0.000058152
1	0.000000000	-0.063757504	-0.008374542
2	0.000000000	-0.204599759	-0.011588878
3	0.000000000	-0.360969375	-0.010850123
4	0.000000000	-0.486930378	-0.007307239
5	0.000000000	-0.552168217	-0.002109188
6	0.000000000	-0.541989758	0.003595068
7	0.000000000	-0.457323291	0.008656568
8	0.000000000	-0.314718521	0.011926348
9	0.000000000	-0.146346575	0.012255447
10	0.000000000	0.000000000	0.008494904

SPAN 5

0	0.000000000	0.000000000	0.008494904
1	0.000000000	0.066653294	0.004996237
2	0.000000000	0.107966509	0.003423320
3	0.000000000	0.140161144	0.003128181
4	0.000000000	0.176180429	0.004138616
5	0.000000000	0.225661742	0.005628788
6	0.000000000	0.289840468	0.006931796
7	0.000000000	0.363705906	0.007434889

8	0.000000000	0.436026323	0.006525310
9	0.000000000	0.489348954	0.003590308
10	0.000000000	0.500000000	-0.001982872

SPAN 6

0	0.000000000	0.500000000	-0.001982872
1	0.000000000	0.448227094	-0.007504325
2	0.000000000	0.355275147	-0.010070470
3	0.000000000	0.248322320	-0.010324904
4	0.000000000	0.147904791	-0.008911222
5	0.000000000	0.067916756	-0.006473017
6	0.000000000	0.015610428	-0.003653884
7	0.000000000	-0.008403964	-0.001097419
8	0.000000000	-0.010158172	0.000552784
9	0.000000000	-0.002325930	0.000653130
10	0.000000000	0.000000000	0.000000000

MAXIMUM / MINIMUM SPAN SHEARS

=====

SPAN	MAX SHEAR	LOCATION	MIN SHEAR	LOCATION
1	0.00000	0.0000	-77.21765	931.0000
2	38.82802	0.0000	-33.97170	8874.0000
3	34.10098	0.0000	-33.28835	8074.0000
4	30.51505	0.0000	-25.57285	7790.0000
5	21.04755	0.0000	-16.33867	5817.0000
6	17.50496	0.0000	-18.41080	5913.0000

MAXIMUM / MINIMUM SPAN MOMENTS

=====

SPAN	MAX MOMENT	LOCATION	MIN MOMENT	LOCATION
1	0.00000	0.0000	-68334.30795	931.0000
2	23551.45925	4743.0000	-68334.30795	0.0000
3	24088.14005	4161.2154	-46786.82867	0.0000
4	21881.78474	4237.7600	-42782.78481	0.0000
5	4465.01511	2724.8053	-23532.92988	0.0000

6 8192.80070 3298.8316 -20746.91210 0.0000

MAXIMUM / MINIMUM VERTICAL SPAN DEFLECTIONS

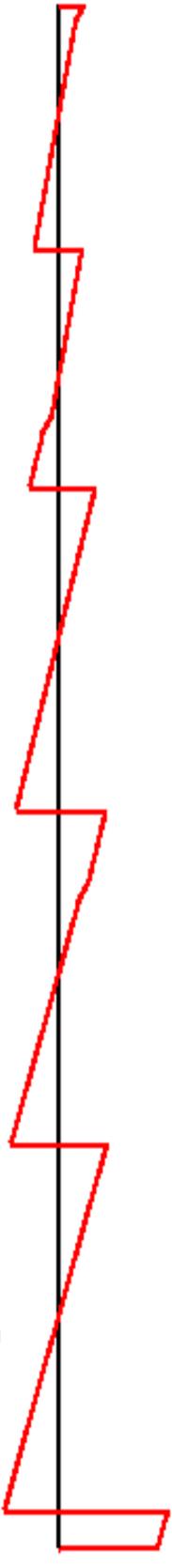
=====

SPAN	MAX DEFLECTION	LOCATION	MIN DEFLECTION	LOCATION
1	0.000000000	931.0000	-0.230429603	0.0000
2	0.039702691	550.8000	-0.450435630	4773.6000
3	0.000000000	0.0000	-0.466139605	4099.1077
4	0.000000000	0.0000	-0.557477933	4175.4400
5	0.502935476	5633.3053	0.000000000	0.0000
6	0.500000000	0.0000	-0.011471069	4481.4316



