

Universidad de **Cádiz**

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

DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA DE UN BUQUE ROPAX CON PROPULSIÓN CODAD (4 MOTORES DE 3360 BKW, 2 LÍNEAS DE EJES, 21 NUDOS Y 2500 TONELADAS DE DESPLAZAMIENTO).

Juan Antonio RODRÍGUEZ CASTAÑO



Centro: **E. U. I. T. NAVAL**
Titulación: **I. T. NAVAL**
Fecha: **Octubre 2011**



AVISO IMPORTANTE:

El único responsable del contenido de este proyecto es el alumno que lo ha realizado.

La Universidad de Cádiz, La Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica Naval, los Departamentos a los que pertenecen el profesor tutor y los miembros del Tribunal de Proyectos Fin de Carrera así como el mismo profesor tutor **NO SON RESPONSABLES DEL CONTENIDO DE ESTE PROYECTO.**

Los proyectos fin de carrera pueden contener errores detectados por el Tribunal de Proyectos Fin de Carrera y que estos no hayan sido implementados o corregidos en la versión aquí expuesta.

La calificación de los proyectos fin de carrera puede variar desde el aprobado (5) hasta la matrícula de honor (10), por lo que el tipo y número de errores que contienen puede ser muy diferentes de un proyecto a otro.

Este proyecto fin de carrera está redactado y elaborado con una finalidad académica y nunca se deberá hacer uso profesional del mismo, ya que puede contener errores que podrían poner en peligro vidas humanas.

Fdo. La Comisión de Proyectos de Fin de Carrera
Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica Naval
Universidad de Cádiz

DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA DE UN BUQUE ROPAX CON PROPULSIÓN CODAD (4 MOTORES DE 3360 BKW, 2 LÍNEAS DE EJES, 21 NUDOS Y 2500 TONS DE DESPLAZAMIENTO)

ÍNDICE

CAPÍTULO 1.	INTRODUCCIÓN.....	1
1.1.	DEFINICIÓN DE RO-PAX	1
1.2.	OBJETO DEL PROYECTO.....	2
1.3.	REFERENCIAS TÉCNICAS DE LA PLATAFORMA	3
1.4.	SOCIEDAD DE CLASIFICACIÓN	4
CAPÍTULO 2.	DATOS FUNCIONALES DE DISEÑO	5
2.1.	REFERENCIAS DE EQUIPOS Y ELEMENTOS MECÁNICOS	5
2.1.1.	<i>Motores propulsores</i>	<i>5</i>
2.1.2.	<i>Reductor.....</i>	<i>8</i>
2.1.3.	<i>Líneas de ejes.....</i>	<i>10</i>
2.1.4.	<i>Acoplamientos.....</i>	<i>11</i>
2.1.5.	<i>Cojinetes de apoyo de los ejes</i>	<i>11</i>
2.1.6.	<i>Sellos del tubo de bocina.....</i>	<i>11</i>
2.1.7.	<i>Pasamamparo estanco del eje.....</i>	<i>11</i>
2.1.8.	<i>Tubo de Bocina</i>	<i>11</i>
2.1.9.	<i>Hélice</i>	<i>12</i>
2.1.10.	<i>Cálculo curva de potencia</i>	<i>12</i>
CAPÍTULO 3.	DIÁMETRO DEL EJE POR CÁLCULO DIRECTO	17
3.1.	CÁLCULO MOMENTO TORSOR	17
3.2.	TENSIÓN CORTANTE MÁXIMA.....	18
3.3.	DIÁMETRO EXTERIOR DEL EJE	18
3.4.	REGLA DEL 30% (σ_{ELAST}) Ó 18% ($\sigma_{MÁX.}$).....	18
3.5.	MOMENTO FLECTOR.....	19
3.6.	PESO DEL EJE POR METRO LINEAL	19
3.7.	DISTANCIA ENTRE APOYOS DEL EJE.....	20
CAPÍTULO 4.	DIMENSIONAMIENTO DE LA LÍNEA DE EJES POR LA LLOYD'S NAVAL	23

DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA DE UN BUQUE ROPAX CON PROPULSIÓN CODAD (4 MOTORES DE 3360 BKW, 2 LÍNEAS DE EJES, 21 NUDOS Y 2500 TONS DE DESPLAZAMIENTO)

ÍNDICE

4.1.	DATOS DE PARTIDA	23
4.2.	CÁLCULO DEL DIÁMETRO MÍNIMO EXTERIOR DE LOS EJES	24
4.3.	COMPROBACIÓN DE LOS DIÁMETROS FINALES.....	25
CAPÍTULO 5.	SEPARACIÓN MÁXIMA ENTRE APOYOS DE LOS EJES.....	29
5.1.	SEPARACIÓN MÁXIMA ENTRE APOYOS	29
5.1.1.	<i>Cálculo de la distancia máxima del eje de proa</i>	<i>31</i>
5.1.2.	<i>Cálculo de la distancia máxima del eje intermedio</i>	<i>31</i>
5.1.3.	<i>Cálculo de la distancia máxima del eje de cola.....</i>	<i>31</i>
5.2.	SITUACIÓN DE LOS APOYOS	32
5.3.	COMPROBACIÓN DISTANCIA FINAL	32
5.3.1.	<i>Requisitos de vibración de Whirling</i>	<i>33</i>
5.3.2.	<i>Tensión combinada del acero del eje.....</i>	<i>33</i>
5.4.	COMPROBACIÓN DE LA FRECUENCIA NATURAL A TRAVÉS DE BUREAU VERITAS	36
5.5.	CÁLCULO DE VIBRACIÓN AXIAL POR LLOYD'S REGISTER.....	38
CAPÍTULO 6.	CÁLCULO DE LAS UNIONES DE LOS EJES DE LA TRANSMISIÓN	43
6.1.	TIPOS DE ACOPLAMIENTOS	44
6.1.1.	<i>Acoplamientos Rígidos.....</i>	<i>44</i>
6.1.2.	<i>Acoplamientos flexibles.....</i>	<i>44</i>
6.1.3.	<i>Acoplamientos torsioelásticos.....</i>	<i>45</i>
6.2.	TIPOS DE UNIONES BASADAS EN EL EFECTO DE FORMA	45
6.2.1.	<i>Unión Estriada.....</i>	<i>45</i>
6.2.2.	<i>Por inserción de elementos de bloqueo.....</i>	<i>46</i>
6.2.2.1.	Unión de bridas empernadas	46
6.2.2.2.	Uniones de chavetas.....	47
6.2.3.	<i>Por la acción de fuerzas de rozamiento</i>	<i>47</i>
6.2.3.1.	Unión de interferencia.....	47
6.2.3.2.	Unión de interferencia hidráulica.....	48

DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA DE UN BUQUE ROPAX CON PROPULSIÓN CODAD (4 MOTORES DE 3360 BKW, 2 LÍNEAS DE EJES, 21 NUDOS Y 2500 TONS DE DESPLAZAMIENTO)

ÍNDICE

6.3.	SELECCIÓN DE LAS DISTINTAS UNIONES	50
6.3.1.	<i>Unión eje/eje</i>	51
6.3.1.1.	Tramo de proa a tramo intermedio	51
6.3.1.2.	Tramo intermedio a tramo de cola	52
6.3.2.	<i>Unión eje/reductor</i>	52
6.3.3.	<i>Acoplamiento entre motor propulsor y reductor</i>	53
CAPÍTULO 7.	CÁLCULO DE LA UNIÓN EMPERNADA	55
7.1.	DATOS DE LA BRIDA DEL REDUCTOR.....	55
7.2.	DIMENSIONES DE LA ARANDELA SEGÚN ISO 7089	55
7.3.	DIMENSIONES DE LA TUERCA SEGÚN ISO 4032	56
7.4.	CÁLCULOS POR SOCIEDAD DE CLASIFICACIÓN	57
7.4.1.	<i>Diámetro mínimo de los pernos</i>	57
7.4.2.	<i>Espesor mínimo de la brida</i>	58
7.5.	CÁLCULO DE LA LONGITUD TOTAL DEL PERNO	58
7.6.	CÁLCULOS DIRECTOS.....	60
7.6.1.	<i>Diámetro de los pernos de la brida</i>	60
7.6.2.	<i>Espesor mínimo de la brida</i>	63
7.6.2.1.	Análisis a esfuerzo cortante	63
7.6.2.2.	Análisis a esfuerzo normal	64
CAPÍTULO 8.	CÁLCULO DE LA SITUACIÓN DE LOS APOYOS	67
8.1.	DATOS DE PARTIDA PARA TRABAJAR CON SOFTWARE	67
8.1.1.	<i>Cargas distribuidas por metro</i>	68
8.1.1.1.	Acoplamientos	68
8.1.1.2.	Tramo de ejes.....	68
8.1.2.	<i>Cargas puntuales</i>	68
8.1.3.	<i>Área de las secciones</i>	68
8.1.3.1.	Segmentos de los ejes	68
8.1.3.2.	Segmentos de los acoplamientos.....	68

**DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA DE UN BUQUE ROPAX CON
PROPULSIÓN CODAD (4 MOTORES DE 3360 BKW, 2 LÍNEAS DE EJES, 21 NUDOS Y 2500
TONS DE DESPLAZAMIENTO)**

ÍNDICE

8.1.4.	<i>Momento de inercia</i>	69
8.1.4.1.	Segmentos de los ejes	69
8.1.4.2.	Segmentos de los acoplamientos.....	69
8.1.5.	<i>Módulo de elasticidad del acero (E)</i>	69
8.1.6.	<i>Densidad del acero (ρ)</i>	69
8.1.7.	<i>Distancia entre los apoyos</i>	69
8.2.	DATOS OBTENIDO CON EL SOFTWARE.....	70
8.2.1.	<i>Reacciones en los apoyos</i>	71
8.2.2.	<i>Esfuerzos cortantes máximos y mínimos</i>	72
8.2.3.	<i>Momentos máximos y mínimos</i>	72
8.2.4.	<i>Flexión máxima y mínima</i>	72
8.3.	COMPROBACIÓN POR CÁLCULO DIRECTO CON LOS DATOS OBTENIDOS	72
CAPÍTULO 9. ELECCIÓN DE LOS APOYOS Y SELLOS DE BOCINA.....		75
9.1.	APOYOS	75
9.2.	CÁLCULO DE LOS COJINETES DE LOS APOYOS	77
9.2.1.	<i>Cojinete del primer apoyo (popa del tubo de bocina)</i>	79
9.2.2.	<i>Cojinete del segundo apoyo</i>	79
9.2.3.	<i>Cojinete del tercer apoyo</i>	80
9.2.4.	<i>Cojinete del cuarto apoyo (proa del tubo de bocina)</i>	81
9.2.5.	<i>Cojinete del apoyo intermedio (cámara de máquinas)</i>	81
9.3.	SELLOS DE BOCINA.....	83
9.4.	PASAMAMPARO ESTANCO DEL EJE.....	83
BIBLIOGRAFIA		85
SOFTWARE UTILIZADOS		85
PÁGINAS WEB CONSULTADAS.....		85
ANEXO		87

Figura1. 1 Rampa de popa	1
Figura1. 2 Rampa de proa.....	2
Figura 2. 1 Dimensiones del motor	6
Tabla: 2.1 Dimensiones principales del motor.....	6
Figura 2. 2 Curva del motor para hélice paso variable.....	7
Figura 2. 3 Dimensiones mín. entre motores paralelos y mamparos adyacentes	8
Figura 2. 4 Caja reductora	9
Figura 2. 5 Configuración de los ejes y los motores.....	10
Tabla 2.2 Potencia absorbida al 85 % y 100 %	14
Figura 2. 6 Curva demanda de potencia del consumidor	15
Figura 3. 1 Viga Biapoyada	20
Tabla 4. 1 Diámetro de los ejes.....	25
Tabla 5. 1 tabla de los armónicos para una viga en distintas situaciones.....	37
Tabla 5. 2 Frecuencia en Hz y rpm para los distintos armónicos	38
Figura 6. 1 Unión estriada	46
Figura 6. 2 Bridas empernadas	46
Figura 6. 3 Unión enchavetada.....	47
Figura 6. 4 Unión por interferencia	48
Figura 6. 5 Unión por interferencia hidráulica.....	49
Figura 7. 1 Arandela ISO 7089	55
Tabla 7. 1 Dimensiones arandela 64 HV 200.....	56
Figura 7. 2 Tuerca ISO 4032.....	56
Figura 7. 3 Perno ISO 4014	60
Tabla 7. 2 Dimensiones M64x260-8.8.....	60

Figura 7. 4 Sección crítica de la brida	63
Figura 8. 1 Distancia entre apoyos.....	69
Figura 8. 2 Datos introducidos en el software	70
Figura 8. 3 Diagramas de cortante, momentos y flecha	71
Tabla 8. 1 Reacciones en los distintos apoyos	71
Figura 9. 1 Presión de trabajo cojinete.....	78
Tabla 9. 1 Longitud cojinetes	82

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

1.1. DEFINICIÓN DE RO-PAX

Se llama RO-PAX a un buque RO-RO equipado con una cabina habilitada para permitir la estancia a cientos de pasajeros, ofreciéndole a éstos la comodidad y el confort de un ferry 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.

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

Figura 1. 1 Rampa de popa

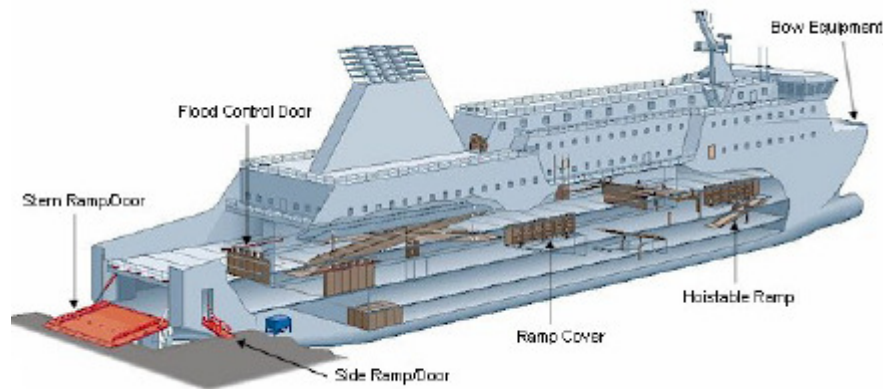
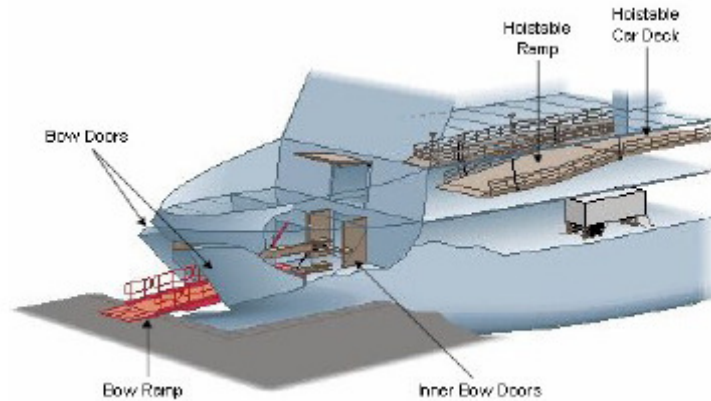


Figura 1. 2 Rampa de proa



1.2. OBJETO DEL PROYECTO

El objetivo del proyecto es el dimensionamiento, cálculo y selección de los diferentes elementos que componen el sistema de transmisión, desde el elemento de generación de energía (motor propulsor) hasta el elemento de generación de empuje (hélice). Esta cadena de transmisión está compuesta por: motor propulsor, reductor de engranajes, línea de ejes, acoplamientos, apoyos del eje, tubo bocina y hélice de paso variable.

La configuración de la planta de propulsión será CODAD¹, con dos líneas de ejes simétricas y cuatro motores propulsores. Las líneas de ejes irán acopladas cada una de ellas a dos de los motores propulsores por medio de un reductor.

Dicha configuración debe ser dimensionada y calculada para poder ser instalada en un buque del tipo Ro-Pax.

¹Combined Diesel And Diesel (Combinación de diesel y diesel)

1.3. REFERENCIAS TÉCNICAS DE LA PLATAFORMA

El buque está diseñado para operar en condiciones de vientos de fuerte intensidad, elevados estados de la mar y en puertos con accesos extremadamente complicados. En estas condiciones, es requerimiento habitual diseñar los sistemas para temperaturas ambientales de hasta -20 °C. Su capacidad de carga admite además de pasajeros, coches, trailers, MAFI trailers, caravanas y mercancías peligrosas en dos cubiertas de garaje, una de ellas móvil del tipo car-deck. Los accesos de vehículos y pasajeros al buque se realizan mediante dos rampas situadas en popa y una rampa situada en el costado de estribor. La planta propulsora está compuesta por cuatro motores diesel MAN B&W 7L 32/40 acoplados por parejas a reductores de doble entrada que accionan líneas de ejes con hélices de paso variable. La generación de energía a bordo la realizan cuatro grupos generadores accionados por motores diesel y un generador de emergencia.

Dispone de dos hélices de maniobra en proa accionadas por motores eléctricos; tanques de compensación de escora con capacidad suficiente para contrarrestar la acción de dos trailers moviéndose simultáneamente a lo largo de una misma banda y de una pareja de aletas estabilizadoras del tipo replegable, que permiten una reducción de hasta un 90 % del movimiento de balance del buque.

La cámara de máquinas está totalmente automatizada, cumpliendo íntegramente con los requerimientos de la Sociedad de Clasificación para cámara de máquinas desatendida, pudiéndose controlar todos los parámetros de funcionamiento desde la consola de control del puente de gobierno.

Características técnicas

- Eslora total: 135 m
- Manga: 22,70 m
- Puntal a cubierta intemperie: 13,60 m
- Calado de diseño: 5,60 m
- Peso muerto de diseño: 2100 t
- Velocidad de servicio: 21 nudos
- Propulsión: 13440 Kw
- Autonomía: 5700 millas
- Pasajeros: 976
- Vehículos: 200 coches / 970 m de carril
- Tripulación: 24
- Camarotes de pasaje: 34

1.4. SOCIEDAD DE CLASIFICACIÓN

El reglamento del que se ha hecho uso en el presente proyecto es el correspondiente a Lloyd's Register of Shipping.

CAPÍTULO 2. DATOS FUNCIONALES DE DISEÑO

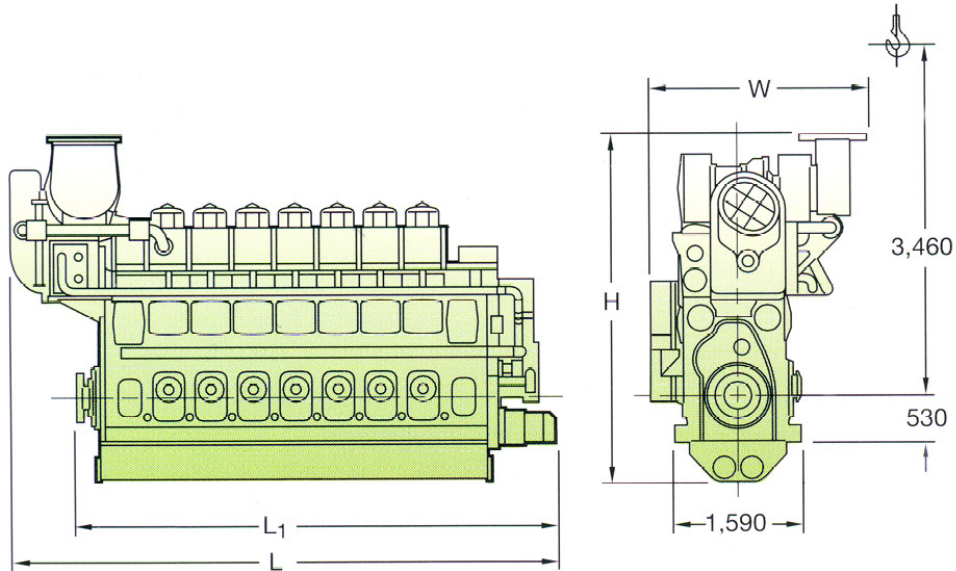
2.1. REFERENCIAS DE EQUIPOS Y ELEMENTOS MECÁNICOS

2.1.1. Motores propulsores

- Fabricante: IZAR-MOTORES
- Modelo: 7 L 32/40
- Ciclos: 4 Tiempos
- Combustible: Diesel
- MCR² (kW): 3360
- Número de pistones: 7 en línea
- Carrera del pistón: 400 mm
- Diámetro del pistón: 320 mm.
- Velocidad de giro del motor: 750 rpm

² Potencia máxima continua

Figura 2. 1 Dimensiones del motor



Catálogo MAN

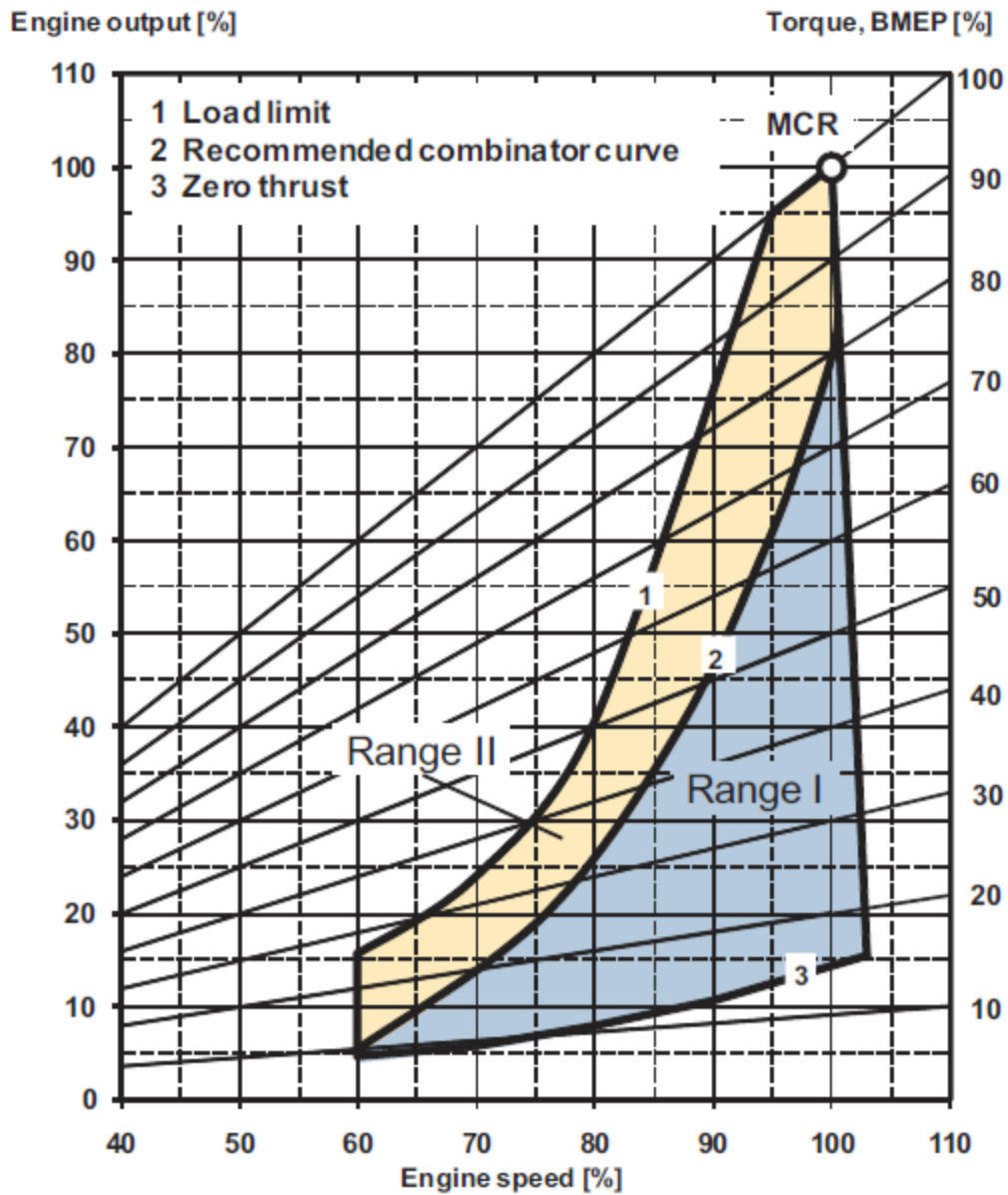
Tabla: 2.1 Dimensiones principales del motor

Dimensiones principales			
Longitud L	Ancho W	Altura H	Peso sin el volante
6470 mm	2630 mm	4010 mm	42 t

Catálogo MAN

El rango de operación del motor para hélices de paso variable se muestra a continuación.

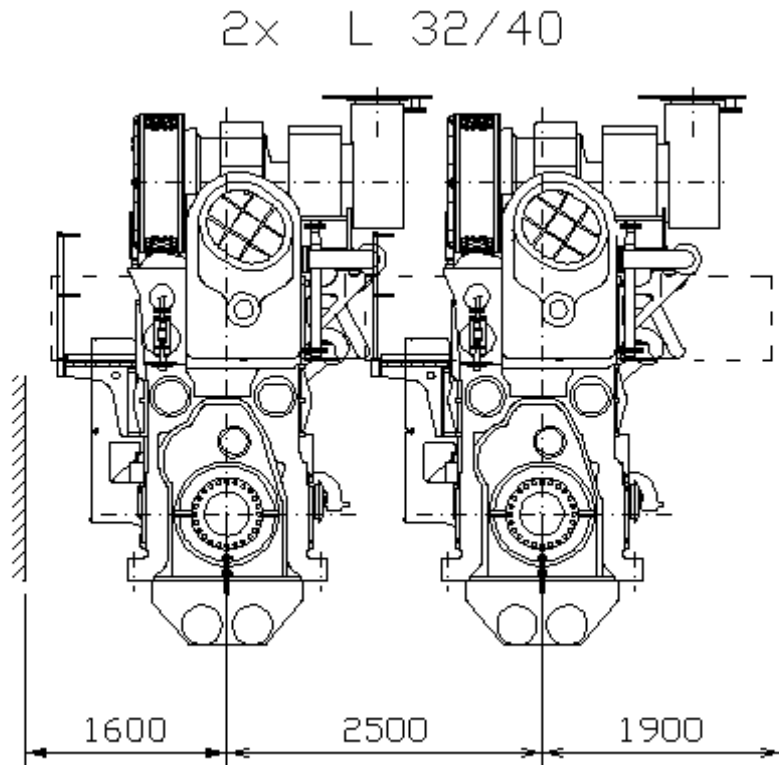
Figura 2. 2 Curva del motor para hélice paso variable



Catálogo MAN

El número total de motores serán cuatro, con una configuración de dos motores por reductor y eje. La distancia mínima de montaje para motores en paralelo, es la que se muestra en la figura 2.3

Figura 2. 3 Dimensiones mín. entre motores paralelos y mamparos adyacentes



Catálogo MAN

2.1.2. Reductor

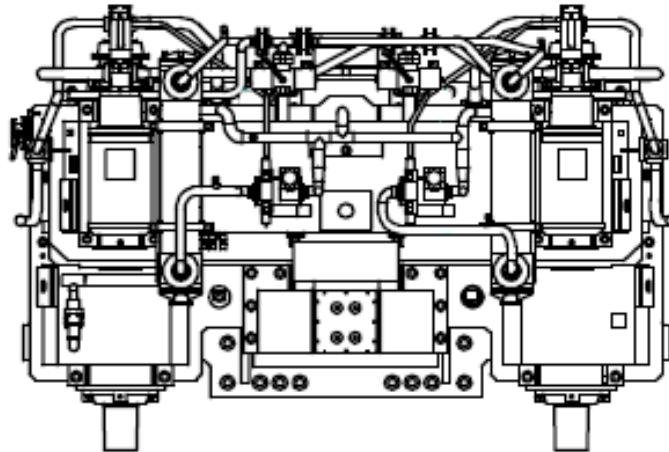
La reductora pertenece a la casa Reintjes modelo DLG 5551 K41 con una relación de reducción de 5:1

Está compuesta por los siguientes elementos:

- Embragues: El accionamiento de los mismos es hidráulico. Llevan incorporado sus propios sistemas 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 PTO³ 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.

Figura 2. 4 Caja reductora



Reintjes reductores

³ Power TakeOff (Toma de fuerza)

2.1.3. Líneas de ejes

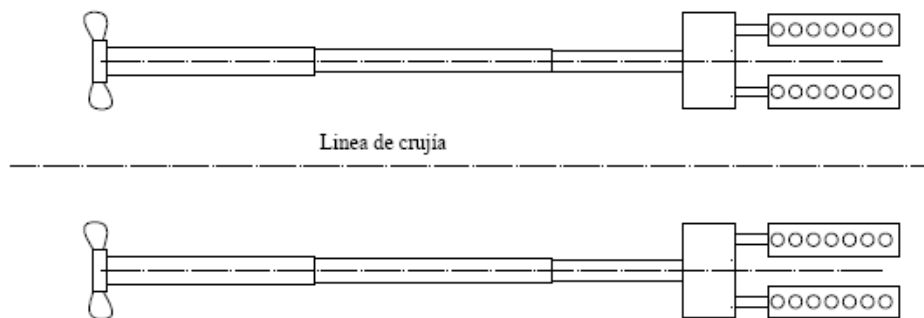
El buque consta de dos líneas de ejes paralelas entre sí y simétricas respecto a la línea de crujía. Cada eje distará de la línea de crujía 5200 mm. Ambas líneas tendrán una inclinación de 0,8 grados.

Por tener dos ejes paralelos uno girará al contrario del otro. Este cambio de giro estará producido por los motores propulsores, haciendo que los motores de la banda de estribor giren en sentido horario y los de babor en sentido antihorario. El sentido de giro se ha definido situándose mirando de popa a proa la brida de salida de potencia del motor.

Debido a la caja reductora el sentido de giro de los ejes será el siguiente:

- Eje de estribor: levógiro (sentido antihorario)
- Eje de babor: dextrógiro (sentido horario)

Figura 2. 5 Configuración de los ejes y los motores



Los ejes son huecos, de acero tipo C45E, con sus correspondientes elementos para la transmisión de potencia.

La longitud total de cada línea será de 37399 mm y estará compuesta por tres tramos diferentes, en los que variará la longitud y el diámetro exterior.

El diámetro interior será el hueco por donde se canalizarán los tubos hidráulicos para operar la hélice de paso variable. Será el mismo en los tres tramos.

Todas las longitudes y diámetros cumplirán con la normativa de la Sociedad de Clasificación.

2.1.4. Acoplamientos

Se usarán acoplamientos de interferencia por presión hidráulica del tipo eje-eje, eje-máquina de la casa SKF.

2.1.5. Cojinetes de apoyo de los ejes

Los cojinetes de apoyo, tanto los del tubo de bocina como los intermedios, serán de metal blanco del fabricante Cedervall & Söner.

2.1.6. Sellos del tubo de bocina

La misión de los sellos de bocina es evitar que el agua del mar pueda entrar en el buque, y a su vez evitar que el aceite de refrigeración de los cojinetes del tubo de bocina sea vertido al mar. Serán dos y del fabricante Cedervall & Söner.

2.1.7. Pasamamparo estanco del eje

La misión del pasamamparo estanco es evitar que un compartimento pierda su estanqueidad por la abertura practicada en el mamparo por donde pasa el eje.

2.1.8. Tubo de Bocina

El eje de cola ha de pasar a través del casco del buque en la zona de obra viva, paso que necesariamente debe quedar en forma estanca al agua de mar. Esta estanqueidad se consigue por medio de la bocina que cumple una doble misión: servir de soporte al eje y asegurar la citada estanqueidad por medio de dos sellos hidráulicos.

Estará formado básicamente de un tubo, que servirá de soporte y protegerá el tramo del eje que queda fuera del casco del buque. El tubo dispone de un sello hidráulico en cada uno de sus extremos, cuya misión será la de impedir que pueda entrar el agua salada dentro del buque y evitar que salga el aceite en el que está sumergido el tramo de eje. Este aceite proviene de un tanque de compensación que le proporciona, además, una presión superior que la del exterior del tubo de bocina, evitando en todo momento la entrada de agua salada.

2.1.9. Hélice

Nuestra hélice será de paso variable (KAMEWA 102 XF5/4) y sus principales características son:

- Peso: 7100 Kg
- Número de palas: 4
- Diámetro: 4300 mm
- Velocidad: 150 rpm
- Material: CuNiAl

2.1.10. Cálculo curva de potencia

Una ecuación aproximada de la curva de demanda de potencia absorbida por el consumidor, en función de su velocidad, es:

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

Donde:

- Pot: Potencia absorbida por el consumidor y medida en DkW.

- n: Revoluciones de giro del consumidor.
- K: Es una constante.

Los datos de diseño para la determinación de la curva de potencia son:

- Potencia máxima entregada al eje.
- Revoluciones a las que gira la hélice.

El diseño constará de dos ejes, cada uno de ellos acoplado a dos motores mediante una reductora. Con dicha configuración (motores más reductor), se dispondrá de una potencia en la entrada del reductor de 6720 BkW⁴, a 750 rpm y en la salida obtendremos 6518,4 DkW⁵ a 150 rpm, teniendo en cuenta que hay una pérdida del 3% por rozamiento en el reductor.

El valor de K puede ser constante o variable en función de si la hélice que se use, sea de paso fijo o controlable. En este caso la hélice es de paso variable, lo cual presenta la ventaja de poder modificar el ángulo de ataque de las palas y así variar el paso de la misma. Por lo tanto K será variable, logrando así optimizar el consumo de potencia y el de combustible en función de las condiciones operativas del buque.

El valor de K se obtiene despejando en la siguiente fórmula:

$$\text{Pot} = F \times n^3 = K \times n^3 \quad (2.1)$$

$$K = \frac{\text{Pot(DkW)}}{n^3} = \frac{6518,4}{150^3} = 1,93 \times 10^{-3}$$

- Pot = 6518,4 DkW

⁴ Brake Kilowatio (Potencia en el freno)

⁵Delivered Kilowatio (Potencia entregada)

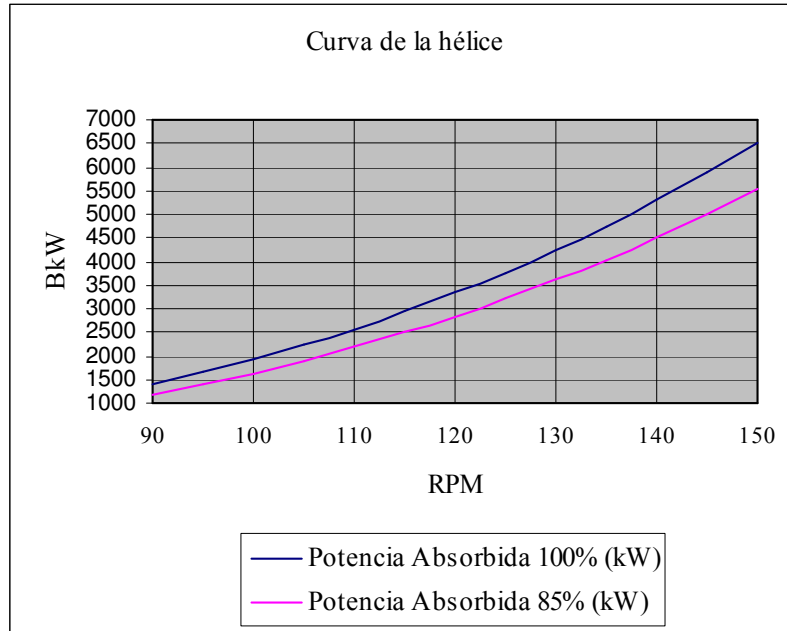
- $n = 150$ rpm

Sustituyendo las revoluciones y el valor de K en (2.1), se tendrá una tabla de valores para levantar la curva de demanda, en DkW a distintas rpm, con una potencia entregada del 100% y 85%.

Tabla 2.2 Potencia absorbida al 85 % y 100 %

rpm hélice	Potencia Absobida 100% (kW)	Potencia Absobida 85% (kW)
90	1407,97	1196,78
95	1655,92	1407,53
100	1931,38	1641,67
105	2235,81	1900,44
110	2570,66	2185,06
115	2937,38	2496,78
120	3337,42	2836,81
125	3772,22	3206,39
130	4243,24	3606,75
135	4751,91	4039,13
140	5299,70	4504,75
145	5888,05	5004,84
150	6518,40	5540,64

Figura 2. 6 Curva demanda de potencia del consumidor



La curva de demanda del consumidor se ha calculado para la potencia total por línea de eje y teniendo en cuenta que cada uno está impulsado por dos motores acoplados de las mismas características, que en condiciones normales de trabajo comparten la carga al 50%.

No obstante se puede dar el caso que uno de los motores esté inoperativo. Las hélices de paso variable permiten variar la cúbica de demanda de potencia, cambiando el ángulo de las palas hasta poder absorber la potencia máxima que es capaz de generar el motor, permitiéndonos optimizar el rendimiento tras la pérdida de uno de ellos.

CAPÍTULO 3. DIÁMETRO DEL EJE POR CÁLCULO DIRECTO

3.1. CÁLCULO MOMENTO TORSOR

Sabiendo que el eje estará sometido a torsión, flexión y fuerza axial, los cálculos se realizarán básicamente para el esfuerzo a torsión, ya que es el más restrictivo. Los demás esfuerzos se tendrán en cuenta y estarán controlados.

Como dato de partida, se conoce la potencia que se entrega al eje, las revoluciones a las que girará y el diámetro interior. Este diámetro interior viene impuesto por la hélice para poder alojar los circuitos hidráulicos que accionan sus palas.

La potencia entregada a la hélice (DkW) será la suma de la potencia de dos motores menos las pérdidas por rozamiento del reductor 3%.

- $DkW = 3360 \times 2 \times 0,97 = 6518,40 \text{ kW}$
- $Rpm = 150$
- Diámetro interior (d) = 110 mm.
- Tipo de acero del eje = C45E

Teniendo todo esto en cuenta, el momento torsor de diseño del eje viene dado por:

$$M_t = \frac{9,55 \times kW}{RPM}$$
$$M_t = \frac{9,55 \times 6518,4}{150} = 415 \text{ kN} \times \text{m.}$$

3.2. TENSION CORTANTE MÁXIMA

La tensión cortante (τ_{cort}) viene dada aproximadamente por:

$$\tau_{\text{cort}} = \frac{\sigma_{\text{elast}}}{\sqrt{3}} \quad (3.1)$$

Como el tipo de acero del eje tiene un límite elástico (σ_{elast}) de 330 N/mm², despejando en (3.1) se obtiene:

$$\tau_{\text{max}} = \frac{330}{\sqrt{3}} = 190,53 \text{ N / mm}^2$$

NOTA: Habrá que tener en cuenta que si se toma este valor de tensión cortante no se le estará aplicando ningún coeficiente de seguridad.

3.3. DIÁMETRO EXTERIOR DEL EJE

El diámetro exterior mínimo (D) del eje se calculará despejándolo de la fórmula:

$$\tau_{\text{cort}} = \frac{16 \times Mt \times D}{\pi \times (D^4 - d^4)} \quad (3.2)$$

Para $\tau_{\text{cort}} = 190,53 \text{ N/mm}^2$, $d = 110 \text{ mm}$ y $Mt = 415 \text{ kN} \times \text{m}$ se obtiene que: $D = 227,26 \text{ mm}$.

3.4. REGLA DEL 30% (σ_{ELAST}) Ó 18% ($\sigma_{\text{MÁX.}}$)

A falta de requerimiento específico, una forma habitual de calcular las tensiones del eje es restringir el límite elástico (σ_{elast}) al 30% o límite máximo de rotura ($\sigma_{\text{máx.}}$) al 18%. Se usará el menor de los resultados ya que es el más restrictivo como valor de la tensión combinada (σ_{comb}).

$$30\% \text{ de } 330 \text{ N/mm}^2 = 99 \text{ N/mm}^2$$

$$18\% \text{ de } 600 \text{ N/mm}^2 = 108 \text{ N/mm}^2$$

El esfuerzo axial (σ_{axial}) se hallará despejándolo de la fórmula:

$$\sigma_{\text{comb}} = \sqrt{\sigma_{\text{axial}}^2 + 3 \times \tau_{\text{cort}}^2} \Rightarrow \sigma_{\text{axial}} = \sqrt{\sigma_{\text{comb}}^2 - 3 \times \tau_{\text{cort}}^2}$$

Para $\sigma_{\text{combinada}} = 99 \text{ N/mm}^2$ y restringiendo la tensión cortante a 55 N/mm^2 , se obtiene:

$$\sigma_{\text{axial}} = \sqrt{99^2 - 3 \times 55^2} = 26,94 \text{ N/mm}^2$$

Al restringir la tensión cortante se hace necesario recalculer el diámetro exterior del eje. Se ha obtenido a partir de la fórmula (3.2) un valor de $D = 338,72 \text{ mm}$.

3.5. MOMENTO FLECTOR

La resistencia de materiales nos dice que:

$$M_f = \frac{\sigma_{\text{axial}} \times \pi \times (D^4 - d^4)}{32 \times D}$$

Sustituyendo los datos obtenidos en la fórmula se obtiene que:

$$M_f = \frac{26,94 \times \pi \times (338,72^4 - 110^4)}{32 \times 338,72} = 101656,03 \text{ N} \times \text{m}$$

3.6. PESO DEL EJE POR METRO LINEAL

El peso del eje por metro lineal viene dado por:

$$\frac{\text{peso}}{\text{m}} = \rho \times A \times g$$

Donde:

- ρ = densidad acero 7850 Kg/m³
- A = área de la sección del eje mm²
- g = gravedad 9,81m/s²

El área de una sección transversal del eje será:

$$A = \pi \times \frac{D^2 - d^2}{4}$$

$$A = \pi \times \frac{338,72^2 - 110^2}{4} = 80606,39 \text{ mm}^2$$

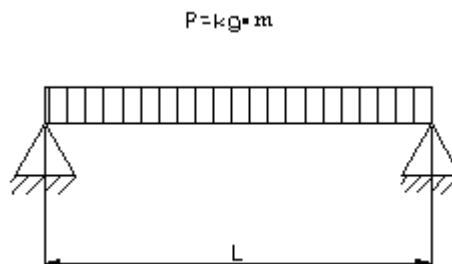
Con lo que se obtiene:

$$\text{peso} = 7850 \times 80606,39 \times 10^{-6} \times 9,81 = 6207,38 \text{ N/m}$$

3.7. DISTANCIA ENTRE APOYOS DEL EJE

Para una viga biapoyada, condición similar a nuestro eje se obtiene la fórmula del M_f .

Figura 3. 1 Viga Biapoyada



Despejando la longitud (l):

$$M_f = \frac{\text{peso} \times l^2}{8} \Rightarrow l = \sqrt{\frac{M_f \times 8}{\text{peso}}}$$

Y usando los datos obtenidos por cálculo directo:

- Tensión combinada máxima = 99 N/mm²
- Tensión cortante máxima = 55 N/mm²
- Tensión axial máxima = 26,94 N/mm²
- Diámetro exterior del eje = 338,72 mm
- Diámetro interior del eje = 110 mm

Se tiene una distancia máxima entre apoyos del eje de:

$$l = \sqrt{\frac{101656,03 \times 8}{6207,38}} = 11,45 \text{ m.}$$

CAPÍTULO 4. DIMENSIONAMIENTO DE LA LÍNEA DE EJES POR LA LLOYD'S REGISTER

4.1. DATOS DE PARTIDA

En este capítulo se calculará el eje según las normas de la Sociedad de Clasificación.

Los datos de partida y material del eje son:

- $DkW = 3360 \times 2 \times 0,97 = 6518,40$
- Rpm= 150
- Diámetro interior (d)= 110 mm
- Tipo de acero del eje= C45E

La Sociedad de Clasificación diferencia tres diámetros exteriores según la posición de los tramos:

- Tramo de eje de cola: es el tramo más próximo al propulsor.
- Tramo de eje intermedio: será continuación del eje de cola hasta sobrepasar 1500 milímetros del sello de proa del tubo de bocina.
- Tramo de eje de proa: será continuación del tramo intermedio hasta la brida de acoplamiento del reductor.

Para evitar puntos de concentraciones de esfuerzos cortantes, la transición de los distintos diámetros de los ejes se hará por una reducción progresiva del diámetro con una inclinación de diez grados.

4.2. CÁLCULO DEL DIÁMETRO MÍNIMO EXTERIOR DE LOS EJES

La fórmula para el cálculo del diámetro mínimo de los ejes se ha extraído de las normas de la Sociedad de Clasificación, Volumen 2, Part 3, Chapter 2 Section 4.2.

$$D_{\min} = F \times k \times \sqrt[3]{\frac{P}{R} \times \left(\frac{560}{\sigma_u + 160}\right)} \quad \text{mm}$$

Para los datos:

- $F = 100$ (por tratarse de un motor diesel)
- $k =$ constante (variará dependiendo del tramo de eje que estemos calculando)
- $P =$ potencia entregada al eje por los motores (DkW)
- $R =$ revoluciones de diseño del eje
- $\sigma_u =$ carga de rotura mínima del material (600 N/mm^2)
- $\sigma_{\text{elast}} =$ carga de fluencia del material (330 N/mm^2)

Valores de k . El Lloyd's Register establece que:

- $k = 1$ tramo de eje proa
- $k = 1,15$ tramo de eje intermedio
- $k = 1,22$ tramo eje de cola

Se obtiene un diámetro para el eje de proa de:

$$D = 100 \times 1 \times \sqrt[3]{\frac{6518,4}{150} \times \left(\frac{560}{600 + 160}\right)} = 317,55 \text{ mm.}$$

Un eje intermedio de:

$$D = 100 \times 1,15 \times \sqrt[3]{\frac{6518,4}{150} \times \left(\frac{560}{600+160}\right)} = 365,18 \text{ mm.}$$

Un eje de cola de:

$$D = 100 \times 1,22 \times \sqrt[3]{\frac{6518,4}{150} \times \left(\frac{560}{600+160}\right)} = 387,41 \text{ mm.}$$

Estos diámetros exteriores obtenidos, se redondearán al alza para poder ajustarlos a las medidas de los elementos de unión que se van a usar. A partir de ahora se trabajará con los nuevos diámetros que se muestran en la tabla 4.1.

Tabla 4. 1 Diámetro de los ejes

Tramo	Diámetro según norma (mm)	Nuevo diámetro (mm)
Eje de proa	317,55	320
Eje intermedio	365,18	370
Eje de cola	387,41	390

4.3. COMPROBACIÓN DE LOS DIÁMETROS FINALES

El diámetro interior (d) mínimo exigido por el fabricante de la hélice es 110 mm. La Sociedad de Clasificación establece que: si $d \leq 0,4 D$ no será necesario corregir el diámetro exterior ya que se cumplirá la regla del 40%. Comprobémoslo:

- Diámetro eje de proa de 320 mm:
 $0,4 \times 320 = 128 \text{ mm} > 110 \text{ mm}$
- Diámetro eje intermedio de 370 mm:

$$0,4 \times 370 = 148 \text{ mm} > 110 \text{ mm}$$

- Diámetro eje de cola de 390 mm:

$$0,4 \times 390 = 156 \text{ mm} > 110 \text{ mm}$$

Luego no será necesario corregirlos.

También deberá cumplirse que las tensiones cortantes de los ejes sean menores que la máxima del material. Ésta viene dada por la relación $\tau_{\text{cort}} = \frac{\sigma_{\text{elast}}}{\sqrt{3}}$. Luego:

$$\tau_{\text{cort}} = \frac{330}{\sqrt{3}} = 190,53 \text{ N/mm}^2$$

El esfuerzo interno o resultante de las tensiones paralelas (cortantes) a la sección transversal del eje se calculará mediante la fórmula:

$$\tau_{\text{cort}} = \frac{16 \times Mt \times D}{\pi \times (D^4 - d^4)}$$

Donde:

- Mt= momento torsor.
- D= diámetro exterior del eje.
- d= diámetro interior del eje.

El momento torsor o par motor es la componente paralela al eje longitudinal del momento de fuerza resultante de una distribución de tensiones sobre una sección transversal del eje. Se hallará con la fórmula:

$$Mt = \frac{9'55 \times KW}{\text{rpm}}$$

Donde:

- Kw = potencia entregada al eje por los motores.
- Rpm = revoluciones máximas del eje.

$$Mt = \frac{9'55 \times 6518,4}{150} = 415,00 \text{ KN} \times \text{m}$$

Calculemos las tensiones cortantes:

- Eje de proa:

$$\tau_{\text{cort}} = \frac{16 \times 415 \times 10^6 \times 320}{\pi \times (320^4 - 110^4)} = 64,79 \text{ N/mm}^2$$

- Eje intermedio:

$$\tau_{\text{cort}} = \frac{16 \times 415 \times 10^6 \times 370}{\pi \times (370^4 - 110^4)} = 41,83 \text{ N/mm}^2$$

- Eje de cola:

$$\tau_{\text{cort}} = \frac{16 \times 415 \times 10^6 \times 390}{\pi \times (390^4 - 110^4)} = 35,70 \text{ N/mm}^2$$

De todas estas tensiones la máxima es de 64,79 N/mm², por lo que en el peor de los casos se tendrá un coeficiente de seguridad de:

$$\text{Coef} = \frac{\tau_{\text{cort}}}{\tau_{\text{cort max}}} \Rightarrow \text{Coef} = \frac{190,53}{64,79} = 2,94$$

Luego los diámetros son adecuados.

CAPÍTULO 5. SEPARACIÓN MÁXIMA ENTRE APOYOS DE LOS EJES

5.1. SEPARACIÓN MÁXIMA ENTRE APOYOS

El objetivo fundamental es poner el menor número posible de soportes a lo largo de la línea de eje, sin olvidar en ningún momento, la seguridad de la instalación ni las normas de la Sociedad de Clasificación.

Se empezará calculando las distancias entre apoyos, usando los diámetros exteriores obtenidos anteriormente, el diámetro interior de 110 mm y la longitud del eje 37399 mm (distancia comprendida entre la brida del reductor y la conexión con el núcleo de la hélice).

Las longitudes máximas entre apoyos se limitarán verificándose mediante la fórmula de la velocidad crítica de Whirling.

$$n_k = 300 \times \sqrt{\frac{78,3 \times E \times I_{axial}}{G \times L^4}} \quad (5.1) \quad \Rightarrow \quad L = \sqrt[4]{\frac{300^2 \times 78,3 \times E \times I_{axial}}{G \times n_k}} \quad (5.2)$$

Donde:

- n_k = velocidad crítica (rpm)
- E = módulo de Young ($20,6 \times 10^4$ N/mm²)
- G = peso del eje por metro según tramo (Kg/mm)
- L = longitud máxima entre dos apoyos consecutivos (mm)
- I = momento de inercia axial (mm⁴)

La velocidad crítica ha de ser un 20 % mayor que las revoluciones máximas del eje:

$$n_k = 1,2 \times 150 \times 4 = 720 \text{ rpm}$$

Para calcular el peso por metro lineal del eje se usará la fórmula:

$$G = \rho \times A \times L \text{ (kg} \times \text{mm)} \quad (5.3)$$

Donde:

- ρ = densidad del acero
- A = área del eje
- L = longitud (mm)

Se ha tomado una densidad del acero de 7850 Kg/m^3

El área de la sección circular del eje circular del eje se hallará mediante la fórmula:

$$A = \pi \times \frac{D^2 - d^2}{4} \text{ (mm}^2\text{)} \quad (5.4)$$

Donde:

- D = diámetro exterior del eje
- d = diámetro interior del eje

El momento de inercia refleja la distribución de masa del eje propulsor respecto a su eje de giro y se calculará con la siguiente fórmula:

$$I_p = \pi \times \frac{(D^4 - d^4)}{32} \text{ mm}^4 \quad (5.5)$$

5.1.1. Cálculo de la distancia máxima del eje de proa

$$A = \pi \times \frac{320^2 - 110^2}{4} = 70921,45 \text{ mm}^2 \Rightarrow A = 0,070921 \text{ m}^2$$

$$G = 7850 \times 0,070921 \times 1 = 556,73 \text{ (kg} \times \text{m)} \Rightarrow G = 0,56 \text{ (kg} \times \text{mm)}$$

$$I_p = \pi \times \frac{(320^4 - 110^4)}{32} = 1015063312,59 \text{ mm}^4 \Rightarrow I_p = 0,0010150633 \text{ m}^4$$

$$L = \sqrt[4]{\frac{300^2 \times 78,3 \times 20,6 \times 10^4 \times 1015063312,59}{0,56 \times 720}} = 8453,06 \text{ mm}$$

5.1.2. Cálculo de la distancia máxima del eje intermedio

$$A = \pi \times \frac{370^2 - 110^2}{4} = 98017,69 \text{ mm}^2 \Rightarrow A = 0,098018 \text{ m}^2$$

$$G = 7850 \times 0,098018 \times 1 = 769,44 \text{ (kg} \times \text{m)} \Rightarrow G = 0,77 \text{ (kg} \times \text{mm)}$$

$$I_p = \pi \times \frac{(370^4 - 110^4)}{32} = 1825579491,00 \text{ mm}^4 \Rightarrow I_p = 0,0018255795 \text{ m}^4$$

$$L = \sqrt[4]{\frac{300^2 \times 78,3 \times 20,6 \times 10^4 \times 1825579491,00}{0,77 \times 720}} = 9028,34 \text{ mm}$$

5.1.3. Cálculo de la distancia máxima del eje de cola

$$A = \pi \times \frac{390^2 - 110^2}{4} = 109955,74 \text{ mm}^2 \Rightarrow A = 0,109956 \text{ m}^2$$

$$G = 7850 \times 0,109956 \times 1 = 863,15 \text{ (kg} \times \text{m)} \Rightarrow G = 0,86 \text{ (kg} \times \text{mm)}$$

$$I_p = \pi \times \frac{(390^4 - 110^4)}{32} = 2256841622,52 \text{ mm}^4 \Rightarrow I_p = 0,0022568416 \text{ m}^4$$

$$L = \sqrt[4]{\frac{300^2 \times 78,3 \times 20,6 \times 10^4 \times 2256841622,52}{0,86 \times 720}} = 9250,29 \text{ mm}$$

5.2. SITUACIÓN DE LOS APOYOS

Una vez calculadas las distancias máximas de los apoyos, habrá que ver cuántos y dónde se van a poner, teniendo en cuenta los requisitos siguientes:

- El primer apoyo será el inmediato al propulsor. Estará situado lo más próximo posible a la hélice, para reducir al máximo el momento flector, debido al gran peso de la misma.
- Todos los apoyos deben transmitir los esfuerzos a través de la estructura del buque.
- El intervalo entre dos apoyos consecutivos no debe superar la distancia máxima.

Para ubicar la situación de los apoyos, se aprovecharán los elementos resistentes de la estructura teniendo en cuenta que no superen las distancias máximas.

Una vez definida la posición de cada apoyo se tendrán las longitudes reales.

5.3. COMPROBACIÓN DISTANCIA FINAL

Sólo se comprobará el tramo más desfavorable, el de cola, puesto que es el que mayor luz va a tener y es el más restrictivo.

Estará comprendido entre el primer y el segundo apoyo y su distancia es $L=8926 \text{ mm}$.

Si este tramo cumple los requisitos de Whirling y de tensión combinada el resto de tramos también lo harán.

5.3.1. Requisitos de vibración de Whirling

$$n_k = 300 \times \sqrt{\frac{78,3 \times E \times I_{\text{axial}}}{G \times L^4}}$$

$$n_k = 300 \times \sqrt{\frac{78,3 \times 20,6 \times 10^4 \times 1825579491}{0,77 \times 8926^4}} = 736,34 \text{ rpm.}$$

Las revoluciones que se han obtenido 736,34 son superiores a 720, por lo que habrá un margen mejor para que la frecuencia de vibración no coincida con la propia del eje, evitando el temido efecto de resonancia y el deterioro del conjunto por fatiga.

5.3.2. Tensión combinada del acero del eje

Habrà que comprobar que esta tensión está dentro de los límites de la regla del 30% del límite de fluencia ó del 18% del de rotura del material.

La tensión del acero del eje es:

$$\sigma_{\text{comb}} = \sqrt{\sigma_{\text{axial}}^2 + 3 \times \tau_{\text{cort}}^2} \Rightarrow \sigma_{\text{axial}} = \sqrt{\sigma_{\text{comb}}^2 - 3 \times \tau_{\text{cort}}^2}$$

$$\sigma_{\text{axial}} = \sqrt{99^2 - 3 \times 55^2} = 26,94 \text{ N/mm}^2$$

A partir de la siguiente fórmula:

$$M_f = \frac{\sigma_{\text{axial}} \times \pi \times (D^4 - d^4)}{32 \times D} \Rightarrow \sigma_{\text{axial}} = \frac{32 \times M_f \times D}{\pi \times (D^4 - d^4)}$$

Se calculará la tensión axial del tramo intermedio.

Donde:

- M_f = momento flector
- D = diámetro exterior del tramo de eje
- d = diámetro interior del tramo de eje

El momento flector se hallará mediante la fórmula:

$$M_f = \frac{p \times l^2}{8}$$

Ya que la condición de nuestro eje es similar a la de una viga biapoyada

Donde:

- p = peso por metro lineal (N/m)
- l = longitud de la viga (m)

El peso por metro lineal del tramo dado se determinará con la fórmula:

$$\frac{\text{peso}}{m} = \rho \times A \times g$$

Donde:

- ρ = densidad acero 7850 Kg/m³
- A = área de la sección del eje mm²
- g = gravedad 9,81m/s²

El área de una sección transversal del eje viene dado por:

$$A = \pi \times \frac{D^2 - d^2}{4}$$

Así que:

$$A = \pi \times \frac{370^2 - 110^2}{4} = 67370,04 \text{ mm}^2$$

Con lo que se obtiene un peso por metro lineal de:

$$\text{Peso} = 7850 \times 80606,39 \times 10^{-6} \times 9,81 = 7548,2 \text{ N/m}$$

Por lo tanto, el momento flector es:

$$M_f = \frac{7548,2 \times 8,45^2}{8} = 67370,04 \text{ N/m}$$

Y la tensión axial:

$$\sigma_{\text{axial}} = \frac{32 \times M_f \times D}{\pi \times (D^4 - d^4)}$$

$$\sigma_{\text{axial}} = \frac{32 \times 67370,04 \times 10^3 \times 370}{\pi \times (370^4 - 110^4)} = 13,65 \text{ N/mm}^2$$

La tensión cortante viene dada por:

$$\tau_{\text{cort}} = \frac{16 \times M_t \times D}{\pi \times (D^4 - d^4)}$$

$$\tau_{\text{cort}} = \frac{16 \times 415 \times 10^6 \times 370}{\pi \times (370^4 - 110^4)} = 42,06 \text{ N/mm}^2$$

La tensión combinada viene dada por:

$$\sigma_{\text{comb}} = \sqrt{\sigma_{\text{axial}}^2 + 3 \times \tau_{\text{cor tan te}}^2}$$

Así que:

$$\sigma_{\text{comb}} = \sqrt{13,65^2 + 3 \times 42,06^2} = 74,12 \text{ N/mm}^2$$

Comprobaremos si está dentro de los límites:

- 30% de 330 N/mm² = 99 N/mm² ⇒ 99 > 74,12
- 18% de 600 N/mm² = 108 N/mm² ⇒ 108 > 74,12

Luego la tensión combinada del material está dentro de las restricciones impuestas. Por lo tanto es válida la longitud de eje seleccionada.

5.4. COMPROBACIÓN DE LA FRECUENCIA NATURAL A TRAVÉS DE BUREAU VERITAS

Es importante analizar lo que indica la sociedad clasificadora del buque en relación a la frecuencia natural. La Sociedad de Clasificación utilizada no tiene especificado un método concreto para este cálculo, por lo que se ha optado por la Sociedad de Clasificación Bureau Veritas de reconocido prestigio.

Según esta sociedad de clasificación la frecuencia natural viene expresada como:

$$f_n = \frac{a_n}{2 \times \pi} \times \sqrt{\frac{E \times I}{\mu \times l^4}}$$

Donde:

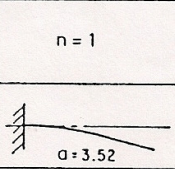
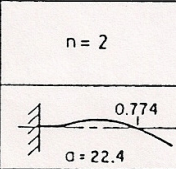
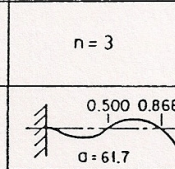
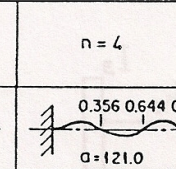
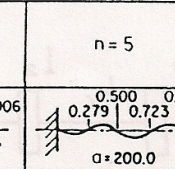
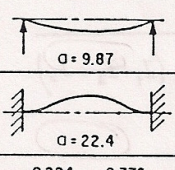
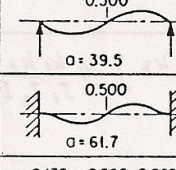
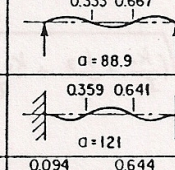
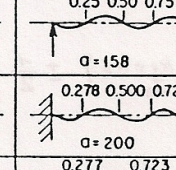
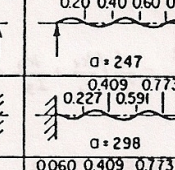
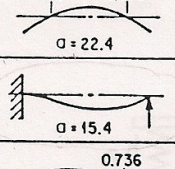
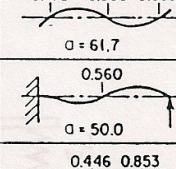
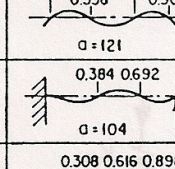
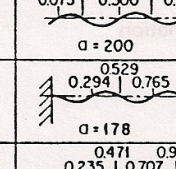
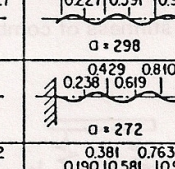
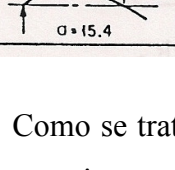
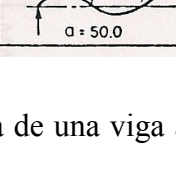
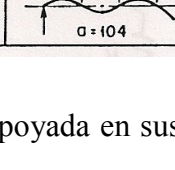
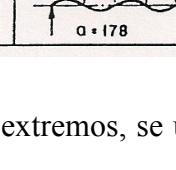
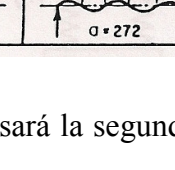
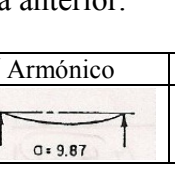
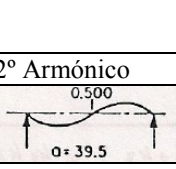
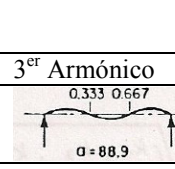
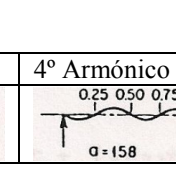
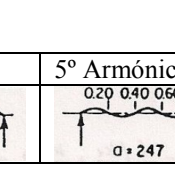
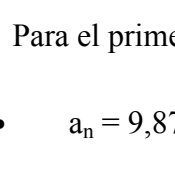
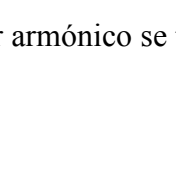
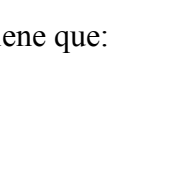


- a_n = Constante según tabla 5.1

DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA DE UN BUQUE ROPAX CON PROPULSIÓN CODAD (4 MOTORES DE 3360 BKW, 2 LÍNEAS DE EJES, 21 NUDOS Y 2500 TONS DE DESPLAZAMIENTO)

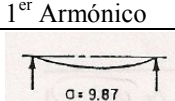
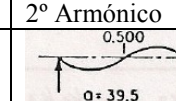
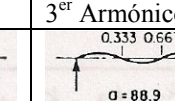
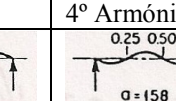
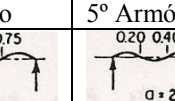
CAPÍTULO 5: SEPARACIÓN MÁXIMA ENTRE APOYOS DE LOS EJES

- $E =$ Módulo de Young (N/m^2)
- $l =$ Longitud de la viga (m)
- $I =$ Momento de inercia lateral (m^4)
- $\mu =$ Masa por unidad de longitud (Kg/m)

Tabla 5. 1 tabla de los armónicos para una viga en distintas situaciones.

n = 1	n = 2	n = 3	n = 4	n = 5
				
				
				
				
				
				

Como se trata de una viga apoyada en sus extremos, se usará la segunda fila de la tabla anterior.