Shear Diagram

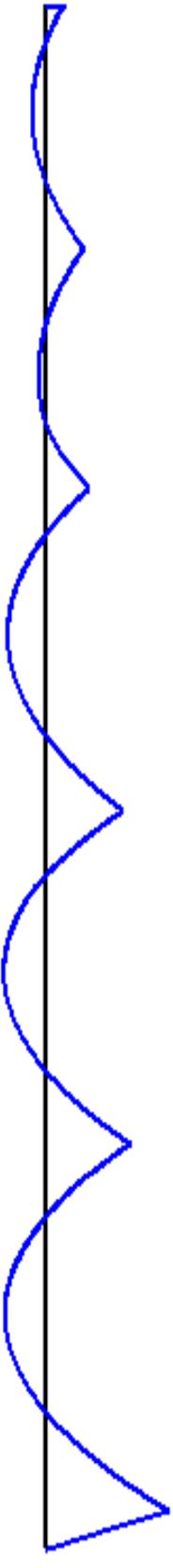
Vmax = 38.828



Vmin = -77.218

Moment Diagram

Mmax = 24088.



Mmin = -68334.

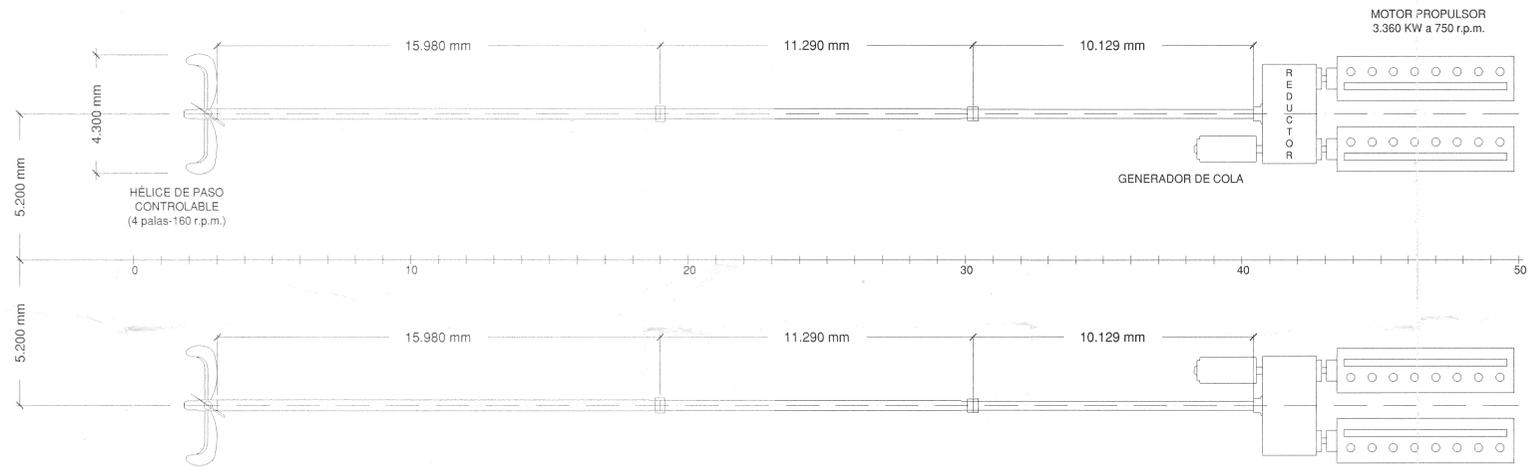
Deflection Diagram

Dmax = 0.50294



Dmin = -0.55748

Units: Shear = [kN] Moment = [kN*m] Deflection = [mm]



Calculo, selección de componentes y diseño mecánico de la transmisión de potencia propulsora de un buque Ro-Pax

El Alumno: Juan A. PIÑERO PÉREZ

El Tutor: D.Pablo OLLERO RUÍZ-TAGLE

PLANO Nº:

1

Disposición General de la Línea de Ejes

ESCALA: 1:100

FECHA: Febrero 2008