1 ^{er} Armónico	2 ^o Armónico	3 ^{er} Armónico	4 ^o Armónico	5 ^o Armónico
				

Para el primer armónico se tiene que:

- $a_n = 9,87$
- $E = 20,6 \times 10^4 N/mm^2 \Rightarrow E = 2,06 \times 10^{10} N/m^2$

- $l = 8,926 \text{ m}$
- $I = 0,0022568416 \text{ m}^4 \Rightarrow I = 2256841622,52 \times 10^{-12} \text{ m}^4$
- $\mu = 863,15 \text{ Kg/m}$

Luego:

$$f_n = \frac{9,87}{2 \times \pi} \times \sqrt{\frac{206 \times 10^{10} \times 1825579491 \times 10^{-12}}{769,44 \times 8,926^4}} = 15,38 \text{ Hz}$$

Los armónicos restantes se han calculado de manera análoga.

Tabla 5. 2 Frecuencia en Hz y rpm para los distintos armónicos

Eje de cola	1 ^{er} Armónico	2 ^o Armónico	3 ^{er} Armónico	4 ^o Armónico	5 ^o Armónico
Frecuencia (Hz)	15,38	61,55	138,53	246,21	384,9
Frecuencia (rpm) ⁶	922,8	3693	8311,8	14772,6	23094

Las frecuencias naturales de los armónicos (922,8 rpm) están muy alejadas de las 600 rpm que es la frecuencia natural del eje. Luego las longitudes de separación de apoyos propuestas son válidas ya que nunca entrarán en resonancia.

5.5. CÁLCULO DE VIBRACIÓN AXIAL POR LLOYD'S REGISTER

Hay que comprobar que la velocidad crítica de vibración axial sea mayor que la frecuencia natural del eje. Calculémosla:

⁶ La frecuencia en rpm se ha obtenidos multiplicando los Hertzios por 60.

$$150 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \times \frac{\text{min}}{60 \text{ s}} \times 4 = 10\text{Hz} \Rightarrow 10 \times 1,2 = 12\text{Hz} \Rightarrow 720 \text{ rev / min}$$

Donde:

- 150 rpm son las revoluciones máximas del eje.
- 4 es el número de palas de la hélice.
- 1,2 es el incremento de seguridad.

Así que la velocidad crítica deberá ser mayor que 720 rev / min.

La fórmula para el cálculo de la velocidad crítica se ha extraído de las normas de la Sociedad de Clasificación volumen 2, Part 5, Chapter 2, Section 3.2. y es la siguiente:

$$N_c = \frac{0,98}{n} \times \left(\frac{ab}{a+b} \right)^{1/2} = (\text{rev / min})$$

Donde:

N_c = Velocidad crítica (rev/min)

$$a = \frac{E}{Gl^2} (66,2 + 97,5A - 8,88A^2)^2 = (\text{c / min}^2)$$

$$b = 91,2 \frac{k}{M_e} = (\text{c / min}^2)$$

n = número de palas de la hélice.

E = Módulo de elasticidad del material del eje (N/mm^2)

G = Densidad del material (Kg/mm^3)

l = Longitud de la línea de eje entre la hélice y el cojinete de empuje (mm)

$$A = \frac{m}{M}$$

M = peso de la hélice (Kg)

$m = 0,785 \times (D^2 - d^2) \times G \times l$ = masa del eje considerada en Kg

D = Diámetro exterior (mm)

d = Diámetro interior (mm)

$M_e = M \times (A + 2)$

k = rigidez cojinete de empuje (N/m)

A partir de los datos:

D = 320 mm

d = 110 mm

l = 37399mm

M = 7100 kg

n = 4

$k = 3,15 \times 10^9$ N/m

E = 206000 N/mm²

$G = 7,85 \times 10^{-6}$ Kg/mm³

Y realizando los cálculos pertinentes:

$m = 0,785 \times (D^2 - d^2) \times G \times l = 20810,72$ kg

$$A = \frac{20810,72}{7100} = 2,93$$

$$a = \frac{206000}{7,85 \times 10^{-6} \times 37399^2} (66,2 + 97,5 \times 2,93 - 8,88 \times 2,93^2)^2 = 1426005,40 \text{ c/min}^2$$

$$M_c = 7100 \times (2,93 + 2) = 35010,72$$

$$b = 91,2 \times \frac{3,15 \times 10^9}{35010,72} = 8205487,36 \text{ (c/min}^2\text{)}$$

$$N_c = \frac{0,98}{4} \times \left(\frac{1426005,40 \times 8205487,36}{1426005,40 + 8205487,36} \right)^{1/2} = 1009,35 \text{ rev/min}$$

Obtenemos que:

$$N_c = 1009,35 \text{ rev/min} > 720 \text{ rev/min}$$

CAPÍTULO 6. CÁLCULO DE LAS UNIONES DE LOS EJES DE LA TRANSMISIÓN

El diseño de los acoplamientos se hará desde el punto de vista estructural o resistente, utilizando los mismos criterios dimensionales usados en el diseño de los ejes que acoplan y de forma que no reduzcan la capacidad mecánica de la transmisión. En consecuencia, los acoplamientos podrán soportar y transmitir íntegramente todos los esfuerzos a los que se ven sometidos los ejes que conecta.

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. 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.

6.1. TIPOS DE ACOPLAMIENTOS

6.1.1. 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.
- Las máquinas que conectan son soportadas rígidamente.
- Se necesita de alineación muy precisa que se debe de mantener durante la operación de trabajo.
- Estabilidad térmica, es decir ausencia de pequeñas dilataciones relativas.

6.1.2. 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. La alineación requerida es menos precisa.

Podemos destacar como principales casos de utilización:

- Conectando máquinas con soportado elástico.
- Cuando las máquinas están sobre una base poco rígida.

6.1.3. 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 éste una deformación torsional elástica significativamente mayor que la de los ejes que acoplan.

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.

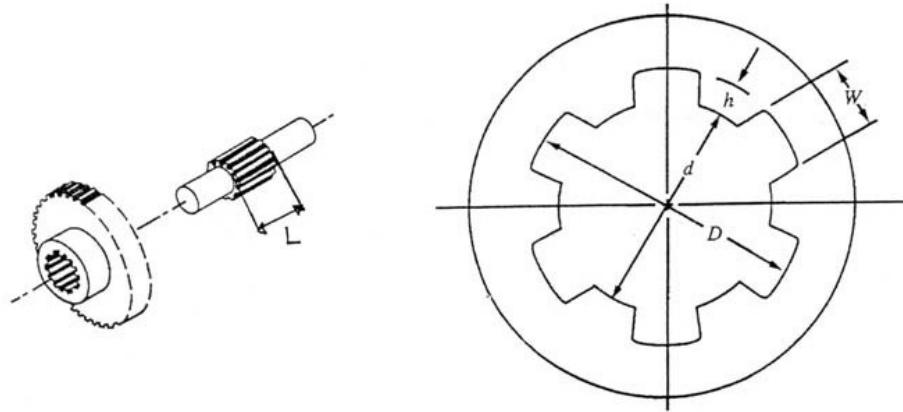
6.2. TIPOS DE UNIONES BASADAS EN EL EFECTO DE FORMA

6.2.1. 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.

Figura 6.1 Unión estriada



Apuntes Cálculo Estructural

6.2.2. Por inserción de elementos de bloqueo

6.2.2.1. Unión de bridas empernadas

Es la unión más común y tradicional en la construcción naval. La unión es simple y consiste en enfrentarse las bridas o platos a unir, realizándose a ambos taladros pasantes, diametralmente opuestos, del mismo diámetro concéntrico al que se ajustan los pernos. Éstos deben ser perpendiculares a la superficie de contacto entre bridas. Los pernos transmiten el par torsor trabajando a esfuerzo cortante.

Figura 6.2 Bridas empernadas



Apuntes Cálculo Estructural

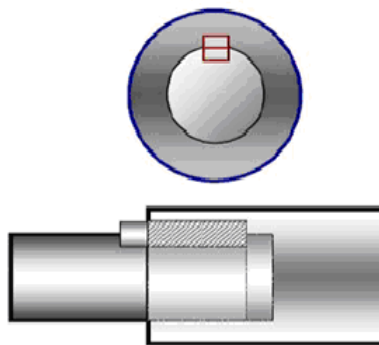
6.2.2.2. Uniones de chavetas

Se denomina así a la unión macho-hembra entre dos elementos (conductor y conducido) montados con ajuste, en la que el bloqueo al giro se efectúa por la inserción de otro elemento resistente dispuesto en una acanaladura practicada sobre una generatriz común.

El elemento de inserción se denomina chaveta y la acanaladura practicada en cada uno de los elementos unidos se denomina chavetero.

Las dimensiones de las chavetas dependen del momento torsor a transmitir y, por tanto, directamente relacionadas con el diámetro del eje.

Figura 6. 3 Unión enchavetada



Apuntes Cálculo Estructural

6.2.3. Por la acción de fuerzas de rozamiento

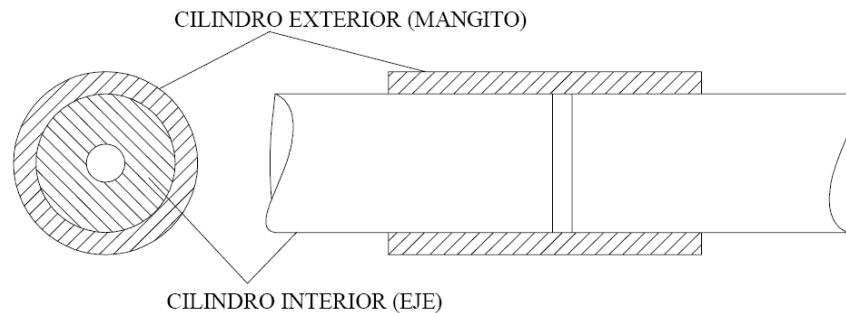
6.2.3.1. Unión de interferencia

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.

Figura 6. 4 Unión por interferencia

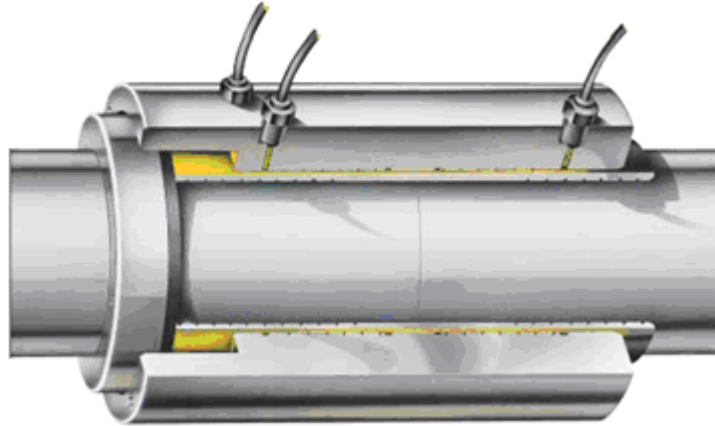


6.2.3.2. Unión de interferencia hidráulica

El origen y el soporte técnico son similares 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, que actúa además como obturador de aceite. El elemento externo es desplazado hidráulicamente sobre el manguito intermedio produciendo un efecto adicional de acuanamiento.

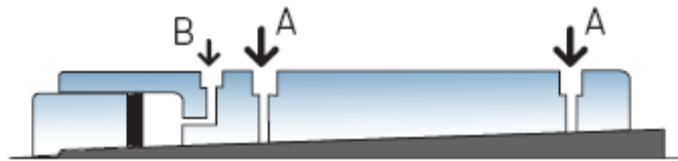
Figura 6. 5 Unión por interferencia hidráulica



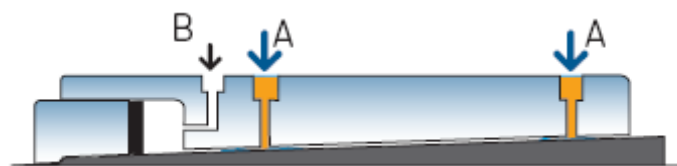
Este tipo de unión es la que proporciona los mejores efectos hidrodinámicos ya que presenta una menor resistencia al avance del buque.

Procedimiento de montaje de las uniones de interferencia hidráulica

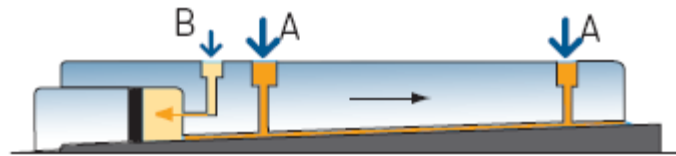
El acoplamiento se coloca de tal forma que quede repartida toda su longitud en dos partes iguales entre los dos ejes a unir.



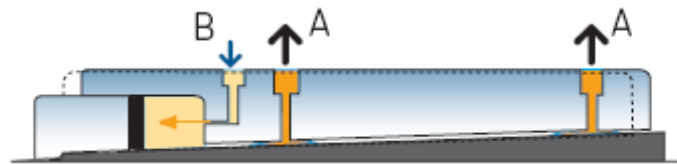
El aceite es inyectado a alta presión (A), para crear una película entre la cara interior del manguito cónico y la cara exterior del eje. Así se consigue eliminar el contacto de las mismas para reducir la fricción.



Cuando hay una buena película de aceite entre las superficies interiores, se bombea aceite por la conexión de baja presión (B) haciendo que el elemento exterior se desplace en sentido axial y produciendo un acuñaamiento entre el eje y el manguito cónico.



Cuando se alcanza la posición final, se para la bomba y se libera la presión de las conexiones A, aunque la cámara de presión de la conexión B seguirá presurizada.



Una vez drenado el aceite de las superficies de contacto y restaurada la fricción entre los elementos a unir se despresurizará la conexión B. Cuando están taponadas todas las conexiones ya está lista la unión.



6.3. SELECCIÓN DE LAS DISTINTAS UNIONES

En la elección del tipo de unión se ha tenido en cuenta las condiciones de contorno:

- Espacio disponible.
- Facilidad de montaje y desmontaje.

- Frecuencia de desmontaje.
- Rapidez de montaje y desmontaje.
- Fiabilidad.

Y los elementos a unir:

- Del tipo eje a eje
- Tramo de proa a tramo intermedio
- Tramo intermedio a tramo de cola
- Eje a reductor
- Reductor a motor propulsor

Las uniones de los tramos de eje a eje y la brida del eje al reductor, serán por interferencia hidráulica. En su elección se tendrá en cuenta el diámetro exterior del eje a unir y el par torsor a transmitir.

La unión de la brida del eje a la brida del reductor se hará mediante tornillos.

Las distintas uniones se elegirán de las tablas contenidas en el anexo y han sido obtenidas del catálogo OK shaft coupling de la casa SKF.

6.3.1. Unión eje/eje

6.3.1.1. Tramo de proa a tramo intermedio

Para la unión de eje a eje se usarán las del tipo OKC, seleccionando el más adecuado en el catálogo del anexo.

Teniendo en cuenta el par máximo a transmitir más un 30% de margen de seguridad, 539,5 kN×m, y el diámetro exterior del tramo de proa, 320 mm, se elegirá OKC 320 ya que el par torsor máximo que puede transmitir es de 852 kN×m que es superior al necesario.

6.3.1.2. Tramo intermedio a tramo de cola

En la elección de este tramo se han usado los mismos criterios que en el anterior, pero con los datos:

$$\text{Momento torsor} = 539,5 \text{ kN}\times\text{m}$$

$$\text{Diámetro exterior} = 370 \text{ mm}$$

Se elegirá el acoplamiento OKC 370 que puede transmitir un par torsor de 1320 kN×m superior al necesario.

6.3.2. Unión eje/reductor

En esta unión un extremo se fijará al eje por presión hidráulica y el otro extremo se unirá a la brida del reductor mediante pernos. El cálculo de estos últimos se verá detalladamente en el siguiente capítulo.

Para la elegir la unión, se ha seguido el mismo criterio anterior pero usando la tabla OKF 310-700 y con los datos:

$$\text{Momento torsor} = 539,5 \text{ kN}\times\text{m}$$

$$\text{Diámetro exterior} = 320 \text{ mm}$$

Se elegirá el acoplamiento OKF 320, con capacidad de transmitir un par torsor de 852 kN×m, superior al necesario.

6.3.3. Acoplamiento entre motor propulsor y reductor

Entre el motor y el reductor se usará un acoplamiento del tipo torsioelástico, de la casa Vulkan, que es capaz de absorber las desviaciones axiales, angulares y torsionales.

El momento máximo a transmitir deberá ser menor o igual que el par nominal del acoplamiento.

El momento máximo viene dado por:

$$M_t = \frac{9,55 \times kW}{rpm}$$

Para kW= 3360 y rpm= 150, se obtiene que:

$$M_t = \frac{9,55 \times 3360}{750} = 42,78 \text{ kN} \times \text{m}$$

Teniendo este dato en cuenta, se elegirá el acoplamiento RATO R G 312Z R, del catálogo que se muestra en el anexo, con un par nominal de 50 kN×m, con desplazamientos axial y radial de 7 y 17 mm, respectivamente.

CAPÍTULO 7. CÁLCULO DE LA UNIÓN EMPERNADA

7.1. DATOS DE LA BRIDA DEL REDUCTOR

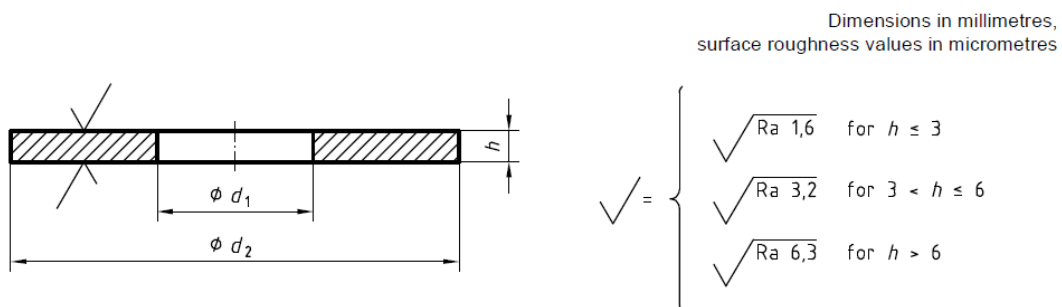
Se propone una brida de salida de potencia del reductor con las siguientes características:

Número de taladros	8
Diámetro de los taladros	64 mm
Diámetro entre taladros	592,6 mm
Espesor de la brida	64 mm

7.2. DIMENSIONES DE LA ARANDELA SEGÚN ISO 7089

Atendiendo a la norma ISO 7089, las arandelas serán ISO 7089-64 HV 200.

Figura 7. 1 Arandela ISO 7089



Norma ISO 7089

Tabla 7. 1 Dimensiones arandela 64 HV 200

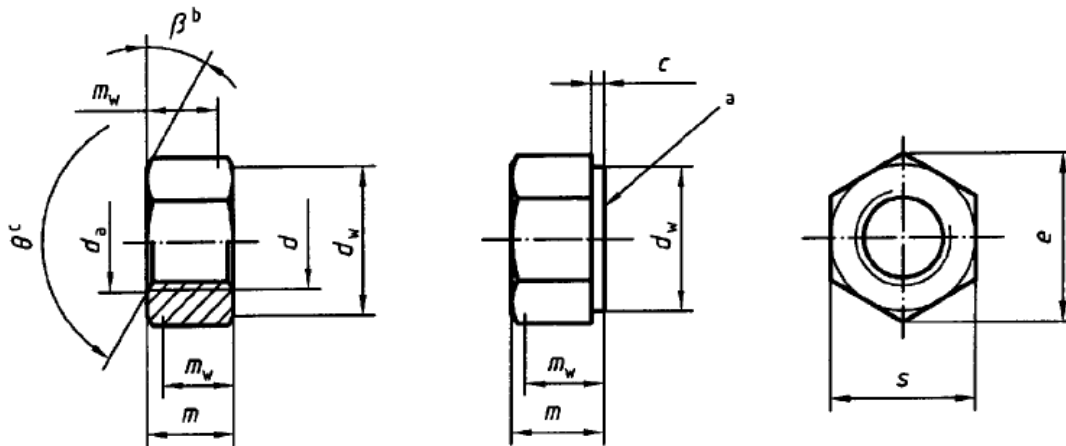
Nominal size (Nominal thread diameter, d)	Clearance		Outside diameter		Thickness		
	d ₁		d ₂		h		
	nom (mín)	máx	nom (máx)	mín	nom	máx	mín
64 mm	70 mm	70,4 mm	115 mm	113,6 mm	10 mm	11 mm	9 mm

7.3. DIMENSIONES DE LA TUERCA SEGÚN ISO 4032

Atendiendo a la norma ISO 4032, se usarán tuercas hexagonales ISO 4032-M64-

8.

Figura 7. 2 Tuerca ISO 4032



Norma ISO 4032

7.4. CÁLCULOS POR SOCIEDAD DE CLASIFICACIÓN

7.4.1. Diámetro mínimo de los pernos

La calidad del material de los pernos, será la correspondiente a la de un perno de la clase 8.8, según ISO 4014.

El diámetro de los pernos es de 64 mm. Se comprobará su idoneidad.

Según las normas de la Sociedad de Clasificación volumen 2, Part 3, Chapter 2, Section 4.7.1, el diámetro de los pernos no debe ser menor que el obtenido en la siguiente fórmula:

$$d_b = \sqrt{\frac{240 \times 10^6 \times P}{n \times D \times \sigma_u \times R}} \quad \text{mm}$$

Donde:

- n = número de pernos
- D = diámetro primitivo entre centro de pernos (mm)
- σ_u = límite elástico de los pernos (N/mm^2)
- P = potencia (kW)
- R = revoluciones de la hélice

Comprobémoslo.

Los datos de partida son:

- $n = 8$
- $D = 592,6 \text{ mm}$

- $\sigma_u = 640 \text{ N/mm}^2$
- $P = 6518,4 \text{ kW}$
- $R = 150 \text{ rpm}$

$$d_b = \sqrt{\frac{240 \times 10^6 \times 6518,40}{8 \times 592,6 \times 640 \times 150}} = 58,63 \text{ mm}$$

Luego el diámetro de los pernos cumple esta norma.

7.4.2. *Espesor mínimo de la brida*

El espesor de la brida del acoplamiento OKF 320 es 64 mm.

Según las normas de la Sociedad de Clasificación en el volumen 2, Part 3, Chapter 2, Section 4.8.1, el espesor mínimo de la brida será igual al diámetro mínimo del perno.

En el apartado anterior se ha obtenido un diámetro mínimo de 58,63 mm. Luego el espesor de la brida cumple la norma.

7.5. CÁLCULO DE LA LONGITUD TOTAL DEL PERNO

La longitud del perno estará determinada por:

- Espesores de las bridas
- Espesor de la arandela
- Espesor de la tuerca

La longitud mínima viene dada por:

$$L = t_1 + t_2 + s + m$$

Donde:

t_1 = espesor brida del reductor

t_2 = espesor brida del eje

s = espesor de la arandela

m = espesor de la tuerca

Se usarán pernos de cabeza hexagonal ISO 4014-M64×260-8.8, arandelas ISO 7089-64 HV 200 y tuercas hexagonales ISO 4032-M64-8. Así que los datos son:

$t_1 = 64 \text{ mm}$

$t_2 = 64 \text{ mm}$

$s = 10 \text{ mm}$

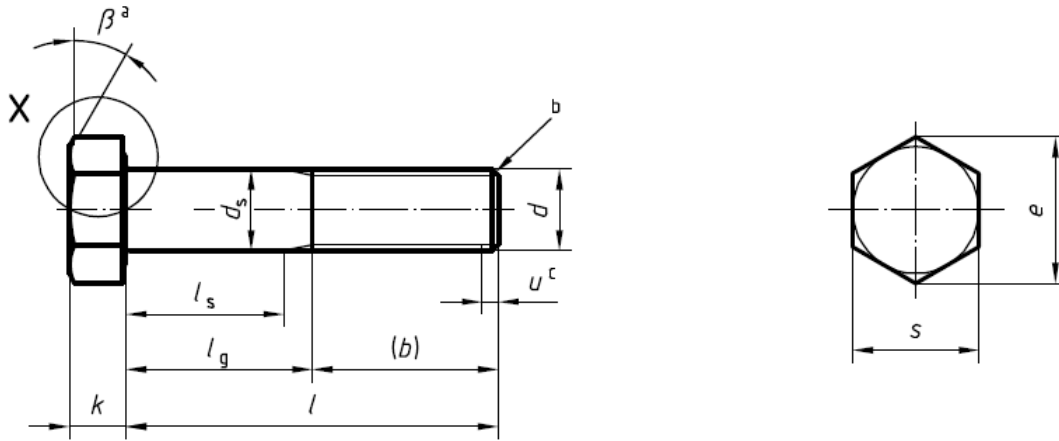
$m = 51 \text{ mm}$

Luego la longitud mínima es:

$L = 64 + 64 + 10 + 51 = 189 \text{ mm}$

Se usarán tornillos de 260 mm que son de una longitud mayor que la mínima exigida.

Figura 7. 3 Perno ISO 4014



Norma ISO 4014

Tabla 7. 2 Dimensiones M64x260-8.8

d_1	L	l_s	e	s
64 mm	260 mm	77 mm	104,86 mm	95 mm

7.6. CÁLCULOS DIRECTOS

Estos cálculos se realizarán para poder compararlos con los obtenidos por la Sociedad de Clasificación.

7.6.1. Diámetro de los pernos de la brida

Como norma, las características mecánicas del material de los pernos, ha de ser superior a la de las bridas que va a unir. Luego al menos serán de:

- $\sigma_{\max} = 600 \text{ N/mm}^2$
- $\sigma_{\text{elast}} = 330 \text{ N/mm}^2$

- $\tau_{\text{cort}} = 190,53 \text{ N/mm}^2$

Los pernos que se utilizarán serán de la clase 8.8 y, según la ISO 898-1, sus características mecánicas son:

- límite de rotura (σ_{max}) = 800 N/mm^2
- límite elástico 640 N/mm^2

Sabemos que:

$$\tau_{\text{cort}} = \frac{\sigma_{\text{elast}}}{\sqrt{3}}$$

Así que la τ_{cort} del perno clase 8.8 será:

$$\tau_{\text{cort}} = \frac{640}{\sqrt{3}} = 369,5 \text{ N/mm}^2$$

En una unión de bridas empernadas, los pernos transmiten el par torsor trabajando a esfuerzo cortante. La sección crítica del perno es la correspondiente a $\frac{\pi \times d^2}{4}$. Luego el esfuerzo cortante que tienen que soportar los pernos viene dado por la siguiente fórmula:

$$F_c = n_{\text{per}} \times \tau \times \pi \times \frac{d_{\text{per}}^2}{4} \quad (7.1)$$

Donde:

- n_{per} = Número de pernos
- τ = Tensión cortante del perno
- d_{per} = Diámetro de los pernos

Si D_p es el diámetro entre centros de pernos, la capacidad de transmisión de par torsor de los pernos trabajando a esfuerzo cortante es:

$$M_t = F_c \times \frac{D_p}{2} \quad (7.2)$$

Despejando de F_c de (7.2):

$$F_c = \frac{M_t \times 2}{D_p}$$

Y sustituyendo en (7.1) y operando convenientemente, se obtiene el esfuerzo cortante máximo que puede soportar cada perno:

$$\tau = \frac{F_c \times 4}{n_{\text{per}} \times \pi \times d_{\text{per}}^2}$$

Sabiendo que:

- $n_{\text{per}} = 8$
- $d_p = 64 \text{ mm}$
- $D_p = 592,6 \text{ mm}$
- $M_t = 415 \text{ kN}\times\text{m}$

Y haciendo los cálculos oportunos:

$$F_c = \frac{415 \times 10^6 \times 2}{592,6} = 1400623,69 \text{ N}$$

$$\tau = \frac{1400623,69 \times 4}{6 \times \pi \times 64^2} = 54,42 \text{ N/mm}^2$$

Obtenemos una tensión cortante de 54,42 N/mm² frente a los 369,5 N/mm². Se puede comprobar que existe un margen de seguridad de 6.79.

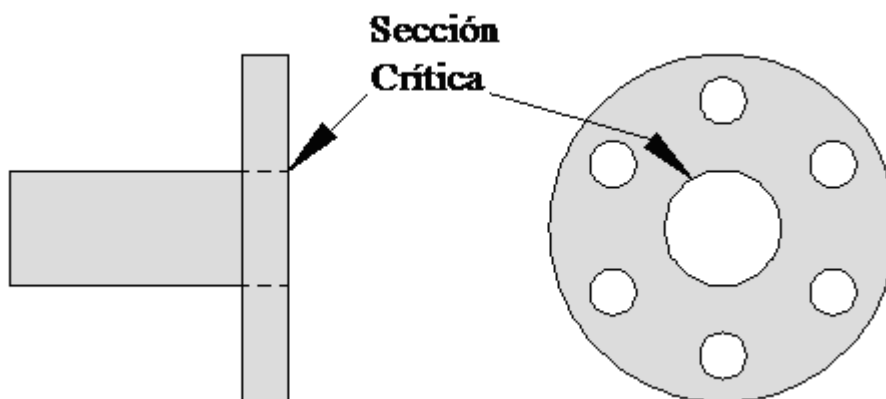
7.6.2. Espesor mínimo de la brida

El análisis del espesor mínimo de la brida se realizará a esfuerzos cortantes y a esfuerzos normales.

7.6.2.1. Análisis a esfuerzo cortante

Sabemos que la zona crítica es la unión de la brida al eje, o al núcleo del acoplamiento, también llamado cubo.

Figura 7. 4 Sección crítica de la brida



Si τ es la tensión cortante de trabajo que se permitirá al material de la brida, el momento que podrá transmitirse será:

$$M_t = \tau \times \pi \times D \times t \times \frac{D}{2} \quad (7.3)$$

Donde:

- D = Diámetro del eje o del cubo

- t = espesor mínimo de la brida

Despejando “ t ” de (7.3), se tendrá el espesor mínimo:

$$t = \frac{M_t \times 2}{\tau \times \pi \times D^2}$$

Los datos son:

- $M_t = 415 \text{ kN}\times\text{m}$
- $\tau_{\text{cort}} = 190,53 \text{ N/mm}^2$
- $D = 320 \text{ mm}$

Luego:

$$t = \frac{415 * 10^6 \times 2}{190,53 \times \pi \times 320^2} = 13,54 \text{ mm}$$

7.6.2.2. Análisis a esfuerzo normal

Los esfuerzos normales se producirán en la superficie de contacto entre los pernos y la brida.

Si σ es la tensión normal de trabajo que se permitirá al material de la brida, el momento que podrá transmitirse será:

$$M_t = \sigma \times d \times t \times n \times \frac{D_p}{2} \quad (7.4)$$

Donde:

- d = diámetro de los pernos
- t = espesor de la brida

- n = número de pernos
- D_p = diámetro entre centro de pernos

Despejando “ t ” de (7.4), se tendrá el espesor mínimo:

$$t = \frac{M_t \times 2}{\sigma \times d \times n \times D_p}$$

Los datos son:

- $M_t = 415 \text{ kN}\times\text{m}$
- $\sigma = 330 \text{ N/mm}^2$
- $d = 64 \text{ mm}$
- $n = 8$
- $D_p = 592,6 \text{ mm}$

Luego:

$$t = \frac{415 \times 10^6 \times 2}{330 \times 64 \times 8 \times 592,6} = 8,29 \text{ mm}$$

Conclusión:

Según los datos obtenidos en el análisis tanto a cortante como a normal, se tomará como espesor mínimo el de mayor valor, 13,54 mm, ya que con este espesor la brida será capaz de soportar los esfuerzos normales y cortantes.

CAPÍTULO 8. CÁLCULO DE LA SITUACIÓN DE LOS APOYOS

A continuación se mostrará la situación más adecuada de los apoyos.

Los cálculos se han realizado con un software de resistencia de materiales llamado DT Beam y teniendo en cuenta las características del eje.

Los segmentos de los ejes en los que se encuentran los acoplamientos se han considerado como tramos de un diámetro mayor: el diámetro exterior del acoplamiento.

La situación de los apoyos se ha obtenido tras varias pruebas, modificando la distancia de los apoyos que lo permitían.

Conocida estas distancias se obtendrán las reacciones que hay en cada apoyo, las tensiones axiales, los esfuerzos cortantes y la flecha máxima (δ) entre dos apoyos consecutivos.

8.1. DATOS DE PARTIDA PARA TRABAJAR CON SOFTWARE

Las unidades que se han usado para trabajar con el programa son las siguientes:

- Distancia entre los apoyos: mm
- Área: mm²
- Momentos de inercia: mm⁴
- Elasticidad del acero: kN/mm²
- Densidad del acero: kN/mm³

8.1.1. Cargas distribuidas por metro

8.1.1.1. Acoplamientos

- OKC 320: 10,26 kN
- OKC 370: 13,52 kN

8.1.1.2. Tramo de ejes

- Proa: 5,57 kN
- Intermedio: 7,69 kN
- Cola: 8,63 kN

8.1.2. Cargas puntuales

- Hélice: 71 kN

8.1.3. Área de las secciones

8.1.3.1. Segmentos de los ejes

- Proa: 70921,45 mm²
- Intermedio: 98017,69 mm²
- Cola: 109955,74 mm²

8.1.3.2. Segmentos de los acoplamientos

- OKC 320: 202868,35 mm²
- OKC 370: 273240,02 mm²

8.1.4. Momento de inercia

8.1.4.1. Segmentos de los ejes

- Proa: 1015063312,59 mm⁴
- Intermedio: 1825579491,00 mm⁴
- Cola: 2256841622,52 mm⁴

8.1.4.2. Segmentos de los acoplamientos

- OKC 320: 7163788454,2 mm⁴
- OKC 370: 12709076478 mm⁴

8.1.5. Módulo de elasticidad del acero (E)

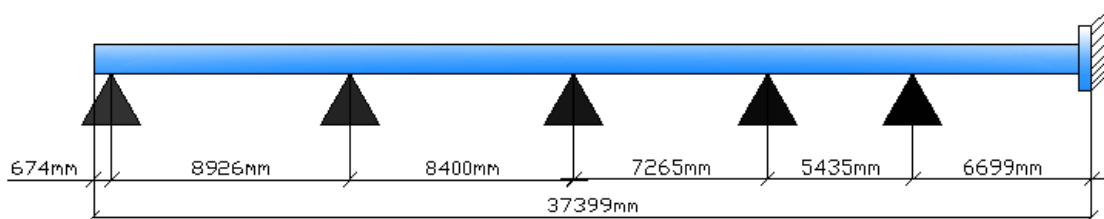
- Acero C45E: 206 kN/mm²

8.1.6. Densidad del acero (ρ)

- ρ : $7,85 \times 10^{-8}$ kN/mm³

8.1.7. Distancia entre los apoyos

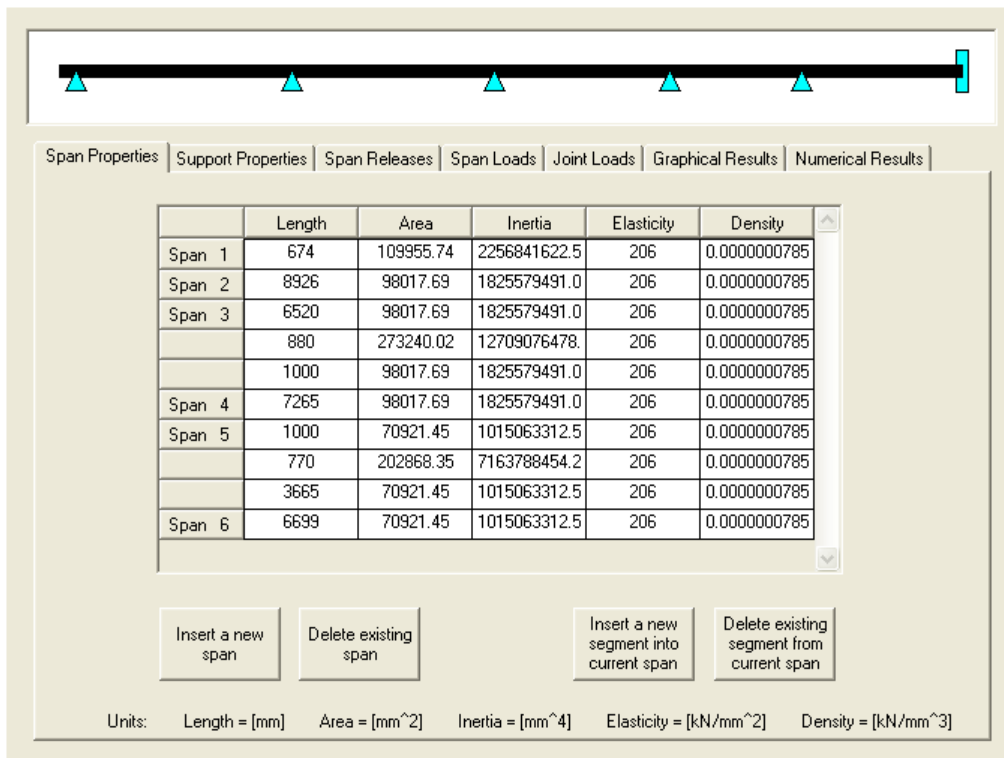
Figura 8. 1 Distancia entre apoyos



8.2. DATOS OBTENIDO CON EL SOFTWARE

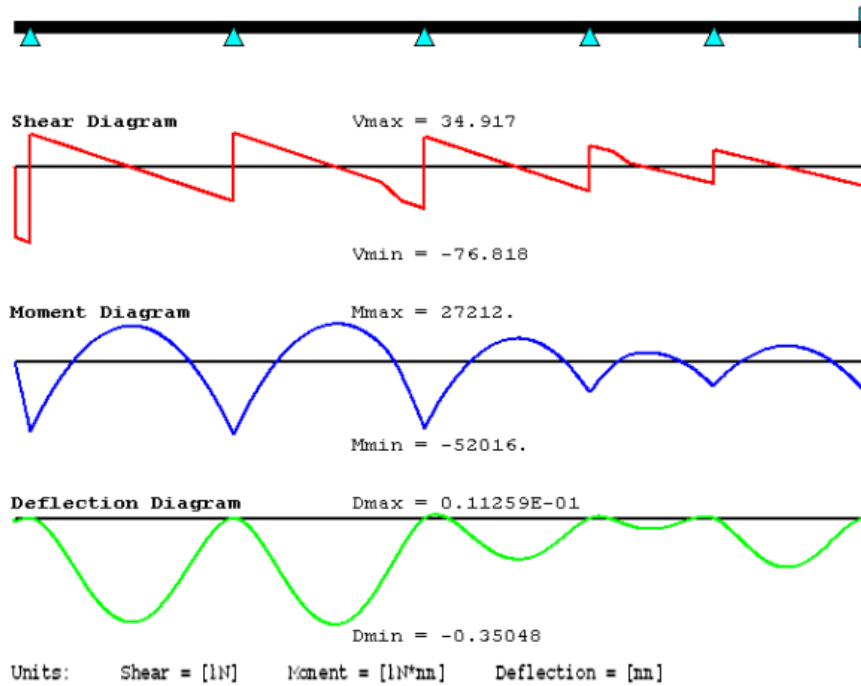
Tras introducir todos los siguientes datos en el programa:

Figura 8. 2 Datos introducidos en el software



Se han obtenido los siguientes resultados:

Figura 8. 3 Diagramas de cortante, momentos y flecha



Y que se detallan a continuación.

8.2.1. Reacciones en los apoyos

Tabla 8. 1 Reacciones en los distintos apoyos

JOINT	X-REACTION	Y-REACTION	Z-MOMENT
1	0,00000	110.91106	0,00000
2	0,00000	69.50400	0,00000
3	0,00000	73.28191	0,00000
4	0,00000	46.35127	0,00000
5	0,00000	34.22748	0,00000
6	0,00000	19.38856	-22474.40501

8.2.2. Esfuerzos cortantes máximos y mínimos

$$V_{\max} = 34,917 \text{ kN}$$

$$V_{\min} = -76,818 \text{ kN}$$

8.2.3. Momentos máximos y mínimos

$$M_{\max} = 27212 \text{ kN}\times\text{mm}$$

$$M_{\min} = -52016 \text{ kN}\times\text{mm}$$

8.2.4. Flexión máxima y mínima

La flecha máxima entre dos apoyos consecutivos debe ser, en valor absoluto, igual o menor a un milímetro en cada tramo.

$$D_{\max} = 0,01 \text{ mm}$$

$$D_{\min} = -0,35 \text{ mm}$$

8.3. COMPROBACIÓN POR CÁLCULO DIRECTO CON LOS DATOS OBTENIDOS

Hay que hallar el límite elástico y comprobar que es inferior al 30% del límite de elasticidad del material del eje, 330 N/mm^2 .

$$330 \times 0,3 = 99 \text{ N/mm}^2$$

Luego hay que comprobar que el límite elástico sea inferior a 99 N/mm^2 .

El límite elástico viene dado por:

$$\sigma_{\text{axial}} = \frac{32 \times |M_f| \times D}{\pi \times (D^4 - d^4)}$$

Donde:

- σ_{axial} = sigma axial ó de fluencia (N/mm²)
- Mf = momento flector (N)
- D = diámetro exterior del eje (mm)
- D = diámetro interior del eje (mm)

Los datos son:

- Mf = 87358000 N
- D = 390 mm
- D = 110 mm

Luego:

$$\sigma_{axial} = \frac{32 \times 87358000 \times 390}{\pi \times (390^4 - 110^4)} = 15,10 \text{ N/mm}^2$$

Así que: $15,10 \text{ N/mm}^2 < 26,94 \text{ N/mm}^2$.

CAPÍTULO 9. ELECCIÓN DE LOS APOYOS Y SELLOS DE BOCINA

9.1. APOYOS

Debido a la gran longitud que tienen los ejes de transmisión de potencia, es muy importante que éstos mantengan su alineación y geometría de diseño. Ésta se consigue intercalando uno ó varios apoyos entre el primer punto de apoyo, que será el más cercano a la hélice, y el último, que será la unión del eje con la caja de engranajes.

Estos soportes deben facilitar la transmisión de potencia, reduciendo al máximo las pérdidas por fricción entre el cojinete y el eje.

Dependiendo de la situación del apoyo se puede diferenciar entre:

- Apoyo del arbotante: es el más cercano a la hélice.
- Apoyos del tubo de bocina: estarán ubicados dentro del tubo de bocina.
- Apoyos intermedios: situados dentro del casco del buque.

Es importante que el material:

- tenga un coeficiente de rozamiento reducido.
- sea un buen transmisor del calor para que no se produzca una acumulación excesiva de calor, dañando o perjudicando el ajuste creado.
- tenga una cierta dureza para evitar que se deforme por la carga que actúa sobre él.

Entre los materiales que cumplen estas propiedades, podemos encontrar:

- Metales blancos: son aleaciones de metales blandos (estaño, plomo, etc.), de bajo punto de fusión, que se funden sobre un soporte metálico al que se adhieren fuertemente y, posteriormente, son mecanizados con grado fino. Generalmente operan con lubricación de aceite.
- Materiales sintéticos rígidos: son derivados plásticos como el tufnol. Son fácilmente mecanizables. Presentan coeficientes de fricción muy bajos, incluso algunos no necesitan lubricación adicional; éstos reciben el nombre de “auto- lubricados”.
- Materiales sintéticos flexibles: son derivados de la goma y caucho; también se vulcanizan sobre un soporte similar a los del metal blando. Esta composición es poco rígida, permitiendo una cierta elasticidad en el soportado que absorbe ruidos y vibraciones. Son especialmente utilizados en arbotantes y bocinas para aprovechar su principal particularidad, como es la lubricación con agua de mar y su inalterabilidad ante ésta.

Principalmente, los apoyos se pueden clasificar, por su forma constructiva, en dos grandes grupos: cojinetes de fricción y cojinetes de rodamiento.

Los cojinetes de fricción son unos casquillos de materiales antifricción, sobre los que se apoyan los ejes para que puedan girar. Pueden ser de una pieza, lo que conlleva a que su montaje sea axialmente, ó compuesto por dos o más sectores, lo que nos facilitaría el montaje y desmontaje.

Tienen la ventaja de su marcha tranquila y silenciosa y que pueden construirse partidos en dos, haciendo posible un montaje y desmontaje radial.

Tienen el inconveniente de que no son indicados en los casos en que se deseen elevado número de revoluciones, a no ser que la carga que gravita sobre ellos sea mínima.

En los cojinetes de rodamientos, se intercalan entre el eje y el soporte, una pista exterior y otra interior. Entre ellas, se alojan unas bolas o rodillos que sustituyen el rozamiento de fricción por el de rodadura, que es mucho menor.

Tienen las ventajas de que el calentamiento y el desgaste son pequeños, admiten mayores presiones, tanto radiales como axiales, y permiten mayores velocidades.

9.2. CÁLCULO DE LOS COJINETES DE LOS APOYOS

Se usarán cojinetes de metal blanco con base de plomo (SnSb12Cu6Pb) del fabricante Cedervall & Söner. La fijación del cojinete al tubo de bocina se hará mediante resina de epoxi. Por ello, habrá que tener en cuenta refrigeración positiva, orificios de venteo en la parte superior y sensores de temperatura a distancia con alarma, según la Sociedad de Clasificación Volumen 2, Part 3, Chapter 2 Section 4.16.1.

El eje tendrá un incremento de seis milímetros de diámetro en cada punto de apoyo, con una longitud igual a la longitud del apoyo más cien milímetros. Este incremento de diámetro permitiría realizar, si fuese necesario, rectificadores de la superficie de contacto del eje, sin llegar a reducir el diámetro exterior de diseño.

Según la Sociedad de Clasificación Volumen 2, Part 3, Chapter 2 section 4.16.2., la longitud de los cojinetes de cola refrigerados por aceite, será aproximadamente dos veces su diámetro y la presión nominal que soportan no excederá de $0,8 \text{ N/mm}^2$. La longitud de los demás cojinetes de bocina no será inferior a una vez y medio el diámetro del eje que portan.

Para los cálculos se deben conocer los siguientes datos:

- Diámetro exterior del eje.
- Carga estática en el apoyo.
- Longitud mínima del cojinete.
- Material del cojinete.
- Tipo de refrigeración.

Las cargas estáticas de los apoyos son las reacciones obtenidas con el software en el capítulo anterior.

La presión nominal que soportará cada cojinete se obtendrá de la siguiente fórmula:

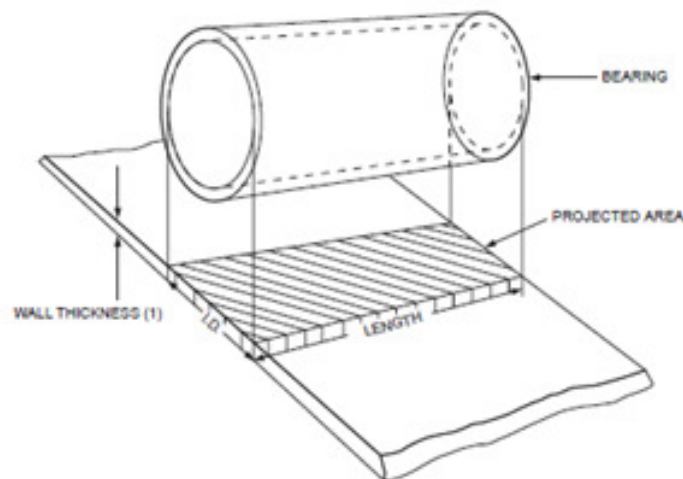
$$P = \frac{R}{D \times L} \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Donde:

- P = presión nominal
- R = reacción en el apoyo
- L = longitud del cojinete

La deducción de la fórmula anterior la podemos ver en la siguiente imagen:

Figura 9.1 Presión de trabajo cojinete



Apuntes Cálculo Estructural

9.2.1. Cojinete del primer apoyo (popa del tubo de bocina)

Datos:

- Diámetro exterior del eje: 390 mm
- Carga estática en el apoyo: 110,91106 kN \Rightarrow 110911 N según datos obtenidos del software de cálculo.

La longitud mínima, por Sociedad de Clasificación, viene dada por:

$$L = 2 \times D \text{ (mm)} \Rightarrow L = 2 \times 390 = 780 \text{ mm}$$

Teniendo en cuenta que el cojinete del arbotante es el que más desgaste puede tener por el peso de la hélice, se ha redimensionado hasta 800 mm.

Luego la presión nominal del primer apoyo será:

$$P = \frac{110911}{390 \times 800} = 0,36 \text{ N/mm}^2$$

Se ha seleccionado el apoyo Size 31-40 (de longitud 800 mm) del catálogo Cedervall sterntube bearings que se muestra en el anexo.

9.2.2. Cojinete del segundo apoyo

Datos:

- Diámetro exterior del eje: 370 mm
- Carga estática en el apoyo: 69,504 kN \Rightarrow 69504 N según datos obtenidos del software de cálculo.

La longitud mínima por Sociedad de Clasificación es:

$$L = 1,5 \times D \text{ (mm)} \Rightarrow L = 1,5 \times 370 = 555 \text{ mm}$$

Se ha redimensionado a 600 mm.

Luego la presión nominal del segundo apoyo será:

$$P = \frac{69504}{370 \times 600} = 0,31 \text{ N/mm}^2$$

Se ha seleccionado el apoyo Size 31-40 (de longitud 600 mm) del catálogo Cedervall sterntube bearings que se muestra en el anexo.

9.2.3. Cojinete del tercer apoyo

Datos:

- Diámetro exterior del eje: 370 mm
- Carga estática en el apoyo: 73,28191 kN \Rightarrow 73281 N según datos obtenidos del software de cálculo.

La longitud mínima por Sociedad de Clasificación es:

$$L = 1,5 \times D \text{ (mm)} \Rightarrow L = 1,5 \times 370 = 555 \text{ mm}$$

Se ha redimensionado a 600 mm.

Luego la presión nominal del tercer apoyo será:

$$P = \frac{73281}{370 \times 600} = 0,33 \text{ N/mm}^2$$

Se ha seleccionado el apoyo Size 31-40 (de longitud 600 mm) del catálogo Cedervall sterntube bearings que se muestra en el anexo.

9.2.4. Cojinete del cuarto apoyo (proa del tubo de bocina)

Datos:

- Diámetro exterior del eje: 370 mm
- Carga estática en el apoyo: 46,35127 kN \Rightarrow 46351 N según datos obtenidos del software de cálculo.

La longitud mínima por Sociedad de Clasificación es:

$$L = 1,5 \times D \text{ (mm)} \Rightarrow L = 1,5 \times 370 = 555 \text{ mm}$$

Se ha redimensionado a 600 mm

Luego la presión nominal del cuarto apoyo será:

$$P = \frac{46351}{370 \times 600} = 0,21 \text{ N/mm}^2$$

Se ha seleccionado el apoyo Size 31-40 (de longitud 600 mm) del catálogo Cedervall sterntube bearings que se muestra en el anexo.

9.2.5. Cojinete del apoyo intermedio (cámara de máquinas)

Datos:

- Diámetro exterior del eje: 320 mm
- Carga estática en el apoyo: 34,22748 kN \Rightarrow 34227 N según datos obtenidos del software de cálculo.

El fabricante, para este tipo de apoyos, proporciona la longitud del cojinete en función del diámetro exterior del eje. Se ha seleccionado el apoyo Size 320 (de longitud 510 mm) del catálogo Cedervall Intermediate Shaft Bearings que se muestra en el anexo.

Comprobemos si cumple con la Sociedad de Clasificación respecto a su longitud.

$$L = 1,5 \times D \text{ (mm)} \Rightarrow L = 1,5 \times 320 = 480 \text{ mm}$$

Sí cumple con la Sociedad de Clasificación ya que $510 > 480$.

Luego la presión nominal del apoyo intermedio será:

$$P = \frac{34227}{320 \times 510} = 0,21 \text{ N/mm}^2$$

Resumiendo:

Tabla 9. 1 Longitud cojinetes

	L_{\min} (mm)	P (N/mm ²)	L_{cojinete} (mm)	$P_{\text{nominal cojinete}}$ (N/mm ²)
1 ^{er} apoyo	780	0,36	800	0,36
2 ^o apoyo	555	0,31	600	0,31
3 ^{er} apoyo	555	0,28	600	0,33
4 ^o apoyo	555	0,21	600	0,21
5 ^o apoyo	480	0,22	510	0,21

Donde:

- $L_{\text{mín}}$ = longitud mínima exigida por la Sociedad de Clasificación.
- P = presión obtenida según fórmula.
- L_{cojinete} = longitud del cojinete seleccionado.
- $P_{\text{nominal cojinete}}$ = presión nominal del cojinete seleccionado.

9.3. SELLOS DE BOCINA

Los sellos de bocina serán dos: uno a popa y otro a proa del tubo de bocina. Ambos serán del fabricante Cedervall & Söner.

El sello de popa será Size 16, para diámetro exterior de eje de 378 mm a 396 mm, como se muestra en el catálogo del anexo.

El sello de proa será Size 15, para diámetro exterior de eje de 359 mm a 377 mm, como se muestra en el catálogo del anexo.

9.4. PASAMAMPARO ESTANCO DEL EJE

El pasamamparo será size 320 para diámetro exterior de eje de 301 mm a 320 mm como se muestra en el catálogo anexo.

Será suministrado por el fabricante Blohm + Voss Industries.

BIBLIOGRAFÍA

Apuntes de la asignatura de Cálculo Estructural

Rules and Regulations for the Classification of Naval Ships Lloyd's Register, Edición 2002

Norma ISO 4032 tercera edición 1999-03-15, Hexagon nuts, style 1-Product grade A and B

Norma ISO 4014 tercera edición 1999-09-01, Hexagon head bolts-Product grade A and B

Norma ISO 7089 segunda edición 2000-06-01, Plain washers-Normal series-Product grade A.

Norma ISO 898-1 tercera edición 1999-08-01, Mechanical properties of fasteners of carbon steel and alloy steel.

Manual imprescindible de Autocad 2000, Antonio Manuel Reyes Rodríguez, primera edición, septiembre 1999.

Guía práctica Autocad 2010, Fernando Montaña La Cruz EDICIONES ANAYA MULTIMEDIA, 2010.

SOFTWARE UTILIZADOS

Autocad 2007

Microsoft Office 2003

DT Beam versión 1.0

PÁGINAS WEB CONSULTADAS

<http://www.answers.com/topic/combined-diesel-and-diesel>

http://www.vulkan.com/fileadmin/product_db/assets/RATO%20RTechnical%20Data.pdf

<http://www.ingenierosnanales.com/docurevista/PAG.%2051-61.pdf>

http://www.skf.com/iec_documents/OK_1.pdf

http://www.mandieselturbo.com/article_004544.html

<http://translate.google.es>

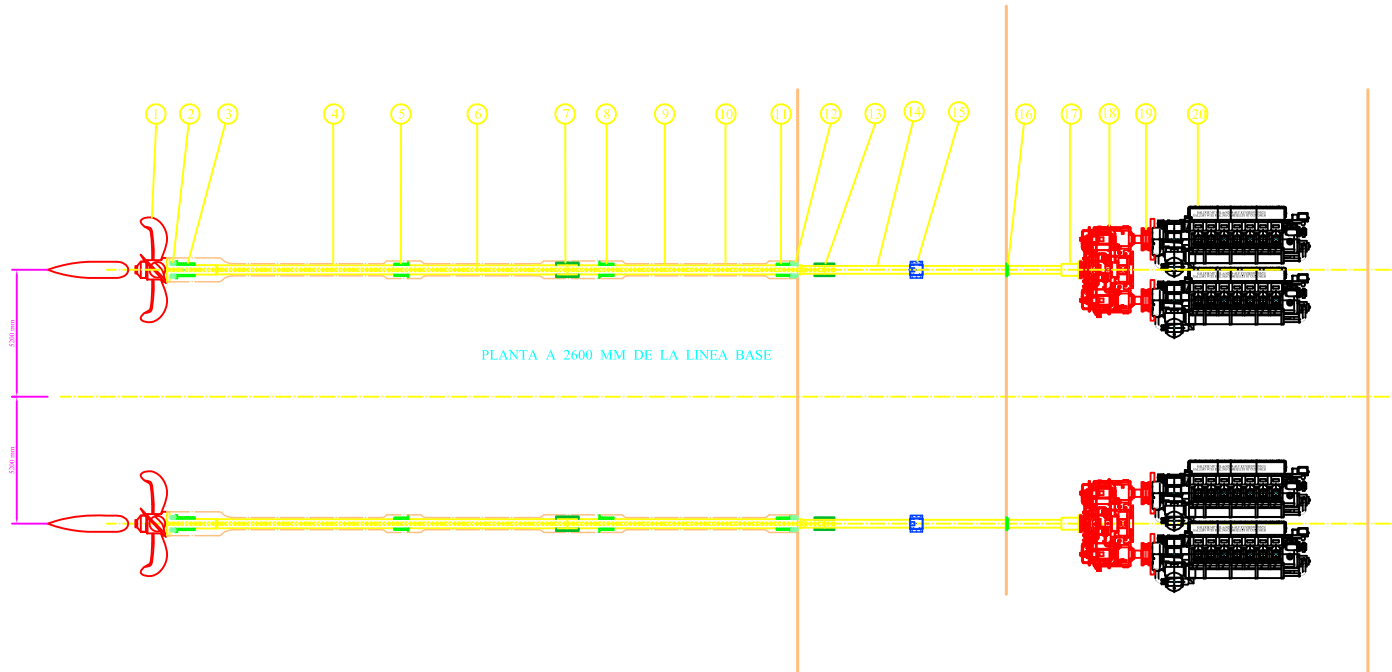
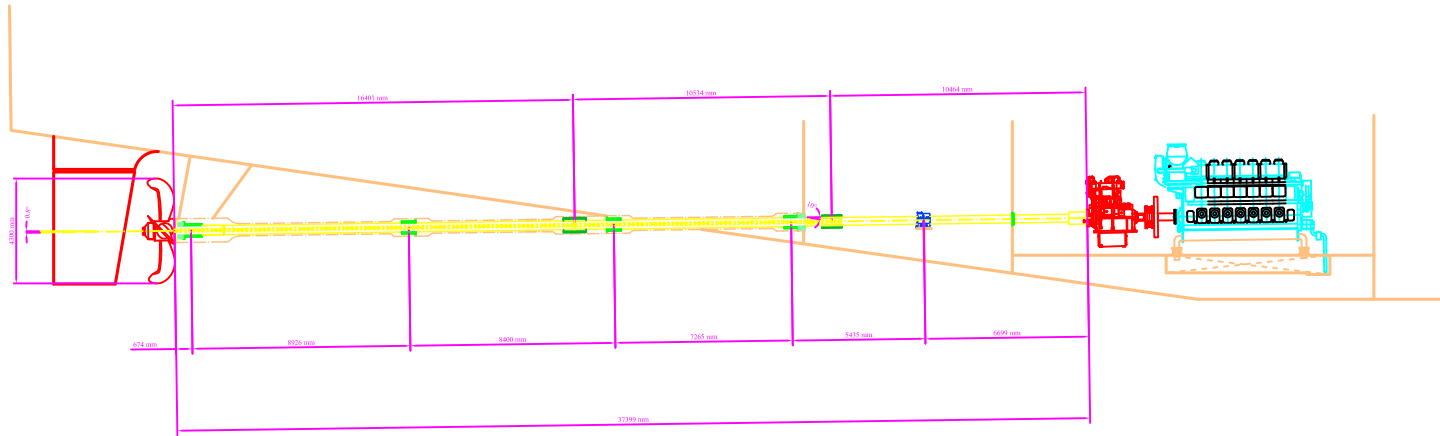
<http://www.rae.es/rae.html>

<http://imistorage.blob.core.windows.net/imidocs/2100p008%20sterntube%20bearings.pdf>

<http://www.cedervall.com/images/pdf/produkter/CEDN.pdf>

Anexo

SECCIÓN A 5200 MM DEL PLANO DE CRUJÍA



PLANTA A 2600 MM DE LA LINEA BASE

20	MOTOR PROPULSOR	4	MAR 9L 32-40
19	ACOPLAMIENTO REDUCTORADOTOR	4	YUKAS G 112Z R
18	REDUCTOR	2	BEHNKE D 155 E41
17	ACOPLAMIENTO LIE MAQUINA	2	SKF OKC 120
16	PASAMANPADO ESTANCO	2	BLUMI V888-CENTRA5 SIZE 30
15	CHUMACERA	2	CEBERVAL INTERMEDIATE 30
14	EJE DE POPA	2	
13	ACOPLAMIENTO	2	SKF OKC 200
12	SIELLO DE PROA	2	
11	CONJUNTE DE PROA	2	CEBERVAL PARA EJE 330 MM
10	TUBO DE BOCINA	3	
9	EJE INTERMEDIO	2	
8	CONJUNTE INTERMEDIO PROA	2	CEBERVAL PARA EJE 330 MM
7	ACOPLAMIENTO	2	SKF OKC 130
6	TUBOS DE CONTROL DEL PASO	2	
5	CONJUNTE INTERMEDIO DE POPA	2	CEBERVAL PARA EJE 330 MM
4	EJE DE POPA	2	
3	CONJUNTE DE POPA	2	CEBERVAL PARA EJE 300 MM
2	SIELLO DE POPA	2	CEBERVAL 300 300 16
1	BIELICE DE PASO CONTROLABLE	3	KAMWA 1025X4
MARCA	DESCRIPCION	CANT.	CARACTERISTICAS
LISTA DE COMPONENTES DE LAS LINEAS			

Elaboró	Diseñó	Verificó	Fecha
Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica Naval			
DISPOSICIÓN GENERAL DE LA LINEA DE EJES			

OK shaft couplings



Contents

3	The clever connection
4	The OK coupling explained
6	OKC 100 - 190
7	OKC 200 - 400
8	OKC 410 - 490
8	OKC 500 - 520
9	OKC 530 - 1000
10	OKF 100 - 300
11	OKF 310 - 700
12	OKCS 178 - 360
13	OKTC 245 - 790
14	Tailor-made OK couplings
15	Power transmission capacity
15	Safety factors
16	Shafts
16	Conversion tables
17	Hollow shafts for OKC
17	Hollow shafts for OKCS and OKF
18	Modular equipment for mounting and dismounting
20	Oil
20	Approved by leading classification societies
21	Locating device for outer sleeve
21	Mounting arrangements for OKC couplings
22	The Supergrip bolt cuts down on downtime

The clever connection

When using the OK couplings for shaft connections, you take advantage of our powerful oil injection method.

Preparation of the shaft is simple. No keyways to machine, no taper and no thrust ring.

When mounting the OK coupling, a thin inner sleeve with a tapered outer diameter slides onto the shaft. A thick outer sleeve with a matching tapered inner surface fits onto the inner sleeve.

Ordinary mineral oil is then injected between the sleeves. A built-in hydraulic jack drives the outer sleeve up the taper of the inner sleeve.

When the outer sleeve has reached its final position an interference fit is created – just as if the outer sleeve had been heated and shrunk on. But no heat is required, and the coupling can be removed as easily as it was mounted.

This powerful use of friction enables the OK coupling to transmit torque and axial loads over the entire area of the shaft. There are no stress raisers at the keyway. And no fretting when high shock or reversing loads exist.



*Make it the clever way!
Let the OK coupling work for you.
You'll save both time and money!*

The OK couplings explained

With the OKC and OKF couplings SKF presents benefits impossible to achieve with traditional couplings. The simplicity of mounting and dismounting and the high torque transmission capacity characterised by the OK couplings are achieved using a powerful friction joint. The five stages below illustrate the principle.

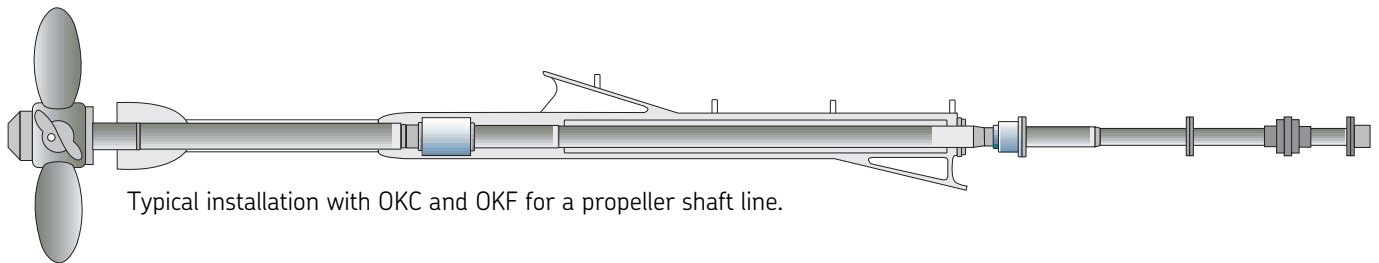
Up to 2005 more than 36,000 couplings have been delivered for use in many various applications.

The OKC coupling (see figure 1 on page 5) has been on the market since the early 40s. OKC couplings are the standard with many well-known controllable pitch propeller manufacturers in the world, but are also used for other applications such as rolling mills, pumps, diesel engines, etc.

The OKCS coupling evolved from a special design for engine builders where the torque requirements were less stringent compared to the shaft diameter.

The OKF coupling (see figure 2 at page 5) was developed to create a simple connection between a cylindrical shaft and engines or gearboxes having a flanged at the thrust shaft. The OKF coupling is available with or without a hydraulic unit for mounting/dismounting. Since the coupling is mounted on a cylindrical shaft and not fixed by keyways, it can easily be adjusted axially and rotated to the desired position.

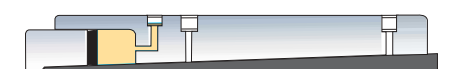
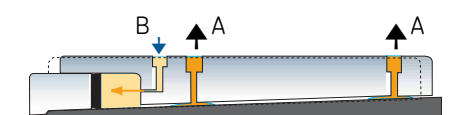
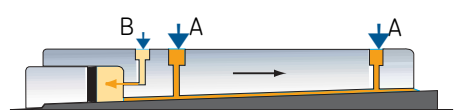
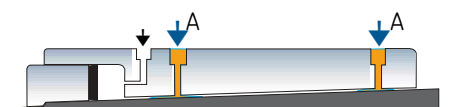
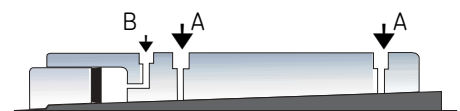
The OK coupling's higher torque capacity is obtained due to the entire contact surface transmitting torque as opposed to conventional couplings. Since there is no need for keyways, the dimensions of the shafts and the couplings can be reduced. The OK coupling assures a simplified mounting and dismounting procedure. Very large couplings, which previously could only be shrunk on after heating, can now be assembled cold with the OK method.



Typical installation with OKC and OKF for a propeller shaft line.

And this is what happens...

1. The coupling is put into position. High pressure injectors are connected to A, and a low pressure to the hydraulic chamber B.
2. Oil is injected into A under high pressure, building up an oil film between the inner and outer sleeves, eliminating metallic contact and reducing friction forces.
3. When there is a good oil film between the sleeves, oil leaks out at the thick end of the inner sleeve. Oil is pumped into B and the outer sleeve starts moving up the taper. Oil is continuously injected between the sleeves (A), in order to avoid metallic contact.
4. The coupling has reached its final position when the outer diameter of the coupling has grown by a predetermined value. The oil pump is stopped, but pressure in B must remain. Pressure in A is released.
5. When oil has drained from the contact surfaces of the two sleeves and friction has been restored, low pressure B is released. All oil connections are plugged. The exposed parts of the coupling are covered with a rust preventive and the coupling is ready for years of trouble-free operation.



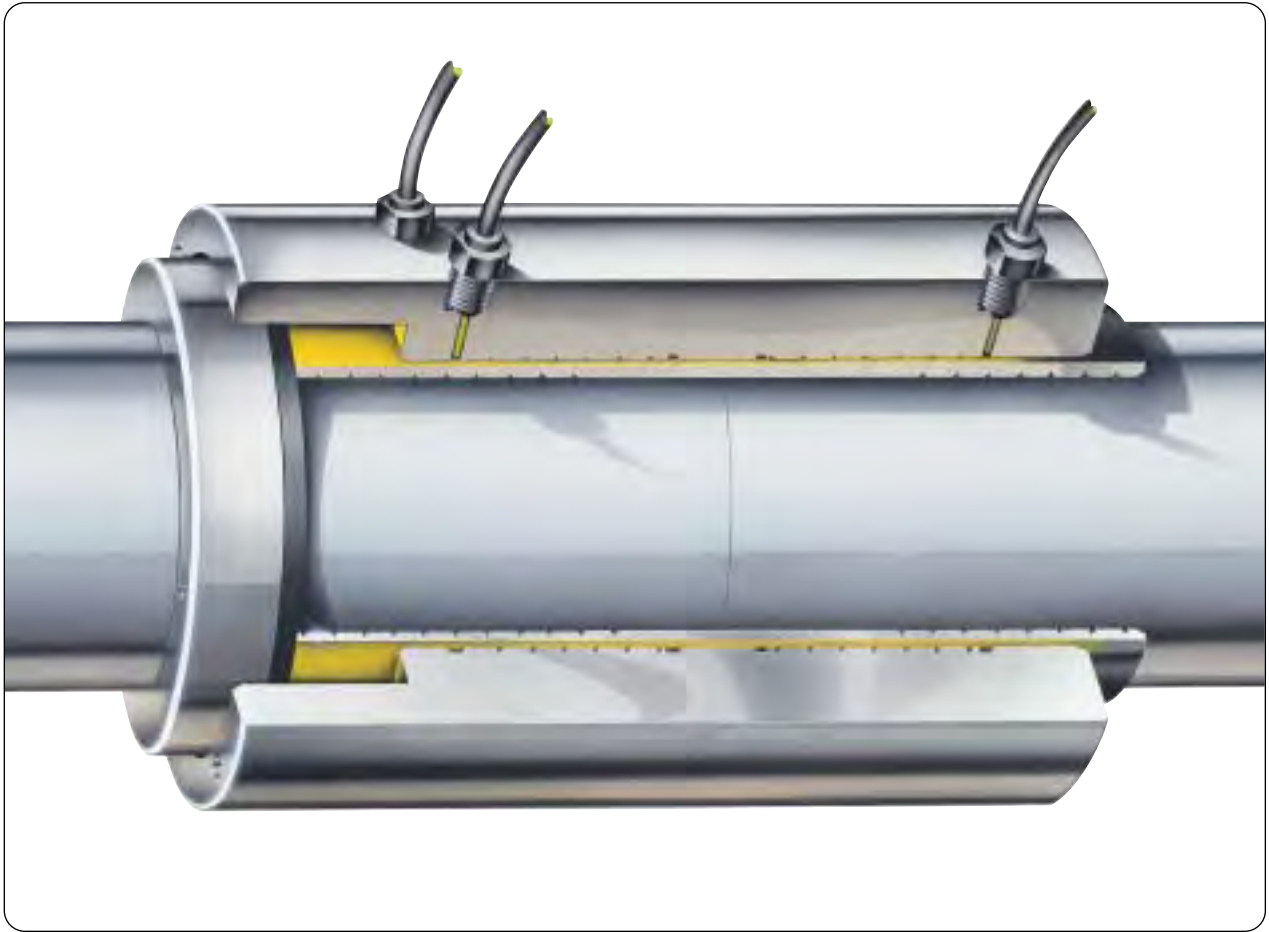


Fig. 1 The OKC coupling.

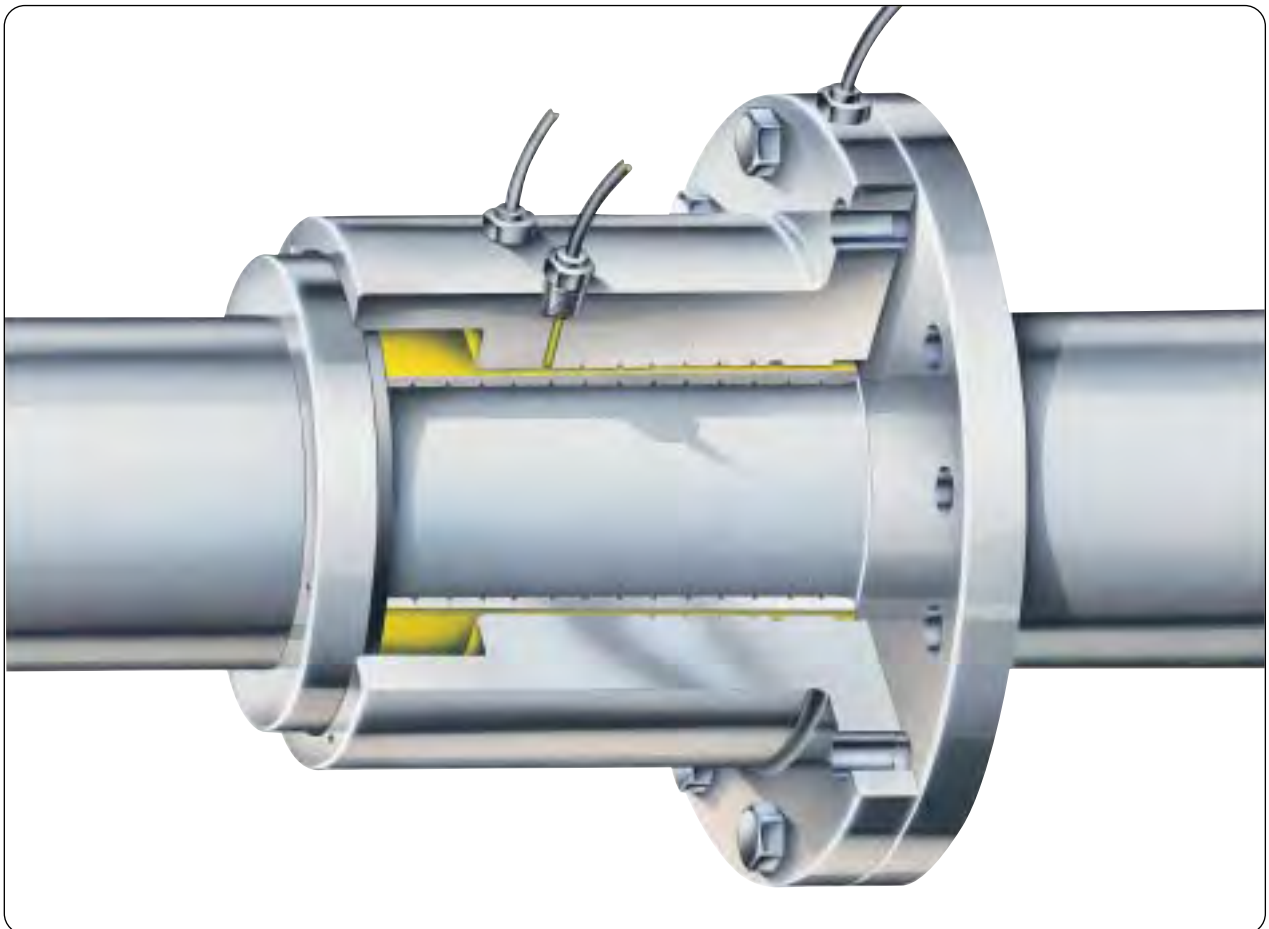
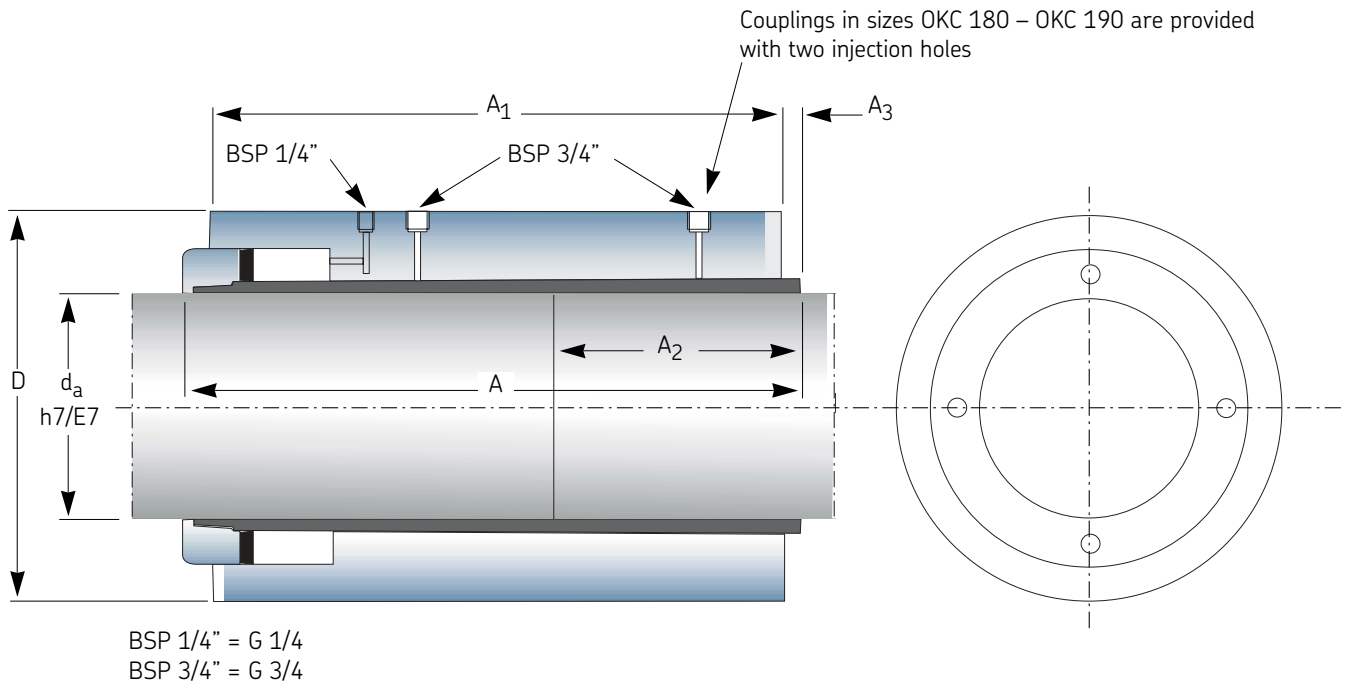


Fig. 2 The OKF coupling.

OKC 100 – 190



Designation ¹⁾	d_a mm	D mm	A mm	A_1 mm	A_2 mm	A_3 ²⁾ mm	D ³⁾ mm	Mass kg	$M_t \text{ max.}$ ⁴⁾ kNm
OKC 100	100	170	275	260	108	8	0.16	30	26.0
OKC 110	110	185	296	280	118	8	0.17	38	34.6
OKC 120	120	200	322	300	130	10	0.18	48	44.9
OKC 130	130	215	344	325	140	10	0.21	58	57.1
OKC 140	140	230	373	350	150	10	0.23	71	71.3
OKC 150	150	250	396	370	162	12	0.23	91	87.7
OKC 160	160	260	420	395	172	12	0.27	101	107
OKC 170	170	280	442	415	182	12	0.27	125	128
OKC 180	180	300	475	445	195	15	0.28	155	152
OKC 190	190	310	505	475	205	15	0.31	175	179

1) Couplings for shafts of intermediate diameters are, for instance, designated OKC 148.

2) May be slightly greater or smaller when Δ is reached, depending on how the tolerance of coupling seatings and coupling bore have been used. See also Mounting Instructions.

3) Increase of outer diameter, D , after mounting.

4) The safety factor referred to on page 15 must be applied to obtain the permissible torque.

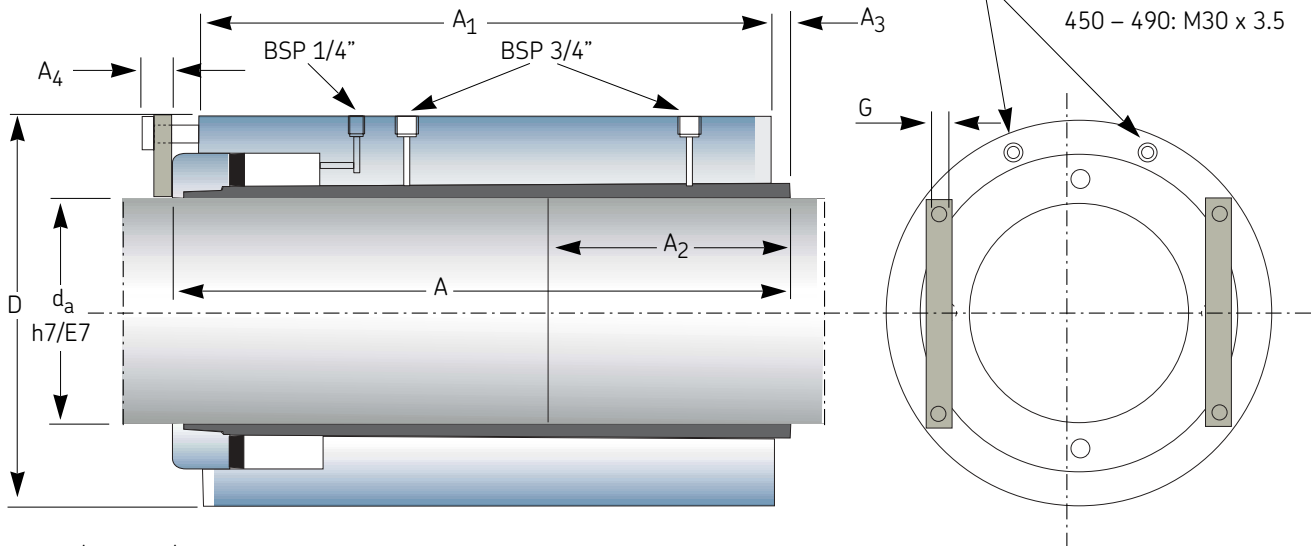
Note: Required free length on one shaft for installation $A + 75$ mm.

Shaft couplings

OKC 200 – 400

Couplings OKC 300 – OKC 490 have threaded holes for lifting at both ends.

Thread OKC 300 – 380: M20 x 2.5
390 – 440: M24 x 3
450 – 490: M30 x 3.5



BSP 1/4" = G 1/4
BSP 3/4" = G 3/4

Designation ¹⁾	d _a mm	D mm	A mm	A ₁ mm	A ₂ mm	A ₃ ²⁾ mm	A ₄ mm	Δ ³⁾ mm	G	Mass kg	M _{t max.} ⁴⁾ kNm
OKC 200	200	330	525	500	215	15	30	0.31	M12-(4x)	215	208
OKC 210	210	340	550	520	225	15	30	0.35	M12-(4x)	230	241
OKC 220	220	360	575	540	235	15	30	0.35	M12-(4x)	265	277
OKC 230	230	370	600	565	250	20	30	0.38	M12-(4x)	285	317
OKC 240	240	390	620	585	260	20	30	0.38	M12-(4x)	330	360
OKC 250	250	400	645	610	270	20	30	0.41	M12-(4x)	350	407
OKC 260	260	420	670	635	280	20	30	0.42	M12-(4x)	410	457
OKC 270	270	440	690	655	290	20	30	0.42	M12-(4x)	470	512
OKC 280	280	450	715	680	300	20	30	0.46	M12-(4x)	510	571
OKC 290	290	470	740	700	315	25	30	0.46	M12-(4x)	580	634
OKC 300	300	480	773	730	325	25	27	0.50	M16-(4x)	625	702
OKC 310	310	500	793	750	335	25	27	0.50	M16-(4x)	700	775
OKC 320	320	520	818	770	345	25	27	0.50	M16-(4x)	790	852
OKC 330	330	530	843	795	355	25	27	0.54	M16-(4x)	830	935
OKC 340	340	550	863	815	365	25	27	0.54	M16-(4x)	930	1020
OKC 350	350	560	888	840	375	25	27	0.57	M16-(4x)	980	1120
OKC 360	360	580	908	860	385	25	27	0.58	M16-(4x)	1080	1220
OKC 370	370	600	928	880	395	25	27	0.58	M16-(4x)	1190	1320
OKC 380	380	610	958	905	410	30	27	0.61	M16-(4x)	1250	1430
OKC 390	390	630	983	925	420	30	27	0.62	M16-(4x)	1370	1550
OKC 400	400	640	1003	950	430	30	27	0.65	M16-(4x)	1440	1670

Shaft couplings

OKC 410 – 490

Designation ¹⁾	d _a mm	D mm	A mm	A ₁ mm	A ₂ mm	A ₃ ²⁾ mm	A ₄ mm	Δ ³⁾ mm	G	Mass kg	M _{t max.} ⁴⁾ kNm
OKC 410	410	660	1028	975	440	30	27	0.66	M16-(4x)	1580	1800
OKC 420	420	680	1053	995	450	30	27	0.67	M16-(4x)	1730	1930
OKC 430	430	690	1073	1015	460	30	27	0.69	M16-(4x)	1800	2070
OKC 440	440	710	1098	1040	470	30	27	0.69	M16-(4x)	1960	2220
OKC 450	450	720	1123	1065	485	35	27	0.74	M16-(4x)	2050	2370
OKC 460	460	740	1148	1085	495	35	27	0.74	M16-(4x)	2200	2530
OKC 470	470	750	1170	1110	505	35	27	0.77	M16-(4x)	2290	2700
OKC 480	480	760	1195	1135	515	35	27	0.80	M16-(4x)	2360	2880
OKC 490	490	780	1215	1155	525	35	27	0.81	M16-(4x)	2530	3060

1) Couplings for shafts of intermediate diameters are, for instance, designated OKC 299.

2) May be slightly greater or smaller when Δ is reached, depending on how the tolerance of coupling seatings and coupling bore have been used. See also Mounting Instructions.

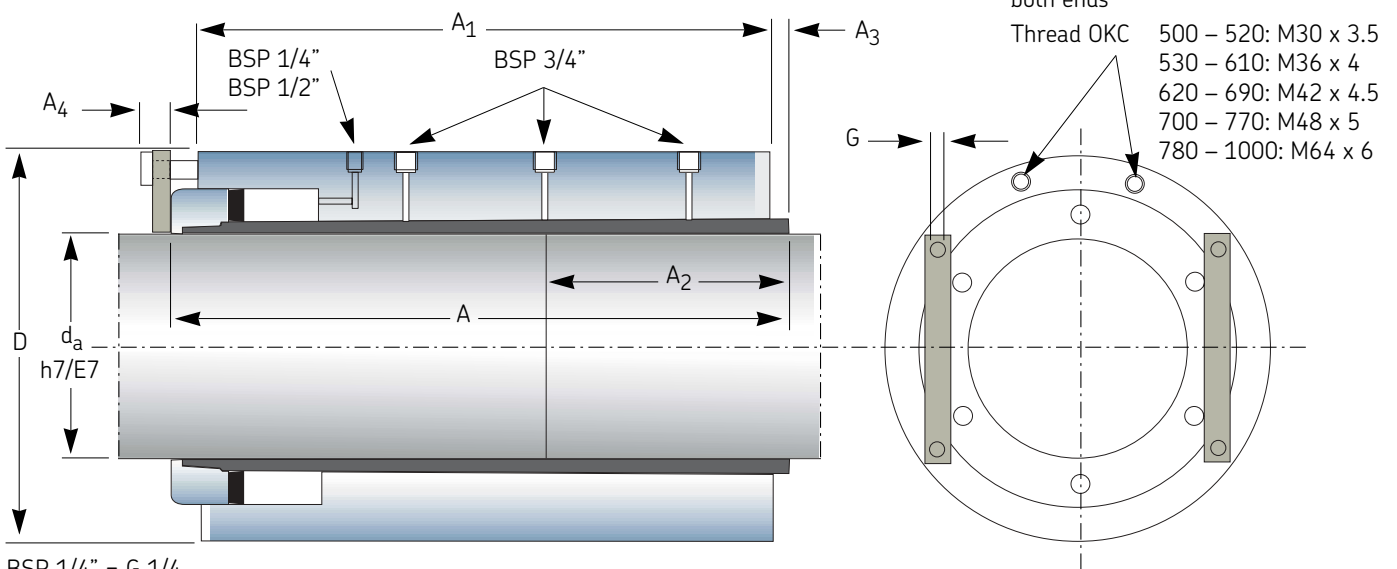
3) Increase of outer diameter, D, after mounting.

4) The safety factor referred to on page 15 must be applied to obtain the permissible torque.

Note: Required free length on one shaft for installation A + 75 mm.

Shaft couplings

OKC 500 – 520



BSP 1/4" = G 1/4
 BSP 3/4" = G 3/4
 BSP 1/2" = G 1/2

Designation ¹⁾	d _a mm	D mm	A mm	A ₁ mm	A ₂ mm	A ₃ ²⁾ mm	A ₄ mm	Δ ³⁾ mm	G	Mass kg	M _{t max.} ⁴⁾ kNm
OKC 500	500	790	1240	1175	535	35	42	0.84	M20-(4x)	2610	3250
OKC 510	510	810	1265	1200	545	35	42	0.86	M20-(4x)	2820	3450
OKC 520	520	830	1290	1225	560	40	42	0.86	M20-(4x)	3060	3660

OKC 530 – 1000

Designation ¹⁾	d _a mm	D mm	A mm	A ₁ mm	A ₂ mm	A ₃ ²⁾ mm	A ₄ mm	Δ ³⁾ mm	G	Mass kg	M _t max. ⁴⁾ kNm
OKC 530	530	840	1315	1250	570	40	42	0.89	M20-(4x)	3140	3870
OKC 540	540	860	1340	1275	580	40	42	0.89	M20-(4x)	3400	4100
OKC 550	550	870	1360	1295	590	40	42	0.93	M20-(4x)	3520	4330
OKC 560	560	890	1385	1315	600	40	42	0.93	M20-(4x)	3760	4570
OKC 570	570	900	1405	1335	610	40	42	0.97	M20-(4x)	3840	4820
OKC 580	580	920	1425	1360	620	40	42	0.96	M20-(4x)	4150	5080
OKC 590	590	930	1455	1385	635	45	42	0.99	M20-(4x)	4270	5340
OKC 600	600	940	1480	1410	645	45	42	1.02	M20-(4x)	4400	5620
OKC 610	610	960	1500	1430	655	45	42	1.03	M20-(4x)	4680	5900
OKC 620	620	970	1525	1455	665	45	42	1.06	M20-(4x)	4840	6200
OKC 630	630	990	1545	1475	675	45	42	1.06	M20-(4x)	5140	6500
OKC 640	640	1010	1570	1495	685	45	42	1.07	M20-(4x)	5460	6820
OKC 650	650	1020	1595	1520	695	45	42	1.10	M20-(4x)	5620	7140
OKC 660	660	1040	1625	1545	710	50	42	1.11	M20-(4x)	5940	7480
OKC 670	670	1050	1650	1575	720	50	42	1.14	M20-(4x)	6150	7820
OKC 680	680	1070	1670	1590	730	50	42	1.14	M20-(4x)	6480	8180
OKC 690	690	1080	1695	1615	740	50	42	1.18	M20-(4x)	6670	8540
OKC 700	700	1090	1720	1640	750	50	42	1.21	M20-(4x)	6830	8920
OKC 710	710	1100	1745	1665	760	50	42	1.24	M20-(4x)	7010	9310
OKC 720	720	1120	1765	1680	770	50	42	1.25	M20-(4x)	7390	9700
OKC 730	730	1130	1790	1700	785	55	42	1.28	M20-(4x)	7550	10100
OKC 740	740	1150	1815	1730	795	55	42	1.28	M20-(4x)	7990	10600
OKC 750	750	1160	1835	1750	805	55	42	1.32	M20-(4x)	8180	11000
OKC 760	760	1180	1860	1770	815	55	42	1.32	M20-(4x)	8660	11400
OKC 770	770	1190	1886	1795	825	55	42	1.36	M20-(4x)	8860	11800
OKC 780	780	1210	1910	1815	835	55	42	1.36	M20-(4x)	9330	12300
OKC 790	790	1220	1930	1840	845	55	42	1.39	M20-(4x)	9530	12800
OKC 800	800	1240	1960	1865	860	60	42	1.39	M20-(4x)	10070	13300
OKC 820	820	1260	2015	1920	880	60	42	1.47	M20-(4x)	10520	14300
OKC 840	840	1300	2055	1960	900	60	42	1.47	M20-(4x)	11560	15400
OKC 860	860	1330	2105	2005	920	60	42	1.51	M20-(4x)	12370	16500
OKC 880	880	1360	2155	2055	945	65	42	1.54	M20-(4x)	13230	17700
OKC 900	900	1390	2200	2100	965	65	42	1.58	M20-(4x)	14020	18900
OKC 920	920	1430	2245	2145	985	65	42	1.59	M20-(4x)	15290	20200
OKC 940	940	1460	2295	2190	1010	70	42	1.62	M20-(4x)	16270	21600
OKC 960	960	1490	2340	2235	1030	70	42	1.66	M20-(4x)	17270	23000
OKC 980	980	1520	2385	2280	1050	70	42	1.69	M20-(4x)	18310	24400
OKC1000	1000	1550	2430	2325	1070	70	42	1.73	M20-(4x)	19390	26000

1) Couplings for shafts of intermediate diameters are, for instance, designated OKC 505.

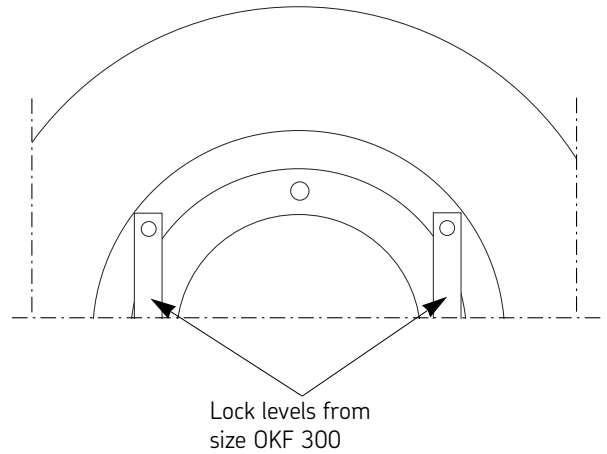
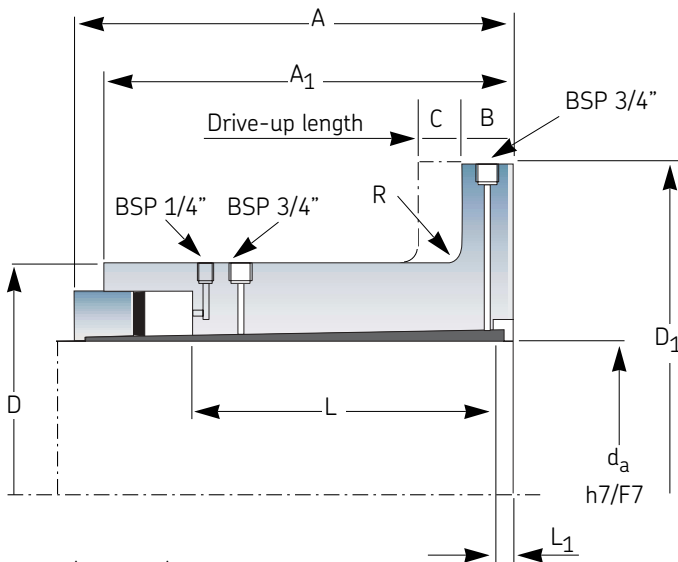
2) May be slightly greater or smaller when Δ is reached, depending on how the tolerance of coupling seatings and coupling bore have been used. See also Mounting Instructions.

3) Increase of outer diameter, D, after mounting.

4) The safety factor referred to on page 15 must be applied to obtain the permissible torque.

Note: Required free length on one shaft for installation A + 100 mm.

OKF 100 – 300



BSP 1/4" = G 1/4
 BSP 3/4" = G 3/4

The pitch circle is evaluated from:
 $E = D_1 - (1.6 \times \text{bolt diameter})$

Designation	d _a	D	D ₁	A	A ₁	B	R	L	L ₁	C	Mass	M _{t max.} ¹⁾	Suitable Supergrip Bolt size
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg	kNm	
OKF 100	100	165	235	191	188	40	8	120	15	17.5	25	26.0	
OKF 110	110	175	260	210	197	40	9	135	15	18.5	29	34.6	
OKF 120	120	195	285	220	206	40	10	145	15	19.0	39	44.9	
OKF 130	130	205	305	244	230	40	10	165	15	21.5	46	57.1	
OKF 140	140	225	325	255	235	40	11	170	15	22.0	56	71.3	
OKF 150	150	240	345	266	246	40	12	180	15	23.0	66	87.7	
OKF 160	160	255	365	278	257	40	13	195	15	24.5	77	107	
OKF 170	170	265	390	295	274	40	14	205	15	26.0	87	128	
OKF 180	180	290	415	310	288	40	14	215	15	26.5	108	152	
OKF 190	190	295	435	338	311	40	15	230	18	29.5	118	179	
OKF 200	200	315	455	348	320	40	16	240	18	30.0	138	208	
OKF 210	210	325	475	362	338	42	17	250	18	31.5	153	241	
OKF 220	220	345	495	378	353	44	18	265	18	31.5	180	277	
OKF 230	230	350	500	390	365	46	18	275	18	34.5	184	317	
OKF 240	240	370	525	402	376	48	19	285	18	34.5	216	360	
OKF 250	250	380	555	418	392	50	20	300	18	36.0	238	407	OKBS 40
OKF 260	260	400	575	436	408	52	21	310	22	38.0	275	457	
OKF 270	270	420	595	452	424	54	22	325	22	38.0	316	512	
OKF 280	280	430	605	464	435	56	22	335	22	40.0	335	571	
OKF 290	290	445	620	476	447	58	23	345	22	41.5	364	634	
OKF 300	300	460	635	498	463	60	24	360	22	42.0	399	702	

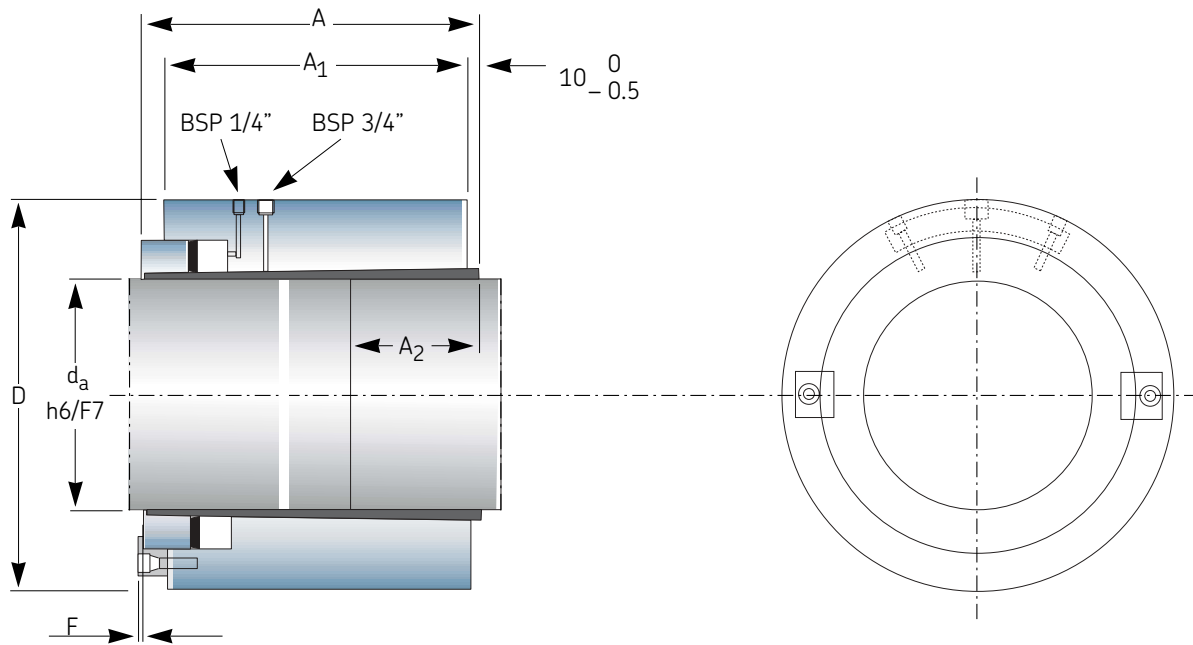
¹⁾ The safety factor referred to on page 15 must be applied to obtain permissible torque.

OKF 310 – 700

Designation	d _a	D	D ₁	A	A ₁	B	R	L	L ₁	C	Mass	M _{t max.} ¹⁾	Suitable Supergrip Bolt size
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg	kNm	
OKF 310	310	475	675	510	479	62	25	370	22	43.5	451	775	OKBS 50
OKF 320	320	495	695	526	494	64	26	380	25	44.5	508	852	
OKF 330	330	505	705	544	512	66	26	395	25	46.5	537	935	
OKF 340	340	525	730	555	522	68	27	405	25	47.0	599	1020	
OKF 350	350	530	735	572	538	70	28	420	25	49.0	615	1120	
OKF 360	360	550	760	584	550	72	29	430	25	50.0	680	1220	
OKF 370	370	570	810	595	560	74	30	440	25	50.5	770	1320	OKBS 60
OKF 380	380	580	820	612	577	76	30	455	25	51.5	805	1430	
OKF 390	390	600	840	624	588	78	31	465	25	52.5	885	1550	
OKF 400	400	610	855	648	611	80	32	480	25	54.0	930	1670	OKBS 60
OKF 410	410	630	875	660	627	82	33	490	30	55.5	1030	1800	
OKF 420	420	640	890	672	639	84	34	500	30	57.5	1070	1930	
OKF 430	430	655	935	688	654	86	34	515	30	58.0	1170	2070	OKBS 70
OKF 440	440	675	955	700	665	88	35	525	30	58.5	1270	2220	
OKF 450	450	685	970	716	681	90	36	540	30	60.5	1330	2370	
OKF 460	460	700	985	728	692	92	37	550	30	61.5	1410	2530	OKBS 70
OKF 470	470	715	1000	740	703	94	38	560	30	62.5	1480	2700	
OKF 480	480	720	1005	758	717	96	38	570	30	65.0	1510	2880	
OKF 490	490	740	1030	770	728	98	39	580	30	66.0	1630	3060	OKBS 70
OKF 500	500	750	1040	790	748	100	40	600	30	67.0	1700	3250	
OKF 510	510	770	1090	810	766	102	41	610	35	69.5	1870	3450	
OKF 520	520	790	1115	820	776	104	42	620	35	70.0	2020	3660	OKBS 80
OKF 530	530	800	1125	834	789	106	42	630	35	72.0	2080	3870	
OKF 540	540	815	1145	845	800	108	43	640	35	73.5	2190	4100	
OKF 550	550	825	1155	868	822	110	44	660	35	74.5	2270	4330	OKBS 80
OKF 560	560	845	1175	878	832	112	45	670	35	75.0	2420	4570	
OKF 570	570	855	1190	890	843	114	46	680	35	77.0	2510	4820	
OKF 580	580	875	1235	900	853	116	46	690	35	77.0	2710	5080	OKBS 90
OKF 590	590	885	1245	914	866	118	47	700	35	79.0	2780	5340	
OKF 600	600	895	1260	926	877	120	48	710	35	81.0	2860	5620	
OKF 610	610	910	1275	938	888	122	49	720	35	82.0	2880	5900	OKBS 90
OKF 620	620	920	1290	950	900	124	50	730	35	84.0	3070	6200	
OKF 630	630	940	1310	962	911	126	50	740	35	84.5	3230	6500	
OKF 640	640	960	1330	990	938	128	51	760	40	85.5	3510	6820	OKBS 100
OKF 650	650	970	1345	1004	951	130	52	770	40	87.5	3600	7140	
OKF 660	660	990	1395	1018	961	132	53	780	40	88.0	3750	7480	
OKF 670	670	995	1410	1030	973	134	54	790	40	91.0	3930	7820	OKBS 100
OKF 680	680	1015	1420	1042	984	136	54	800	40	91.5	4130	8180	
OKF 690	690	1025	1435	1054	996	138	55	810	40	93.5	4230	8540	
OKF 700	700	1035	1445	1068	1009	140	56	820	40	96.0	4330	8920	

¹⁾ The safety factor referred to on page 15 must be applied to obtain the permissible torque.

OKCS 178 – 360



BSP 1/4" = G 1/4
 BSP 3/4" = G 3/4

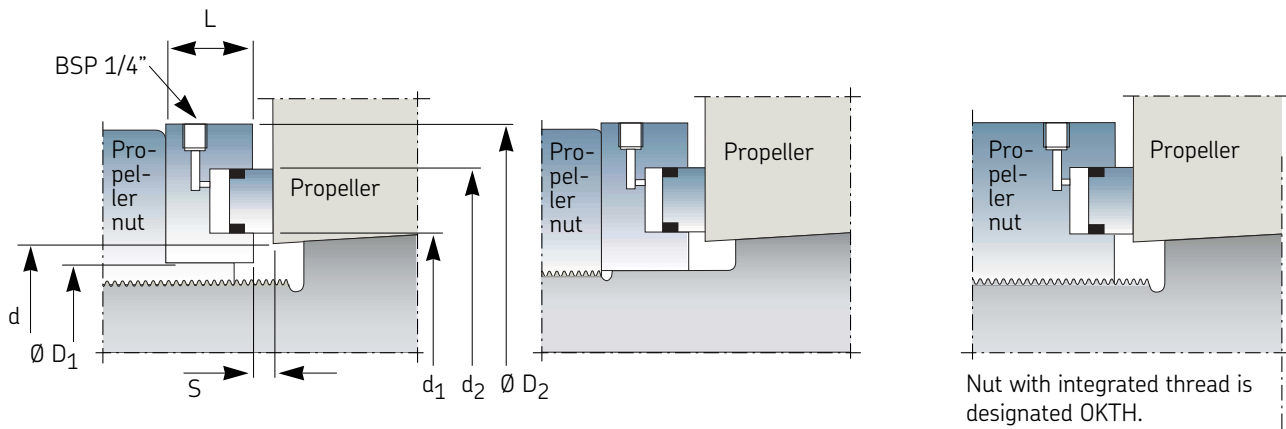
Designation ¹⁾	d _a mm	D mm	A mm	A ₁ mm	A ₂ mm	F mm	Mass kg	M _{t max.} ²⁾ kNm
OKCS 178	178	310	282	244	105	8	98	65
OKCS 210	210	350	331	295	127.5	8	166	110
OKCS 214	214	365	345	308	132	8	170	118.6
OKCS 230	230	400	348	315	134.5	8	209	141
OKCS 250	250	420	364	328	140	8	231	180
OKCS 270	270	460	386	350	149	8	300	225
OKCS 300	300	510	426	385	164	9	406	301.8
OKCS 310	310	525	446	400	170	9	429	338.8
OKCS 330	330	560	457	410	177	9	521	391.5
OKCS 360	360	600	493	455	190	9	635	525

¹⁾ Couplings for shafts of intermediate diameters are, for instance, designated OKCS 215.

²⁾ The safety factor referred to on page 15 must be applied to obtain the permissible torque

Note: Required free length on one shaft for installation A + 75 mm.

OKTC 245 – 790



Designation	d mm	D ₁ mm	d ₁ mm	d ₂ mm	D ₂ mm	L mm	S _{max.} mm	Max. force kNm (at 70 MPa)	Mass kg
OKTC 245	260 – 275	245	275	340	390	55	15	2090	31
OKTC 265	275 – 295	265	295	365	415	55	15	2400	35
OKTC 285	295 – 315	285	315	385	435	55	15	2730	37
OKTC 305	315 – 335	305	335	415	465	55	15	3175	42
OKTC 325	335 – 365	325	365	445	510	70	20	3555	66
OKTC 345	365 – 385	345	385	470	535	70	20	3955	72
OKTC 365	385 – 405	365	405	495	560	70	20	4375	77
OKTC 385	405 – 425	385	425	520	585	70	20	4820	84
OKTC 405	425 – 445	405	445	545	610	70	20	5400	90
OKTC 425	445 – 465	425	465	570	635	70	20	5890	96
OKTC 445	465 – 485	445	485	595	660	70	20	6400	103
OKTC 465	485 – 505	465	505	620	685	70	20	6940	110
OKTC 485	505 – 525	485	525	645	710	70	20	7490	116
OKTC 505	525 – 545	505	545	670	735	70	20	8220	123
OKTC 525	545 – 565	525	565	695	760	70	20	8820	130
OKTC 545	565 – 595	545	595	725	805	90	25	9440	195
OKTC 565	595 – 615	565	615	750	830	90	25	10090	205
OKTC 585	615 – 635	585	635	775	855	90	25	10760	216
OKTC 605	635 – 655	605	655	800	880	90	25	11620	226
OKTC 625	655 – 675	625	675	825	905	90	25	12330	238
OKTC 645	675 – 695	645	695	860	940	90	25	13830	260
OKTC 670	695 – 720	670	720	885	965	90	25	14610	267
OKTC 690	720 – 740	690	740	915	995	90	25	15930	285
OKTC 720	740 – 770	720	770	955	1050	100	30	17290	360
OKTC 750	770 – 800	750	800	985	1080	100	30	18160	372
OKTC 770	800 – 820	770	820	1010	1105	100	30	19050	387
OKTC 790	820 – 840	790	840	1035	1130	100	30	20200	402

This list is designed as a guide. If the ring you require is not listed, please contact your closest distributor, and we will design a ring for you on the receipt of the following information:

- Dimensions of propeller boss.
- Maximum power, kW.
- Speed, r/min.
- Safety factor.
- Modulus of elasticity for boss and shaft respectively, N/mm².
- Temperature coefficient of linear expansion for boss and shaft respectively.
- Yield point for shaft and boss, N/mm².

If drive-up force and drive-up length is being calculated by customer that information together with the propeller shaft thread and the small inner diameter of the propeller boss only are required.

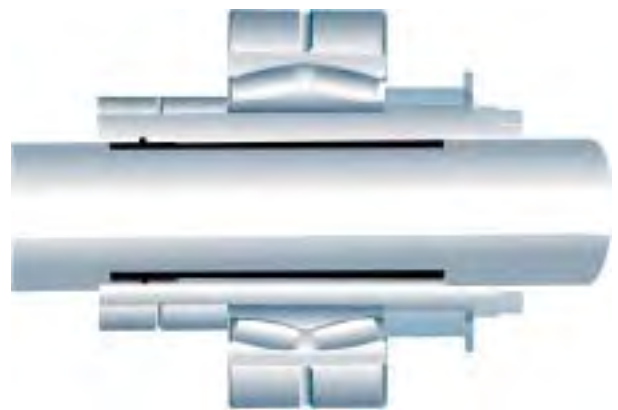
SKF pump 728619 is recommended for the ring as well as for injecting oil in the propeller hub. For sizes OKTC 505 or larger, an air driven pump, THAP 150 is recommended.

Tailor-made OK couplings

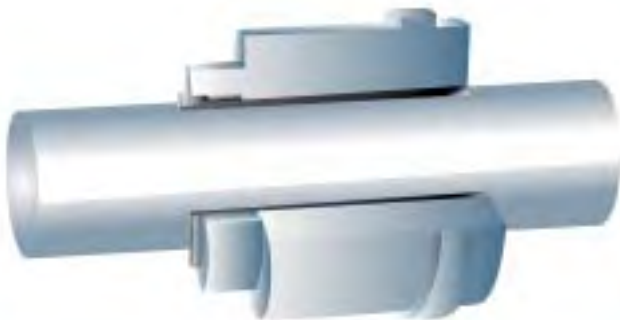
Besides standard series of OK couplings, SKF Coupling Systems design and manufacture "tailor-made" OK couplings for shaft diameters from 100 mm and up. Some examples:



Flange couplings and Supergrip bolts combination for limited space



Double sleeve arrangement for bearing installation



Hub for gear couplings



Double flange couplings



Hydraulic shrink disc couplings

Power transmission capacity

Torque transmitted by the OKC coupling is directly proportional to the surface pressure between the inner sleeve of the coupling and the shaft after the outer sleeve has been driven up axially. The necessary drive-up, which is reached when the diameter of the outer sleeve has increased by dimension Δ for OKC and OKCS couplings, and the stated drive-up length for OKF couplings given in the tables, will ensure a pressure of 120 N/mm² for OKC couplings, and 100 N/mm² for OKF couplings.

The table lists the maximum torque which can be transmitted calculated using the equation:

$$M_{tmax.} = \frac{\pi \cdot d_a^2 \cdot B \cdot p \cdot \mu}{2 \cdot 10^3}$$

where:

- $M_{tmax.}$ maximum transmissible torque, Nm
- d_a shaft diameter, mm
- B effective pressure length (equal to d_a) in mm
- p minimum surface pressure between shaft and inner sleeve in N/mm²
 - 120 N/mm² for OKC and OKCS
 - 100 N/mm² for OKF
- μ coefficient of friction (0.14)

If the coupling is subjected to axial forces, their effect on the power transmission capacity is generally insignificant. The transmissible torque is obtained from the equation:

$$M_t = \sqrt{M_{tmax.}^2 - \left[\frac{F_a \times d_a^2}{2 \times 10^3} \right]}$$

where:

- $M_{tmax.}$ maximum transmissible torque, Nm
- F_a axial force, N
- d_a shaft diameter, mm

The permissible torque is obtained from:

$$M = \frac{M_{tmax.} \text{ or } M_t}{f}$$

where

- M permissible torque, Nm
- $M_{tmax.}$ maximum transmissible torque, Nm
- M_t transmissible torque, Nm
- f safety factor, which can be selected from the table below

Safety factor f at different loads

Type of power source	Type of load on the driven machine		
	Uniform load	Moderate shock-loads	Heavy shock-loads
	Centrifugal pumps Fans Light conveyors Turbo compressors Agitators	Piston compressors Small piston pumps Cutting tool machines Packeting machines Wood working machines	Excenter presses Draw benches Plane machines Large piston compressors
Electric motor, turbine	2 – 2.25	2.25 – 2.5	2.5 – 2.75
Multiple cylinder piston engine	2.25 – 2.5	2.5 – 2.75	2.75 – 3
Single cylinder piston engine	2.75 – 3	3 – 3.25	3.25 – 4

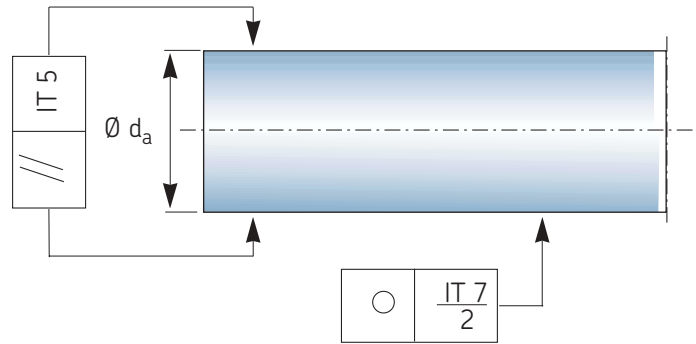
When the coupling is intended for marine applications, the safety factor has to be selected according to the rules of the referred classification society.

Shafts

To facilitate shaft alignment for OKC and OKCS couplings one of the shafts should be so designed that the coupling can be slid along it far enough to expose the outermost part of the coupling seating.

Surface roughness is to be within R_a 2.5 μm .

ISO tolerance h8 applies to coupling seatings from 25 - 90 mm. ISO tolerance h7 is used for larger diameters.



Shaft diameter d_a		Tolerance h7 deviation		Circularity \bigcirc	Parallelism $//$
over mm	to mm	upper μm	lower μm	$\frac{IT7}{2}$ μm	IT5 μm
100	120	0	-35	17.5	15
120	180	0	-40	20	18
180	250	0	-46	23	20
250	315	0	-52	26	23
315	400	0	-57	28.5	25
400	500	0	-63	31.5	27
500	630	0	-70	35	29
630	800	0	-80	40	32
800	1000	0	-90	45	35

Conversion tables

Conversion: millimetre to inch

Shaft diameter d_a				Tolerance h7 deviation			
Millimetre		Inch		Millimetre		Inch	
over	to	over	to	upper	lower	upper	lower
100	120	3.937	4.724	0	-0.035	0	-0.001378
120	180	4.724	7.087	0	-0.040	0	-0.001575
180	250	7.087	9.843	0	-0.046	0	-0.001811
250	315	9.843	12.402	0	-0.052	0	-0.002047
315	400	12.402	15.748	0	-0.058	0	-0.002244
400	500	15.748	19.685	0	-0.063	0	-0.002480
500	630	19.685	24.803	0	-0.070	0	-0.002756
630	800	24.803	31.496	0	-0.080	0	-0.003150
800	1000	31.496	39.370	0	-0.090	0	-0.003543

Length	1 mm = 0.03937 in 1 in = 25.4 mm
Mass	1 kg = 2.205 lb 1 lb = 0.4536 kg
Force	1 N = 0.225 lbf 1 lbf = 4.45 N
Torque	1 Nmm = 0.00885 in.lbf 1 Nm = 8.85 in.lbf 1 lbf.in = 113 Nmm = 0.113 Nm 1 lbf.ft = 1356.23 Nmm = 1.35623 Nm
Power	1 W = 0.00136 HP 1 HP = 736 W
Pressure	1 MPa = 1 N/mm ² = 145 psi 1 psi = 0.007 N/mm ² = 0.007 MPa
Kinematic viscosity	1 mm ² /s = 1 cSt
Temperature	0 °C = 32 °F °F = 1.8 x °C + 32

Hollow shafts for OKC couplings

The outer sleeve must be driven further up with hollow shafts than with solid ones if the same pressure and power transmission capacity are to be achieved. The shafts must also be reinforced by means of sleeves shrunk into recess turned beneath the coupling seatings. This will prevent the stresses, which arise in the shaft material when the coupling has been mounted, from exceeding the permissible value.

The reinforcement sleeve should be made of toughened steel with a yield point of at least 850 N/mm². The length of the sleeves should be 15 mm longer than the pressure length (= A₂ - A₃ + 15 mm). The outside diameter, the required interference between the sleeves and the shafts, and the increase in the drive-up distance (the reduction in dimension A₃) can be obtained from the table below for various values of diameter ratio d_c/d_a.

Suitable tolerance ranges for the outside diameter of the sleeves and the recesses in the shafts are IT6 and IT7 respectively. Note that the coupling seatings should be machined to the prescribed diameter tolerance only after the reinforcement sleeves have been fitted.

$\frac{d_c}{d_a}$	$\frac{d_b}{d_a}$	$\frac{\delta}{d_b}$	$\frac{R}{d_a}$
0.1	0.38	0.0006	0.001
0.15	0.41	0.0008	0.002
0.2	0.45	0.0009	0.004
0.25	0.48	0.0011	0.006
0.3	0.49	0.0013	0.009
0.35	0.51	0.0015	0.013
0.4	0.54	0.0017	0.018
0.45	0.58	0.0019	0.024
0.5	0.62	0.0021	0.031
0.55	0.67	0.0023	0.040

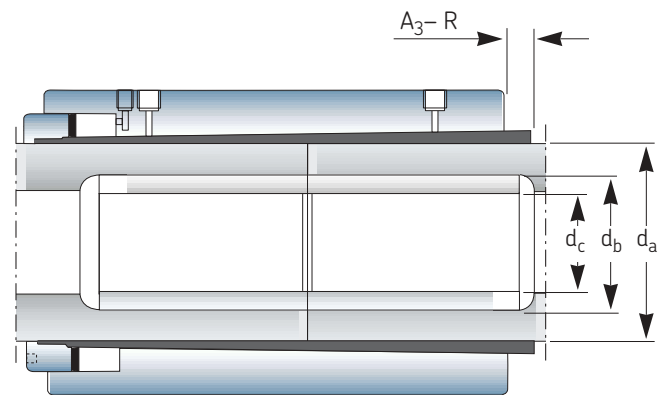
Example: An OKC coupling is to be mounted on shafts with an outside diameter of 400 mm and a bore of 120 mm.

$$\text{i.e. } \frac{d_c}{d_a} = \frac{120}{400} = 0.3$$

The outside diameter of the reinforcement sleeve is obtained from $\frac{d_b}{d_a} = 0.49$, i.e. d_b = 196 mm.

The interference δ is obtained from $\frac{\delta}{d_b} = 0.0013$, i.e. δ = 0.25 mm

The increase in drive-up distance, R, is obtained from the ratio $\frac{R}{d_a} = 0.009$. Thus dimension A₃ in the table on page 7 (30 mm) must be reduced by 3.6 mm.



With hollow shafts whose diameter ratio exceeds 0.55 the normal pressure and transmitted torque cannot be fully achieved. In such cases, please consult us or your local representative.

Hollow shafts for OKCS and OKF couplings

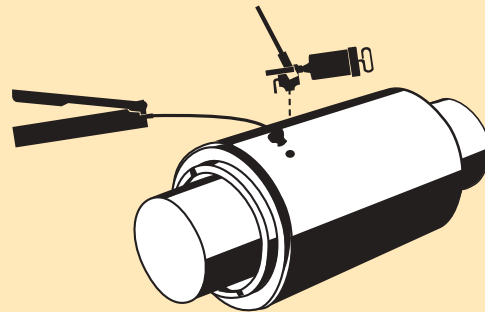
For OKCS and OKF couplings mounted on hollow shafts, please contact your local representative.

Modular equipment for mounting and dismounting

TMHK 36

Suitable for OKC 100 - OKC 170
and OKCS 178 - OKCS 360

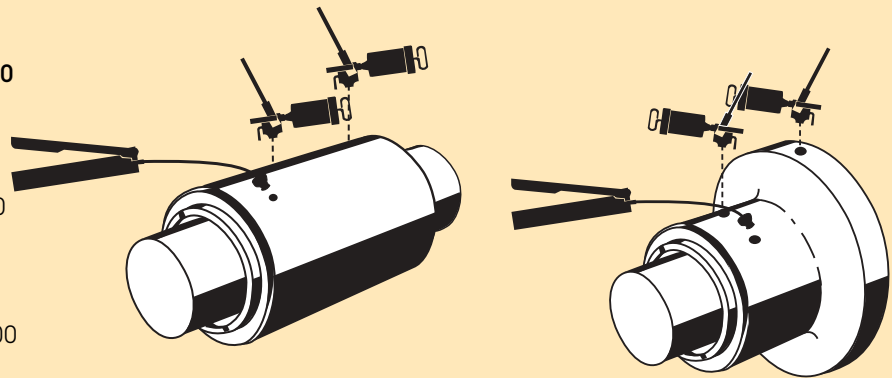
- 1 Tool case 728245/3A
 - 1 Oil injector 226400
 - 1 Hand operated pump TMJL 50
 - 1 Set of hex keys
 - 1 Spare parts for injector 226400
- Mass: 19 kg



TMHK 37

Suitable for OKC 180 - OKC 250
and OKF 100 - OKF 300

- 1 Tool case 728245/3A
 - 2 Oil injectors 226400
 - 1 Hand operated pump TMJL 50
 - 1 Pipe 227958A
 - 1 Adapter block 226402
 - 1 Set of hex keys
 - 1 Spare parts for injector 226400
- Mass: 28.1 kg



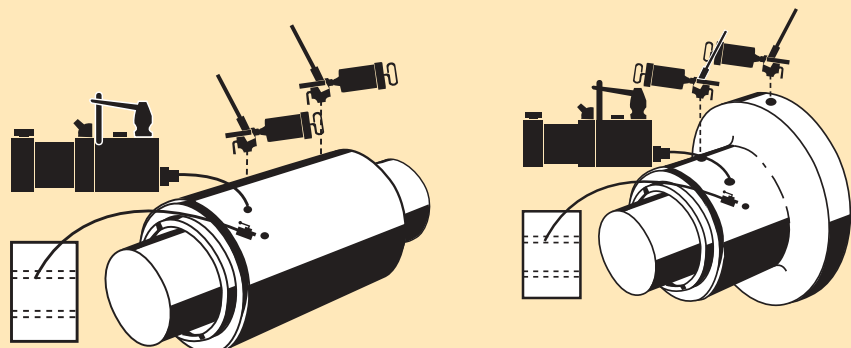
Set TMHK 38 can also be used for these coupling sizes.

The set contains a hydraulic pump driven by compressed air which enables the coupling to be mounted more quickly.

TMHK 38

Suitable for OKC 180 - OKC 490
and OKF 300 - OKF 700

- 1 Air-driven pump set THAP 030/SET
 - 1 Return hose 729147A
 - 2 Oil injectors 226400
 - 1 Set of hex keys
 - 1 Spare parts for injector 226400
- Mass: 32.1 kg

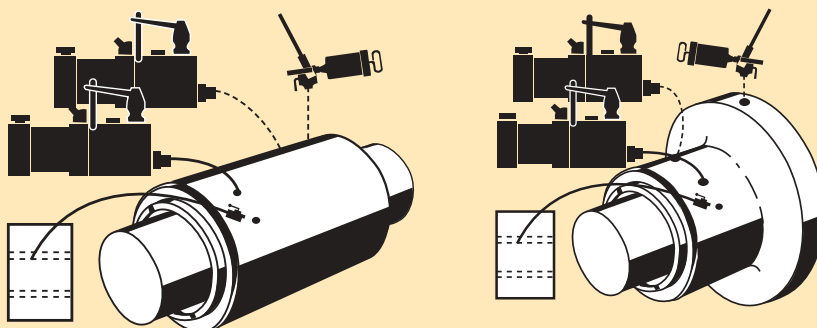


TMHK 38S

Suitable for OKC 180 - OKC 490
and OKF 300 - OKF 700

- 1 Air-driven pump set THAP 030/SET
- 1 Return hose 729147A
- 1 Air-driven pump THAP 300E
- 1 Oil injector 226400
- 1 Set of hex keys
- 1 Spare parts for injector 226400

Mass: 76.2 kg including weight of pallet



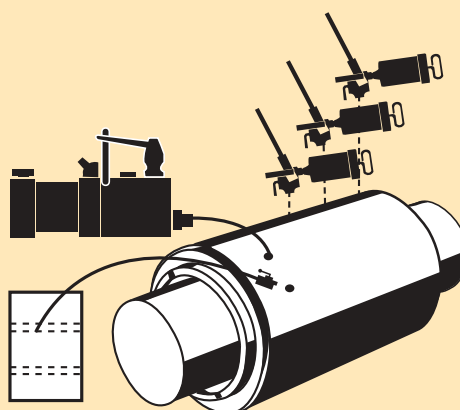
TMHK 39

Suitable for OKC 500 and larger

- 1 Air-driven pump set THAP 030/SET
- 1 Return hose 729147A
- 3 Oil injectors 226400
- 1 Set of hex keys
- 1 Spare parts for injector 226400

Mass: 35.1 kg

This set is intended for use on board ship where dismounting and mounting is only carried out infrequently. For shipyards and workshops sets TMHK 40 or TMHK 41 with an air-driven high pressure pump are recommended.



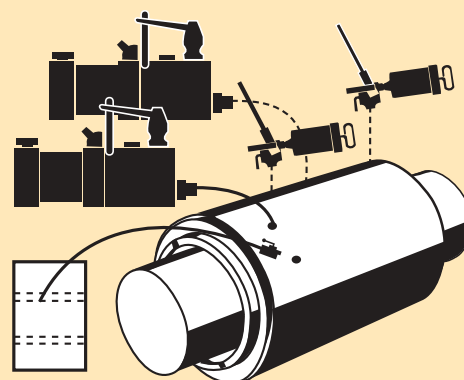
TMHK 40

Suitable for OKC 500 and larger

- 1 Air-driven pump set THAP 030/SET
- 1 Return hose 729147A
- 1 Air-driven pump THAP 300E
- 2 Oil injectors 226400
- 1 Set of hex keys
- 1 Spare parts for injector 226400

Mass: 78.2 kg including weight of pallet

This set or also set TMHK 41 are recommended for shipyards and workshops. The air-driven high pressure pump simplifies works considerably.



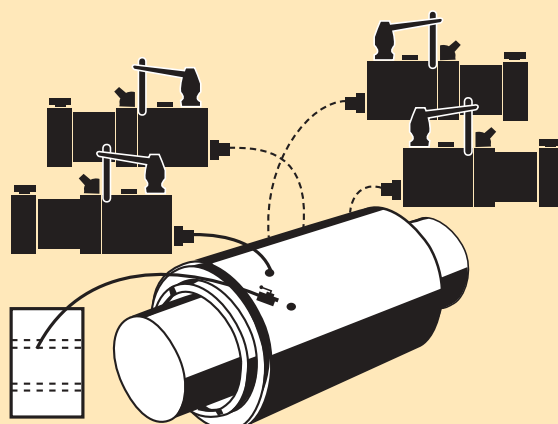
TMHK 41

Suitable for OKC 500 and larger

- 1 Air-driven pump set THAP 030/SET
- 1 Return hose 729147A
- 3 Air-driven pumps THAP 300E
- 1 Set of hex keys

Mass: 126.7 kg including weight of pallet

This pump set is recommended for shipyards and workshops.



Oil

The mineral motor oil to be used for the hydraulic pump and the injectors should have a viscosity of 300 mm²/s (300 cSt) at the temperature of the coupling. This viscosity will generally be obtained with sufficient accuracy if the oil is chosen according to the table below.

Temperature range		Viscosity
0 – 8 °C	mineral motor oil	SAE 10 W
8 – 18 °C	mineral motor oil	SAE 20 W
18 – 27 °C	mineral motor oil	SAE 30 W
27 – 32 °C	mineral motor oil	SAE 40 W
32 – 38 °C	mineral motor oil	SAE 50 W



Approved by leading classification societies

Connecting rigid shafts with OK couplings is a time-saving solution that has been used on land and at sea for more than fifty years. The couplings are well known all over the world for their high quality, creative design and operational safety.

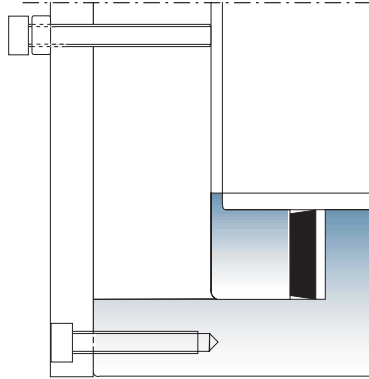
In the production line each step is carefully controlled and the finished couplings are subjected to a rigid final inspection regarding sizes and steel quality before delivery. The couplings are also approved by all major classification societies, for example Det Norske Veritas.



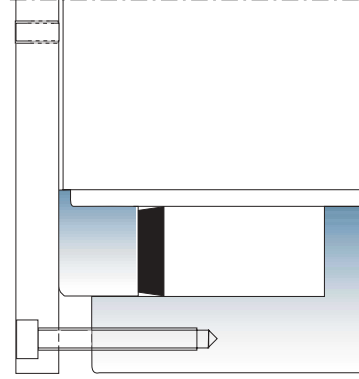
Locating device for outer sleeve

All OKC couplings for shafts with diameters over 200 mm and OKF couplings for shafts with diameter over 300 mm are equipped with lock levers, which prevent the outer sleeve from being driven up unintentionally

on the inner sleeve during transport and when the coupling is being mounted or dismantled. The lock levers also lock the nut when the coupling has been installed.



Locating device before mounting



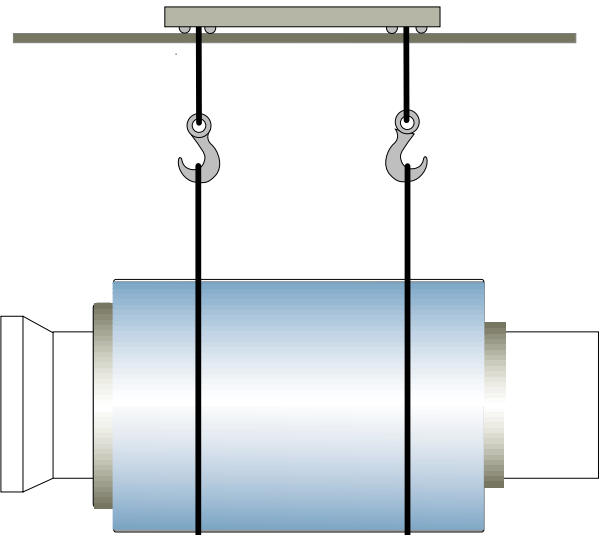
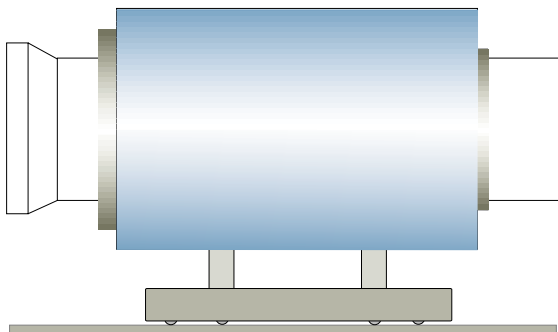
Locating device after mounting

Mounting arrangements for OKC couplings

To facilitate the mounting and dismantling of large OKC couplings, it is advisable to use some type of lifting arrangement. The types of arrangements shown will also allow radial shaft alignment. In both cases the carriages should move in line with the shafts.

OPTION I

A wheeled carriage is provided with two hydraulic jacks, positioned as shown. This allows the coupling to be adjusted as required.



OPTION II

An overhead carriage with two fixed chain blocks is positioned above the coupling. Lifting ropes are positioned as shown giving the required adjustment.

The Supergrip bolt cuts down on downtime

At a time when maintenance cost efficiency in heavy industries is a make-or-break factor in operational economy, the time-saving Supergrip concept can cut costs dramatically.

When you connect your couplings with Supergrip bolts, there is no uncertainty about the length of downtime for removing the bolts. No worry about whether the bolts have jammed or seized in the holes. You know that once the tension and expansion pressure have been released, each bolt will slide out as easily as it went in.

Ninety percent reduction of downtime

A study released by the Swedish State Power Board on the comparison of individually fitted bolts with Supergrip bolts showed a 90 % reduction in the time required to disassemble and reassemble the couplings of two turbo sets (eight couplings).

The unit equipped with Supergrip bolts was re-connected to the power grid 48 hours earlier than the unit with conventional bolts. Total savings were 19,200,000 kWh (48 hours x 400 MW).

Oil injection method

The Supergrip bolts are a superior solution for connecting rotating flange couplings. Compared with traditional bolt systems, Supergrip bolts are easier to install and remove, take much less time and hold the coupling halves together much more securely.

The torque in a coupling connected with Supergrip bolts is transmitted in two ways: by shear strength of the expanded bolt in the hole, and by the friction effect at the flange faces created by pre-loading the bolt.

Designed specifically for such high-torque applications as propeller shafts, rudder assemblies, turbo generators, the Supergrip bolt offers significant advantages.

Simplified machining of the holes and no grinding of the bolts. You eliminate re-reaming and re-honing. The bolts are designed to be inserted and removed with an initial clearance fit. There is no risk of seizure.

For more detailed information and design recommendations, please ask for our Supergrip brochure.





The oil injection method used in our OK couplings was developed by us in the early 1940s. Since then more than 36,000 couplings have been supplied to ships, power installations, etc all over the world.

The OK couplings are manufactured in modern NC-controlled equipment utilizing CAD/CAM technology. Our most important resource is, however, a well-trained staff with a long experience and tradition of manufacturing precision engineering products.



SKF Coupling Systems AB was established in the early 1940s when SKF's Chief Designer, Erland Bratt, invented the SKF oil injection method. As the result of continuous development, SKF is currently a world leader in selected market niches.

Our business concept is to develop, produce and supply products based on the SKF oil injection method. These products significantly reduce downtime and lower maintenance costs of the capital-intensive equipment in which they are used.



SKF Coupling Systems AB

SE-813 82 Hofors, Sweden.

Tel: +46 290 284 00. Fax: +46 290 282 70

E-mail: skf.coupling.systems@skf.com

Website: www.couplings.skf.com



RATO R

TECHNISCHE DATEN / TECHNICAL DATA



GÜLTIGKEITSKLAUSEL

Die vorliegende Broschüre ersetzt alle vorherigen Ausgaben, ältere Drucke verlieren ihre Gültigkeit. VULKAN ist berechtigt, aufgrund neuerer Entwicklungen die in dieser Broschüre enthaltenen Daten entsprechend anzupassen und zu verändern. Die neuen Daten gelten nur für nach der Änderung bestellte Kupplungen. Es liegt im Verantwortungsbereich des Anwenders dafür zu sorgen, dass ausschließlich die aktuelle Katalogversion verwendet wird. Der jeweils aktuelle Stand ist auf der Webseite von VULKAN unter www.vulkan.com jederzeit abrufbar.

Die Angaben in dieser Broschüre beziehen sich auf den technischen Standard gültig im Hause VULKAN und stehen unter den in den Erläuterungen definierten Bedingungen. Es liegt allein im Entscheidungs- und Verantwortungsrahmen des Systemverantwortlichen für die Antriebslinie, entsprechende Rückschlüsse auf das Systemverhalten zu ziehen.

VULKAN Drehschwingungsanalysen berücksichtigen in der Regel nur das rein mechanische Schwingungssystem. Als reiner Komponentenhersteller übernimmt VULKAN mit der Analyse des Drehschwingungssystems (stationär, transient) nicht die Systemverantwortung! Die Genauigkeit der Analyse hängt von der Genauigkeit der verwendeten bzw. der VULKAN zur Verfügung gestellten Daten ab.

Änderungen aufgrund des technischen Fortschritts sind vorbehalten. Bei Unklarheiten bzw. Rückfragen kontaktieren Sie bitte VULKAN.

Stand 01/2011

Das Recht auf Vervielfältigung, Nachdruck und Übersetzungen behalten wir uns vor. Maß- und Konstruktionsänderungen vorbehalten.

VALIDITY CLAUSE

The present catalogue shall replace all previous editions, any previous printings shall no longer be valid. Based on new developments, VULKAN reserves the right to amend and change any details contained in this catalogue respectively. The new data shall only apply with respect to couplings that were ordered after said amendment or change. It shall be the responsibility of the user to ensure that only the latest catalogue issue will be used. The respective latest issue can be seen on the website of VULKAN on www.vulkan.com.

The data contained in this catalogue refer to the technical standard as presently used by VULKAN with defined conditions according to the explanations. It shall be the sole responsibility and decision of the system administrator for the drive line to draw conclusions about the system behaviour.

VULKAN torsional vibration analysis usually only consider the pure mechanical mass-elastic system. Being a component manufacturer exclusively, VULKAN assumes no system responsibility with the analysis of the torsional vibration system (stationary, transiently)! The accuracy of the analysis depends on the exactness of the used data and the data VULKAN is provided with, respectively.

Any changes due to the technological progress are reserved. For questions or queries please contact VULKAN.

Status: 01/2011

All duplication, reprinting and translation rights are reserved.

We reserve the right to modify dimensions and constructions without prior notice.

INHALTSVERZEICHNIS

CONTENTS

02

GÜLTIGKEITSKLAUSEL
VALIDITY CLAUSE

03

INHALTSVERZEICHNIS
CONTENTS

04

EIGENSCHAFTEN UND BESCHREIBUNG
CHARACTERISTICS AND DESCRIPTION

06

LISTE DER TECHNISCHEN DATEN
LIST OF TECHNICAL DATA

08

ABMESSUNGEN/MASSENTRÄGHEITSMOMENTE/MASSEN
DIMENSIONS/MASS-MOMENTS OF INERTIA/MASSES

08 **RATO R Baureihe 2200** / Series 2200

10 **RATO R Baureihe 2201** / Series 2201

12 **RATO R Baureihe 2400** / Series 2400

EIGENSCHAFTEN UND BESCHREIBUNG

CHARACTERISTICS AND DESCRIPTION

RATO R Kupplungen / RATO R Couplings

Drehmoment: 12,50–270,00 kNm / Torque range: 12.50 – 270.00 kNm



Hochelastische RATO R Kupplungen

In Ergänzung zur Allround-Kupplung RATO S wurde die hochelastische **RATO R** Kupplung speziell für die Anwendung in Antriebsanlagen mit der Forderung nach hoher Drehnachgiebigkeit und guten Verlagerungseigenschaften entwickelt.

Bei der Konzeption wurde großer Wert auf thermische Sicherheit und gute dynamische Laufeigenschaften mit möglichst geringen rotierenden Massen gelegt. Die Anwendungen liegen somit vorrangig in schnelllaufenden Haupt- und Nebenantrieben – seien es diesel- oder elektromotorische.

In den Drehmomentbereichen, die ein Handhaben und den Einbau von geschlossenen Elementen gestatten, bietet die **RATO Ring** Kupplung eine zusätzliche Alternative. Dieses ist vornehmlich bei kleinen bis mittleren Baugrößen möglich.

Durch die Auswahl der zur Verfügung stehenden Drehsteifigkeiten bzw. Elementausführungen lässt sich eine gute Drehschwingungsabstimmung der Antriebsanlage durchführen.

Die Nachgiebigkeiten der **RATO R** Kupplung in radialer, axialer und winkliger Richtung bei kürzestmöglicher Baulänge sorgen für einen günstigen Ausgleich der Wellenverlagerungen bei elastischer Motoraufstellung, Fundamentveränderungen oder anderen betriebsbedingten Verlagerungen.

Die Verwendung von relativ weichen Kreisringmembranen bietet bei axialer Schwingungsanregung eine wirksame Entkoppelung und somit einen effektiven Schutz der Wellenlager.

Aufgrund der Vermeidung von Geräuschpfaden – direkter Metallkontakt – bietet die **RATO R** Kupplung ausgezeichnete Geräuschdämmungseigenschaften.

Highly Flexible RATO R Couplings

Complementing the "all-round" RATO S coupling, the highly flexible **RATO R** coupling has been specially designed for the use in installations requiring a high level of torsional flexibility and misalignment capacity.

Inherent features of the design include high dynamic load capacity and good rotational dynamic properties due to the low rotating inertias. The area of application is primarily high-speed main/PTO systems driven by a diesel engine or electric motor.

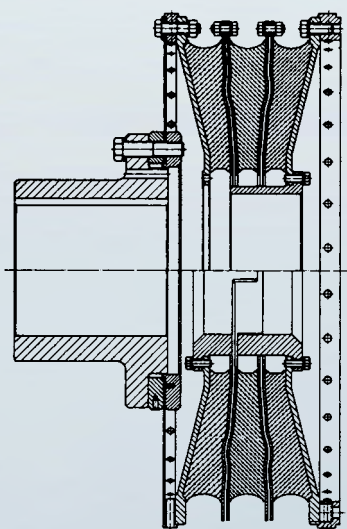
In the low to middle torque ranges where the handling and installation of a complete element is practical the **RATO Ring** coupling is an additional alternative.

A customized tuning of the system's torsional vibration characteristics is possible due to the variety of torsional stiffnesses and element configurations available.

The radial, axial and angular flexibility of the **RATO R** coupling, with the shortest possible installation length, enables good compensation of shaft misalignments caused by the flexible mounting of the prime mover, foundation movements etc. to be achieved.

The use of relatively soft annular membranes permits, in the event of an axial vibration excitation, an efficient isolation of the system – effectively protecting shaft bearings.

By avoiding noise paths, direct metal to metal contact, the **RATO R** has excellent noise-attenuation properties.



Die **RATO R** Kupplung besteht in der Basisbaureihe 2200 aus: Anbaunabe, mehrreihigem elastischen Element, Membranteil und dem Anschlussring.

The **RATO R** Coupling in the series 2200 consists of: attached hub, multiple-row flexible element, membrane part and the connecting ring.

LISTE DER TECHNISCHEN DATEN

LIST OF TECHNICAL DATA

Baugröße	Baugruppe	Nenn-drehmoment	Max. Drehmoment ₁	Max. Drehmoment ₂	Max. Drehmomentbereich	Zul. Wech-seldrehmoment	Zul. Verlustleistung	Zul. Drehzahl	Zul. axialer Wellenversatz	Zul. radialer Kupplungsversatz	Radiale Federsteife	Dynamische Drehfedersteife	Verhältnis-mäßige Dämpfung
Size	Dimension Group	Normal Torque	Max. Torque ₁	Max. Torque ₂	Max. Torque Range	Perm. Vibra-tory Torque	Perm. Power Loss	Perm. Rotational Speed	Perm. Axial Shaft Dis-placement	Perm. Radial Coupling Displacement	Radial Stiffness	Dynamic Torsional Stiffness	Relative Damping
		T _{KN} kNm	T _{Kmax1} kNm	T _{Kmax2} kNm	ΔT _{max} kNm	T _{KW} kNm	P _{KV50} kW	n _{Kmax} ⁽²⁾ 1/min	ΔK _a mm	ΔK _r ⁽²⁾ mm	C _{rdyn} kN/mm	C _{Tdyn} ^(1,2) kNm/rad nominal	ψ ^(1,3) nominal
IMPORTANT¹⁾: C_{rdyn warm}, C_{Tdyn la}, ψ_{warm} are to be considered!													
G 192Z R	G 1920 R	12,5	16,0	56,5	19,0	3,75	0,76	2750	4,0	10,0	1,3	40	0,90
G 192W R		12,5	18,0	56,5	21,5	3,75				10,0	1,6	50	1,13
G 192T R		16,0	21,5	72,0	25,5	4,80				7,0	2,2	70	1,13
G 212Z R	G 2120 R	16,0	20,0	72,0	24,0	4,80	0,84	2525	5,0	10,0	1,4	51	0,90
G 212W R		16,0	22,0	72,0	26,5	4,80				10,0	1,8	64	1,13
G 212T R		20,0	26,5	90,0	32,0	6,00				7,0	2,5	88	1,13
G 232Z R	G 2320 R	20,0	24,5	90,0	29,5	6,00	0,90	2350	5,5	11,0	1,6	64	0,90
G 232W R		20,0	28,0	90,0	33,5	6,00				11,0	2,0	80	1,13
G 232T R		25,0	33,5	112,5	40,0	7,50				8,0	2,8	110	1,13
G 241Z R	G 2410 R	25,0	31,1	112,5	37,4	7,80	0,66	2125	6,0	3,4	5,8	337	0,90
G 241W R		25,0	35,0	112,5	42,0					2,7	7,2	418	1,13
G 241T R		31,5	41,9	142,0	50,3					1,9	10,2	594	1,13
G 241Y R		35,6	45,0	142,0	54,0					1,3	15,0	730	1,13
G 252Z R	G 2520 R	25,0	31,0	112,5	37,5	7,50	0,98	2125	6,0	12,0	1,6	80	0,90
G 252W R		25,0	35,0	112,5	42,0	7,50				12,0	2,0	100	1,13
G 252T R		31,5	42,0	142,0	50,5	9,45				9,0	2,8	139	1,13
G 262Z R	G 2620 R	31,5	39,5	142,0	47,5	9,45	1,05	2000	6,0	13,0	1,7	100	0,90
G 262W R		31,5	44,5	142,0	53,5	9,45				13,0	2,2	126	1,13
G 262T R		40,0	53,5	180,0	64,0	12,00				9,0	3,0	176	1,13
G 273W R	G 2730 R	31,5	47,5	142,0	57,0	9,45	2,00	2250	6,0	13,0	2,2	126	1,13
G 293W R	G 2930 R	40,0	60,0	180,0	72,0	12,00	2,31	2250	6,0	14,0	2,5	160	1,13
G 312Z R	G 3120 R	50,0	62,5	225,0	75,0	15,00	1,20	1675	7,0	17,0	1,9	160	0,90
G 312W R		50,0	70,0	225,0	84,0	15,00				17,0	2,4	200	1,13
G 312T R		63,0	84,0	283,5	100,5	18,90				12,0	3,3	277	1,13
G 321W R	G 3210 R	63,0	81,0	283,5	97,0	18,90	0,62	1100	5,5	8,0	5,6	504	1,13
G 321T R		80,0	97,0	360,0	116,5	24,00				6,0	7,2	640	
G 321Y R		90,0	110,5	405,0	134,0	27,00				5,5	8,2	800	
G 322W R		63,0	81,0	283,5	97,0	18,90				16,0	2,8	252	
G 322T R	G 3220 R	80,0	97,0	360,0	116,5	24,00	1,24	1100	5,5	12,0	3,6	320	
G 322Y R		90,0	110,5	405,0	134,0	27,00				11,0	4,1	400	
G 333Z R	G 3330 R	63,0	81,0	283,5	97,0	18,90	2,70	1725	7,0	17,0	2,1	202	0,90
G 333W R		63,0	95,0	283,5	114,0	18,90				17,0	2,6	252	1,13
G 333T R		80,0	114,0	360,0	137,0	24,00				12,0	3,6	352	1,13

Siehe Erläuterung der Technischen Daten.

Andere Gummiqualitäten auf Anfrage.

1) VULKAN empfiehlt die zusätzliche Berücksichtigung von C_{Tdyn warm} (0,7), C_{Tdyn la} (1,35) und ψ_{warm} (0,7) für die Berechnung der Drehschwingungen in der Anlage.

2) Der Betriebszustand der Anlage kann eine Korrektur der gegebenen Werte notwendig machen. Siehe Erläuterungen der Technischen Daten.

Bei mehrreihigen Kupplungen müssen bei der Durchführung einer Drehschwingungs-analyse der Anlage die individuellen Massenträgheitsmomente der Kupplung und die dynamischen Drehfedersteifen der einzelnen Elemente berücksichtigt werden.

Durch die Eigenschaft des Werkstoffs Gummi sind Toleranzen der aufgeführten Daten für C_{Tdyn} von ± 15% möglich.

3) Bedingt durch die physikalischen Eigenschaften der elastischen Elemente sind Toleranzen der aufgeführten Daten für ψ, von 0% bis -30% für die W, T, Q, Y Elemente bzw., von 0% bis -45% für die Z, J Elemente möglich.

See Explanation of the Technical Data.

Different rubber qualities on request.

1) VULKAN recommend that the values C_{Tdyn warm} (0.7), C_{Tdyn la} (1.35) and ψ_{warm} (0.7) be additionally used when the installations of torsional vibrations are calculated.

2) The actual operating condition could require the correction of the given values. See explanation of Technical Data.

In case of multi-row couplings, the individual mass-moments of inertia and dynamic torsional stiffnesses of the coupling must be taken into consideration when making the torsional vibration analysis of the installation.

The properties of the rubber material mean that tolerances of ± 15% with respect to the data given for C_{Tdyn} are possible.

3) Because of the physical properties of the elastic elements, tolerances of 0% to -30% for the W, T, Q, Y elements and 0% to -45% for the Z and J elements with respect to the data given for ψ are possible.

Baugröße	Baugruppe	Nenn-dreh-moment	Max. Dreh-moment ₁	Max. Dreh-moment ₂	Max. Dreh-moment-bereich	Zul. Wech-seldreh-moment	Zul. Verlust-leistung	Zul. Dreh-zahl	Zul. axialer Wellenver-satz	Zul. radialer Kupplungs-ver-satz	Radiale Federsteife	Dynamische Drehfeder-steife	Verhältnis-mäßige Dämpfung
Size	Dimension Group	Norminal Torque	Max. Torque ₁	Max. Torque ₂	Max. Torque Range	Perm. Vibra-tory Torque	Perm. Power Loss	Perm. Rotational Speed	Perm. Axial Shaft Dis-placement	Perm. Radial Coupling Displacement	Radial Stiffness	Dynamic Torsional Stiffness	Relative Damping
		T _{KN} kNm	T _{Kmax1} kNm	T _{Kmax2} kNm	ΔT _{max} kNm	T _{KW} kNm	P _{KV50} kW	n _{Kmax} ²⁾ 1/min	ΔK _a mm	ΔK _r ^{4,2)} mm	C _{dyn} kN/mm	C _{Tdyn} ¹⁾²⁾ kNm/rad nominal	ψ ¹⁾³⁾ nominal
IMPORTANT¹⁾: C_{Tdyn warm}, C_{Tdyn la}, ψ_{warm} are to be considered!													
G 343Z R		80,0	101,0	360,0	121,5	24,00				18,0	2,4	256	0,90
G 343W R	G 3430 R	80,0	118,0	360,0	142,5	24,00	2,52	1545	7,0	18,0	3,0	320	1,13
G 343T R		100,0	142,5	450,0	171,0	30,00				13,0	4,1	440	1,13
G 352W R		80,0	120,0	360,0	148,0	24,00				13,2	4,2	560	
G 352T R	G 3520 R	100,0	147,0	450,0	177,0	30,00	1,76	1350	7,0	10,4	5,2	700	1,13
G 352Y R		100,0	150,0	450,0	200,0	30,00				8,4	6,5	875	
G 381Z R		100,0	158,0	450,0	190,0	30,00				9,8	7,2	1200	0,90
G 381W R	G 3810 R	125,0	177,0	562,5	212,0	37,50	0,90	1130	6,5	7,8	9,0	1500	1,13
G 381T R		160,0	206,0	720,0	247,0	48,00				6,1	11,5	1920	1,13
G 382Z R		100,0	158,0	450,0	190,0	30,00				19,6	3,6	600	0,90
G 382W R	G 3820 R	125,0	177,0	562,5	212,0	37,50	1,80	1130	6,5	15,6	4,5	750	1,13
G 382T R		160,0	206,0	720,0	247,0	48,00				12,2	5,8	960	1,13
G 401Z R		100,0	158,0	450,0	190,0	30,00				10,8	5,3	735	0,90
G 401J R		125,0	160,0	562,5	200,0	37,50				9,3	6,1	850	0,90
G 401W R	G 4010 R	125,0	177,0	562,5	212,0	37,50	0,80			7,2	7,9	1100	1,13
G 401T R		160,0	206,0	720,0	247,0	48,00				5,2	10,9	1525	1,13
G 401Y R		180,0	220,0	810,0	266,0	48,00		900	9,0	3,8	15,1	2100	1,13
G 402Z R		100,0	158,0	450,0	190,0	30,00				21,6	2,7	368	0,90
G 402J R		125,0	160,0	562,5	200,0	37,50				18,6	3,0	425	0,90
G 402W R	G 4020 R	125,0	177,0	562,5	212,0	37,50	1,60			14,4	4,0	550	1,13
G 402T R		160,0	206,0	720,0	247,0	48,00				10,4	5,5	763	1,13
G 402Y R		180,0	220,0	810,0	266,0	48,00				7,6	7,5	1050	1,13
G 471Z R		200,0	250,0	900,0	300,0	50,00				11,5	6,7	1300	0,90
G 471W R	G 4710 R	224,0	280,0	1010,0	335,0	64,00				8,0	9,8	1900	1,13
G 471T R		250,0	320,0	1125,0	375,0	64,00	0,90			5,7	14,0	2700	1,13
G 471Y R		270,0	360,0	1215,0	430,0	64,00		750	12,0	4,2	19,1	3700	1,13
G 472Z R		200,0	250,0	900,0	300,0	50,00				23,0	3,4	650	0,90
G 472W R	G 4720 R	224,0	280,0	1010,0	335,0	64,00				16,0	4,9	950	1,13
G 472T R		250,0	320,0	1125,0	375,0	64,00	1,80			11,4	7,0	1350	1,13
G 472Y R		270,0	360,0	1215,0	430,0	64,00				8,4	9,6	1850	1,13

Siehe Erläuterung der Technischen Daten.

Andere Gummiqualitaten auf Anfrage.

- 1) VULKAN empfiehlt die zusätzliche Berücksichtigung von C_{Tdyn warm} (0,7), C_{Tdyn la} (1,35) und ψ_{warm} (0,7) für die Berechnung der Drehschwingungen in der Anlage.
- 2) Der Betriebszustand der Anlage kann eine Korrektur der gegebenen Werte notwendig machen. Siehe Erläuterungen der Technischen Daten.

Bei mehrreihigen Kupplungen müssen bei der Durchführung einer Drehschwingungs-analyse der Anlage die individuellen Massenträgheitsmomente der Kupplung und die dynamischen Drehfedersteifen der einzelnen Elemente berücksichtigt werden.

Durch die Eigenschaft des Werkstoffs Gummi sind Toleranzen der aufgeführten Daten für C_{Tdyn} von ± 15% möglich.

- 3) Bedingt durch die physikalischen Eigenschaften der elastischen Elemente sind Toleranzen der aufgeführten Daten für ψ, von 0% bis -30% für die W, T, Q, Y Elemente bzw., von 0% bis -45% für die Z, J Elemente möglich.

See Explanation of the Technical Data.

Different rubber qualities on request.

- 1) VULKAN recommend that the values C_{Tdyn warm} (0.7), C_{Tdyn la} (1.35) and ψ_{warm} (0.7) be additionally used when the installations of torsional vibrations are calculated.
- 2) The actual operating condition could require the correction of the given values. See explanation of Technical Data.

In case of multi-row couplings, the individual mass-moments of inertia and dynamic torsional stiffnesses of the coupling must be taken into consideration when making the torsional vibration analysis of the installation.

The properties of the rubber material mean that tolerances of ± 15% with respect to the data given for C_{Tdyn} are possible.

- 3) Because of the physical properties of the elastic elements, tolerances of 0% to -30% for the W, T, Q, Y elements and 0% to -45% for the Z and J elements with respect to the data given for ψ are possible.

ABMESSUNGEN/MASSENTRÄGHEITSMOMENTE/MASSEN

DIMENSIONS/MASS-MOMENTS OF INERTIA/MASSES

RATO R Baureihe / Series 2200

Baugruppe	Abmessungen														Massenträgheitsmoment				Masse				Schwerpunktsabstand			
	Dimension Group	Dimensions														Mass moment of inertia				Mass				Distance to center of gravity		
T_{KN} kNm		D_1	D_2 vorgeb. pilot bored	D_2 max	D_3	D_4	Z	L_{kr}	T	L_1	L_2	L_4	L_5	L_3	J_1	J_2	J_3	J_4	m_1	m_2	m_3	m_4	s_1	s_2	s_3	s_4
															[kgm ²]				[kg]				[mm]			
G1920R	12,5-16,0	595	70	150	13,5	-	585	558	32	346,95	175,0	12,5	-	-	1,0	1,3	2,5	-	24,00	26,0	97,00	-	27,0	266,0	139	-
G2120R	16,0-20,0	640	80	160	13,5	-	635	608	32	390,00	185,0	8,0	-	-	1,3	1,8	3,0	-	24,00	32,0	106,00	-	23,0	302,0	152	-
G2320R	20,0-25,0	685	110	170	15,5	-	680	650	32	411,00	195,0	10,0	-	-	2,0	2,5	4,4	-	33,00	38,0	123,00	-	25,0	317,0	166	-
G2410R	25,0-35,6	735	110	185	17,5	-	740	700	32	324,70	225,0	8,0	-	-	2,1	5,4	-	-	30,00	147,0	-	-	13,0	172,0	-	-
G2520R	25,0-31,5	735	110	185	15,5	-	730	700	32	463,00	225,0	10,0	-	-	2,8	3,4	6,0	-	40,00	45,0	161,00	-	34,0	360,0	191	-
G2620R	31,5-40,0	793	100	200	17,5	-	790	755	32	488,00	235,0	10,0	-	-	3,9	4,8	9,1	-	47,00	55,0	207,00	-	28,0	378,0	191	-
G2730R	31,5	800	100	200	17,5	28,0	790	755	32	500,00	235,0	32,0	6	21,0	7,6	4,0	4,0	9,60	78,00	44,0	44,00	217	52,0	114,0	330	174,0
G2930R	40,0	870	110	220	20,0	32,0	860	820	32	535,00	250,0	35,0	6	23,0	11,7	6,0	6,0	14,90	103,00	55,0	55,00	283	57,0	123,0	352	185,0
G3110R	50,0-63,0	920	115	235	20,0	-	920	880	32	452,20	285,0	12,0	-	-	8,5	15,5	-	-	77,00	296,0	-	-	34,0	209,0	-	-
G3120R	50,0-63,0	920	115	235	20,0	-	920	880	32	586,00	285,0	12,0	-	-	8,5	10,6	19,5	-	77,00	91,0	333,00	-	34,0	454,0	228	-
G3210R	63,0-90,0	1000	150	255	22,0	-	995	950	32	497,50	300,0	12,0	-	-	12,9	29,1	-	-	96,00	403,0	-	-	30,0	243,0	-	-
G3220R	63,0-90,0	1000	150	255	22,0	-	995	950	32	656,00	300,0	12,0	-	-	12,9	28,1	29,1	-	100,00	202,0	404,00	-	30,0	499,0	243	-
G3330R	63,0-80,0	1010	125	255	22,0	36,0	995	950	32	635,00	300,0	40,0	8	25,0	24,8	12,5	13,0	30,70	157,00	90,0	90,00	434	64,0	143,0	419	220,0
G3430R	80,0-100,0	1085	160	275	24,0	39,0	1070	1025	32	670,00	310,0	45,0	8	28,0	28,0	21,4	21,0	42,30	157,00	128,0	127,00	524	55,0	523,0	424	236,0
G3520R	80,0-100,0	1135	135	275	24,0	-	1120	1075	32	597,15	310,0	11,4	-	-	16,1	17,9	59,4	-	92,00	146,0	597,00	-	25,0	470,0	253	-
G4010R	100,0-180,0	1250	220	320	26,0	-	1240	1190	32	626,00	385,0	14,0	-	-	38,3	83,5	-	-	184,00	768,0	-	-	36,0	307,0	-	-
G4020R	100,0-180,0	1250	200	320	26,0	-	1240	1190	32	821,50	385,0	14,0	-	-	38,5	82,9	84,0	-	190,00	385,0	770,00	-	37,0	628,0	307	-
G4710R	200,0-270,0	1465	230	370	32,0	-	1460	1395	32	736,60	480,0	14,0	-	-	74,7	173,6	-	-	274,00	1222,0	-	-	38,5	367,0	-	-
G4720R	200,0-270,0	1465	230	370	32,0	-	1460	1395	32	953,60	480,0	14,0	-	-	74,7	166,0	173,6	-	274,00	559,0	1228,00	-	38,5	742,0	369	-

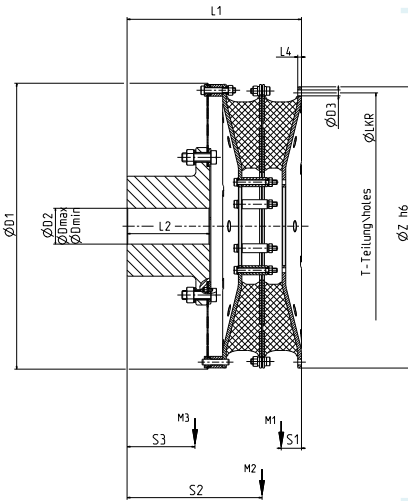
Maße in mm

Alle Massen und Massenträgheitsmomente beziehen sich auf vorgebohrte Naben. Bei mehrreihigen Kupplungen müssen bei der Durchführung einer Drehschwingungsanalyse der Anlage die individuellen Massenträgheitsmomente der Kupplung und die dynamischen Drehfedersteifen der einzelnen Elemente berücksichtigt werden.

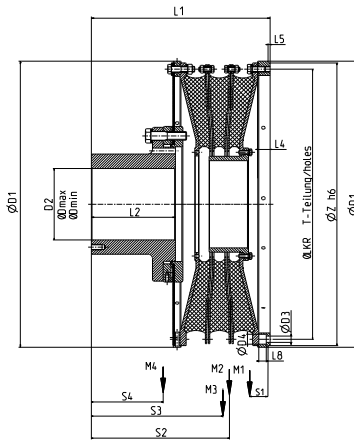
Dimensions in mm

All masses and mass moments of inertia refer to pilot bored hubs. In case of multi-row couplings the individual mass-moments of inertia and dynamic torsional stiffnesses of the coupling must be taken into consideration when making the torsional vibration analysis of the installation.

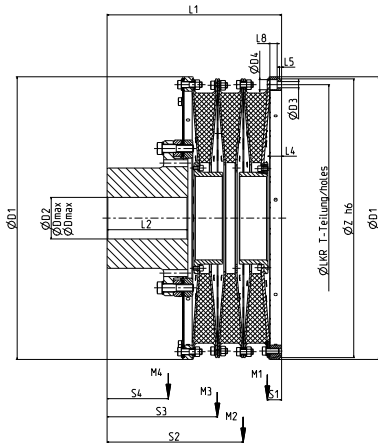
RATO R Baureihe / Series 2200



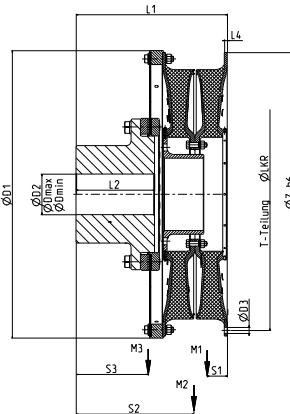
1920, 2120, 2320, 2520, 2620, 3120



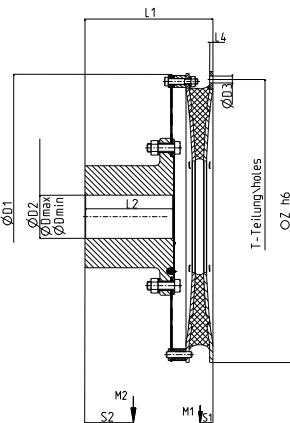
2730, 2930, 3330



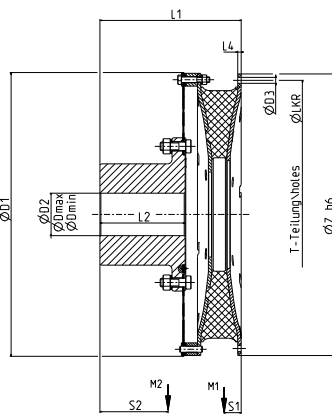
3430



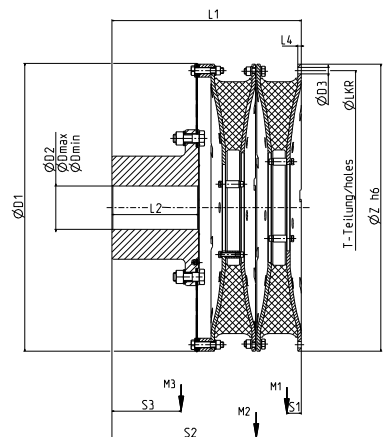
3520



2410



3210, 3810, 4010, 4710



3220, 3820, 4020, 4720

ABMESSUNGEN/MASSENTRÄGHEITSMOMENTE/MASSEN

DIMENSIONS/MASS-MOMENTS OF INERTIA/MASSES

RATO R Baureihe / Series 2201

Baugruppe	Abmessungen														Massenträgheitsmoment				Masse				Schwerpunktsabstand			
Dimension Group	Dimensions														Mass moment of inertia				Mass				Distance to center of gravity			
	T_{RN} kNm	D_1	D_2 <small>vorgeb. pilot bored</small>	D_3	D_4	Z	L_{kr}	T	L_1	L_2	L_4	L_5	L_8	J_1	J_2	J_3	J_4	m_1	m_2	m_3	m_4	s_1	s_2	s_3	s_4	
			<small>max</small>											[kgm ²]				[kg]				[mm]				
G1920R	12,5-16,0	595	70	150	13,5	-	585	558	32	346,95	175,0	12,5	-	1,0	1,3	2,6	-	25,00	27,0	103,00	-	26,0	266,0	103	-	
G2120R	16,0-20,0	640	80	160	13,5	-	635	608	32	390,00	185,0	8,0	-	1,4	1,8	3,0	-	30,00	32,0	111,00	-	29,0	302,0	157	-	
G2320R	20,0-25,0	685	110	170	15,5	-	680	650	32	411,00	195,0	10,0	-	2,1	2,5	4,5	-	40,00	38,0	129,00	-	30,0	317,0	172	-	
G2520R	25,0-31,5	735	110	185	15,5	-	730	700	32	463,00	225,0	10,0	-	2,9	3,4	6,4	-	49,00	46,0	170,00	-	34,0	360,0	191	-	
G2610R	31,5-40,0	793	100	200	17,5	-	790	755	32	406,00	235,0	10,0	-	4,0	8,0	-	-	59,00	210,0	-	-	36,0	191,0	-	-	
G2620R	31,5-40,0	793	100	200	17,5	-	790	755	32	488,00	235,0	10,0	-	4,1	4,8	9,1	-	59,00	56,0	207,00	-	36,0	378,0	190	-	
G2730R	31,5	800	100	200	18,0	28,0	790	755	32	500,00	235,0	32,0	6	21,0	7,6	4,0	4,0	9,80	80,00	44,0	44,00	229	50,0	114,0	330	177,0
G2930R	40,0	870	110	220	20,0	32,0	860	820	32	535,00	250,0	35,0	6	23,0	11,7	6,0	6,0	15,20	108,00	55,0	55,00	300	55,0	123,0	352	188,0
G3110R	50,0-63,0	925	115	235	20,0	-	920	880	32	484,20	285,0	12,0	-	9,0	17,2	-	-	96,00	336,0	-	-	44,0	228,0	-	-	
G3120R	50,0-63,0	925	115	235	20,0	-	920	880	32	586,00	285,0	12,0	-	8,9	10,6	20,0	-	95,00	91,0	349,60	-	43,0	454,0	236	-	
G3220R	63,0-90,0	1000	150	255	22,0	-	995	950	32	656,00	300,0	12,0	-	13,7	28,1	29,9	-	128,00	202,0	432,00	-	43,0	500,0	255	-	
G3330R	63,0-80,0	1010	125	255	22,0	36,0	995	950	32	635,00	300,0	40,0	8	25,0	24,8	12,5	13,0	31,30	181,00	90,0	90,00	460	62,0	143,0	419	224,0
G3430R	80,0-100,0	1085	160	275	24,0	39,0	1070	1025	32	670,00	310,0	45,0	8	28,0	28,5	21,3	21,4	42,90	175,00	128,0	127,00	543	61,0	523,0	425	241,0
G4010R	100,0-180,0	1250	200	320	26,0	-	1240	1190	32	674,00	385,0	14,0	-	40,5	89,9	-	-	238,00	855,0	-	-	51,0	332,0	-	-	
G4020R	100,0-180,0	1250	200	320	26,0	-	1240	1190	32	821,30	385,0	14,0	-	40,7	82,9	86,1	-	239,00	386,0	819,00	-	51,0	628,0	321	-	
G4710R	200,0-270,0	1465	230	370	33,0	-	1460	1395	32	796,50	480,0	14,0	-	79,4	195,6	-	-	349,00	1421,0	-	-	54,0	404,0	-	-	
G4720R	200,0-270,0	1465	230	370	33,0	-	1460	1395	32	953,60	480,0	14,0	-	79,3	166,2	178,8	-	348,00	559,0	1303,00	-	54,0	742,0	385	-	

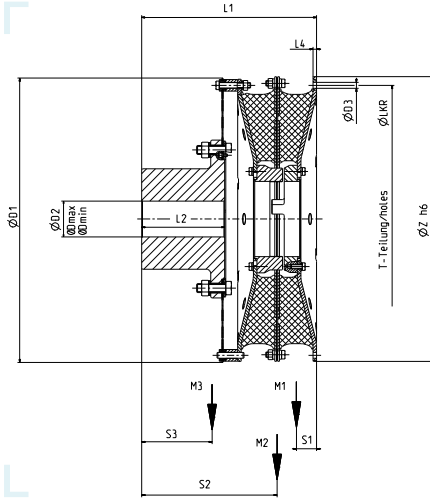
Maße in mm

Alle Massen und Massenträgheitsmomente beziehen sich auf vorgebohrte Naben. Bei mehrreihigen Kupplungen müssen bei der Durchführung einer Drehschwingungsanalyse der Anlage die individuellen Massenträgheitsmomente der Kupplung und die dynamischen Drehfedersteifen der einzelnen Elemente berücksichtigt werden.

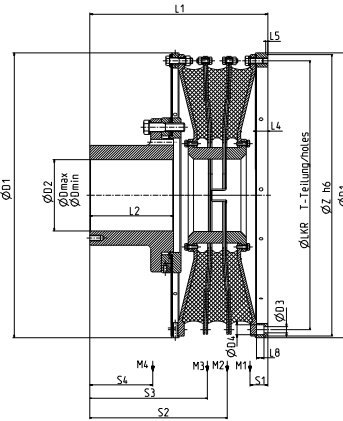
Dimensions in mm

All masses and mass moments of inertia refer to pilot bored hubs. In case of multi-row couplings the individual mass-moments of inertia and dynamic torsional stiffnesses of the coupling must be taken into consideration when making the torsional vibration analysis of the installation.

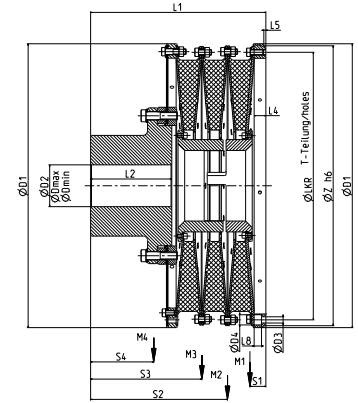
RATO R Baureihe / Series 2201



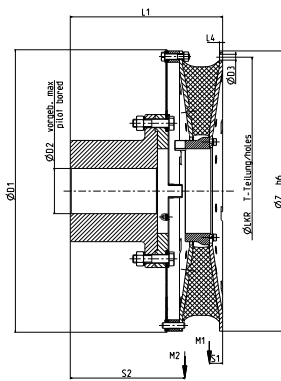
2120, 2320, 2520, 2620, 3120



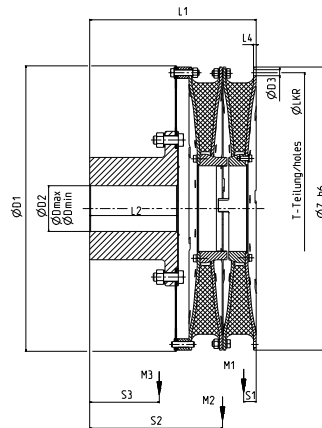
2730, 2930, 3330



3430



3210, 3810, 4010, 4710



3220, 3820, 4020, 4720

ABMESSUNGEN/MASSENTRÄGHEITSMOMENTE/MASSEN

DIMENSIONS/MASS-MOMENTS OF INERTIA/MASSES

RATO R Baureihe / Series 2400

Baugruppe	Dimension Group	Abmessungen									Massenträgheitsmoment				Masse				Schwerpunktsabstand			
		T_{KN}	Dimensions			Mass moment of inertia			Mass				Distance to center of gravity									
		D_1	D_2	D_3	D_5	L_1	L_2	L_3	L_6	J_1	J_2	J_3	J_4	m_1	m_2	m_3	m_4	s_1	s_2	s_3	s_4	
	kNm		vorgeb. pilot bored	max.																		
G1920R	12,5-16,0	595	70	150	-	595,0	552,00	175,0	151,3	150,0	3,4	1,3	2,5	-	119,00	26,0	97,00	-	141,0	266,0	139	-
G2120R	16,0-20,0	640	80	160	-	645,0	594,00	185,0	165,5	166,5	4,5	1,8	3,0	-	131,00	32,0	106,00	-	158,0	302,0	152	-
G2320R	20,0-25,0	685	110	170	-	690,0	625,00	195,0	174,2	173,5	6,7	2,5	4,5	-	157,00	38,0	125,00	-	172,0	318,0	167	-
G2410R	25,0-35,6	735	110	185	-	750,0	567,90	225,0	203,2	200,3	8,5	5,3	-	-	185,00	147,0	-	-	184,0	172,0	-	-
G2520R	25,0-31,5	735	110	185	-	740,0	706,00	225,0	203,2	202,5	8,9	3,4	6,2	-	195,00	46,0	163,00	-	190,0	360,0	185	-
G2620R	31,5-40,0	793	100	200	-	800,0	745,00	235,0	211,0	211,5	13,7	4,8	9,2	-	256,00	55,0	207,00	-	199,0	378,0	191	-
G2930R	40,0	870	110	220	-	870,0	750,00	250,0	224,0	209,0	20,3	6,0	6,0	14,90	347,00	55,0	55,00	283	201,0	338,0	352	185,0
G3110R	50,0-63,0	925	115	235	-	935,0	758,20	285,0	256,5	252,5	28,6	15,5	-	-	405,00	296,0	-	-	237,0	209,0	-	-
G3120R	50,0-63,0	920	115	235	-	935,0	892,00	285,0	256,5	252,5	28,6	11,4	20,1	-	405,00	100,0	339,00	-	237,0	454,0	230	-
G3210R	63,0-90,0	1000	150	255	-	1010,0	824,50	300,0	274,5	263,5	42,9	29,1	-	-	498,00	403,0	-	-	253,0	243,0	-	-
G3220R	63,0-90,0	1000	150	255	-	1010,0	983,00	300,0	274,5	263,5	43,1	28,1	29,1	-	502,00	202,0	404,00	-	254,0	499,0	243	-
G3330R	63,0-80,0	1010	150	255	-	1010,0	894,80	300,0	273,5	255,0	44,6	13,0	13,0	32,80	578,00	91,0	91,00	439	235,0	401,0	417	236,0
G3430R	80,0-100,0	1085	160	275	-	1085,0	934,70	310,0	271,0	263,5	56,4	21,3	21,3	42,50	661,60	128,2	127,10	525	235,0	523,4	424,7	236,2
G3520R	80,0-100,0	1135	160	275	-	1135,0	912,15	310,0	271,0	256,0	65,3	18,0	59,4	-	621,00	146,0	597,00	-	243,0	470,0	253	-
G3810R	100,0-160,0	1250	200	320	-	1255,0	995,00	385,0	355,0	346,5	107,0	73,2	-	-	851,00	714,0	-	-	310,0	294,0	-	-
G3820R	100,0-160,0	1250	200	320	-	1255,0	995,00	385,0	355,0	346,5	107,0	63,0	73,2	-	851,00	287,0	714,00	-	310,0	582,0	294	-
G4010R	100,0-180,0	1250	200	320	-	1255,0	1041,00	385,0	355,0	348,5	121,7	83,5	-	-	931,00	768,0	-	-	320,0	307,0	-	-
G4020R	100,0-180,0	1250	200	320	-	1255,0	1236,50	385,0	355,0	348,5	122,0	82,9	83,5	-	931,00	386,0	768,00	-	320,0	628,0	307	-
G4710R	200,0-270,0	1465	230	370	-	1480,0	1427,60	480,0	442,3	449,3	265,0	174,0	-	-	1516,00	1224,0	-	-	389,0	369,0	-	-
G4720R	200,0-270,0	1465	230	370	-	1480,0	1464,60	480,0	442,3	449,3	265,0	166,0	174,0	-	1516,00	559,0	1229,00	-	391,0	742,0	370	-

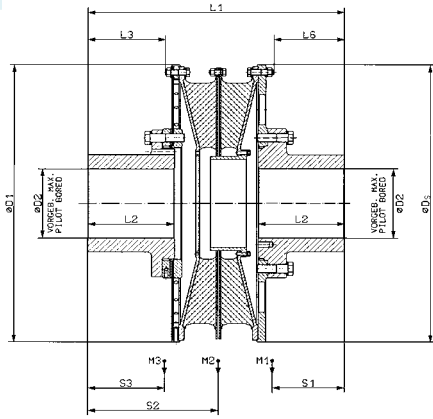
Maße in mm

Alle Massen und Massenträgheitsmomente beziehen sich auf vorgebohrte Naben. Bei mehrreihigen Kupplungen müssen bei der Durchführung einer Drehschwingungsanalyse der Anlage die individuellen Massenträgheitsmomente der Kupplung und die dynamischen Drehfedersteifen der einzelnen Elemente berücksichtigt werden.

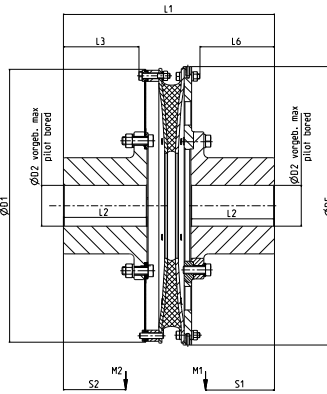
Dimensions in mm

All masses and mass moments of inertia refer to pilot bored hubs. In case of multi-row couplings the individual mass-moments of inertia and dynamic torsional stiffnesses of the coupling must be taken into consideration when making the torsional vibration analysis of the installation.

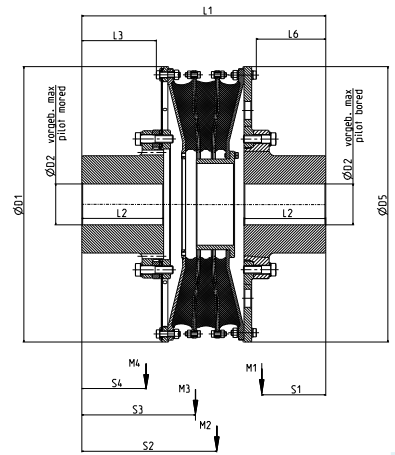
RATO R Baureihe / Series 2400



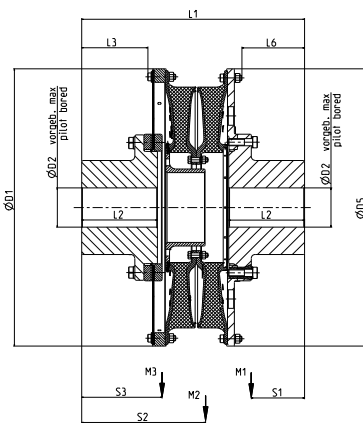
1920, 2120, 2320, 2520, 2620, 3120



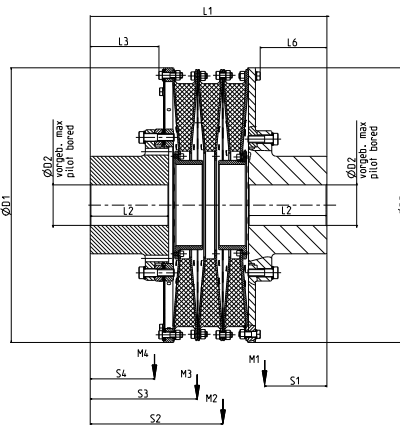
2410



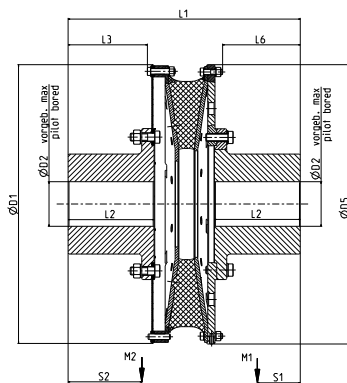
2930, 3330



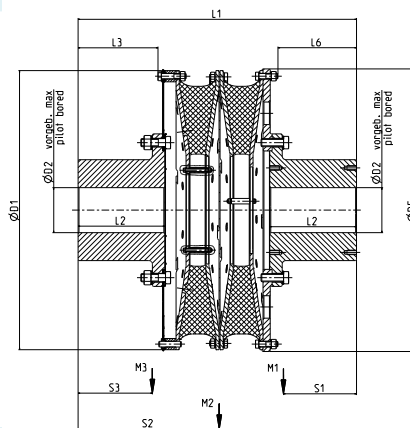
3520



3430



3210, 3810, 4010, 4710



3220, 3820, 4020, 4720

NOTIZEN

NOTICE

The page features a grid of graph paper. The grid is composed of small squares, each further divided into four triangles by a diagonal line. A central rectangular area is defined by a double-line border and contains four horizontal lines for writing. A vertical scale on the right side of the grid is numbered from 0 to 220 in increments of 10.

NOTIZEN

NOTICE

The page features a grid pattern. A central rectangular area is defined by a double-line border, containing four horizontal lines for writing. To the right of the grid, a vertical ruler is marked from 0 to 220 in increments of 10. The grid itself is composed of small squares, with a larger square area in the upper right corner.

Cedervall sterntube bearings



The Cedervall sterntube bearing together with Cedervall's world known seals forms a combination, which guaranties trouble free operation throughout the lifetime of your vessel.

Cedervall sterntube bearings are made of highest quality steel, cast iron or heavy duty ductile iron with centrifugally lined lead or tin based white metal.

Cedervall sterntube bearings can be supplied in standard sizes or to customer specification.

The bearings can be machined for temperature sensors and a wide range of sensor types can be supplied as option.

For technical specification, see back-cover of this leaflet.

www.cedervall.com

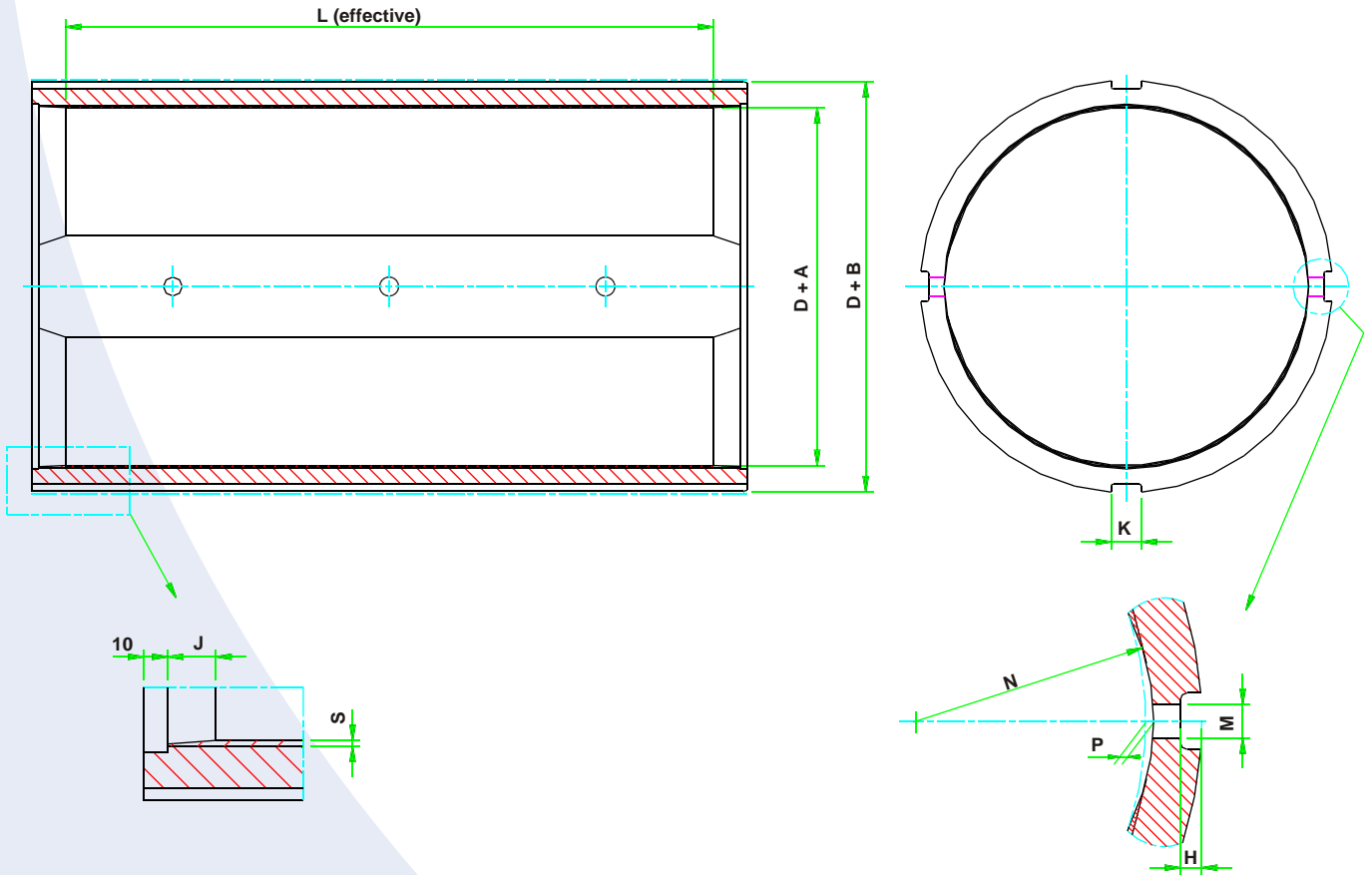




Cedervall sterntube bearings

Cedervall Standard

- | | | | |
|---|-------------------------|------------------------------|----------------------|
| 1. Grey cast iron + lead / tin base babbit | White metals | Cast irons | Steel |
| 3. Nodular cast iron + lead / tin base babbit | 1. Lead base PbSb10Sn6 | 1. Grey GG-25 - DIN 1691 | 1. ST52 – DIN 17 100 |
| 4. Steel + lead / tin base babbit | 2. Tin base SnSb12Cu6Pb | 2. Nodular GGG-40 – DIN 1693 | |



D - Nominal shaft diameter in mm

SIZE	D	A	B	L	J	S	H	K	M	P	N
05-20	50-200	0,4	40	According to class.	15	2,5	5*	25	15	3,5	0,35xD
21-30	201-300	0,5	50		20	2,5	5*	25	15	3,5	
31-40	301-400	0,6	60		25	3,0	10*	40	25	4,5	
41-50	401-500	0,8	70		35	3,0	10*	40	25	4,5	
51-60	501-600	1,0	80		45	4,0	10*	40	25	6,0	
61-70	601-700	1,1	90		45	4,0	10*	40	25	6,0	
71-80	701-800	1,3	100		50	4,0	15	63	40	6,0	
81-90	801-900	1,4	110		50	5,0	15	63	40	7,0	
91-99	901-990	1,5	120		50	5,0	15	63	40	7,0	

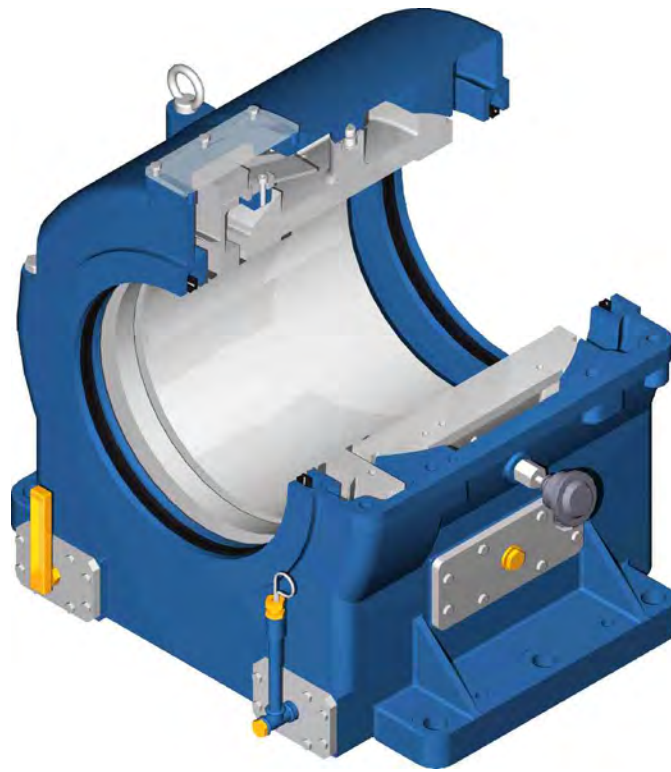
Oil holes and grooves are normally machined by yard after finishing the outer diameter.

All dimensions in mm

*H = 15 mm in of case pipe for temp. sensor through the grooves. Dimension B increases accordingly.

We reserve the right to change dimensions without prior notice.

Cedervall Intermediate Shaft Bearings



The Cedervall Intermediate Shaft Bearings are made of highest quality cast iron with tin or lead base white metal.

The bearings are self-lubricating and self-aligning and prepared for water-cooling.

The self-aligning design simplifies installation and reduces wear of the bearing compared to conventional design.

The bearings are equipped with oil level gauge and thermometer as standard. Temperature sensor can be supplied as option.

In case of severe running conditions the bearings can be equipped with forced lubrication / circulation by means of an external oil pump.

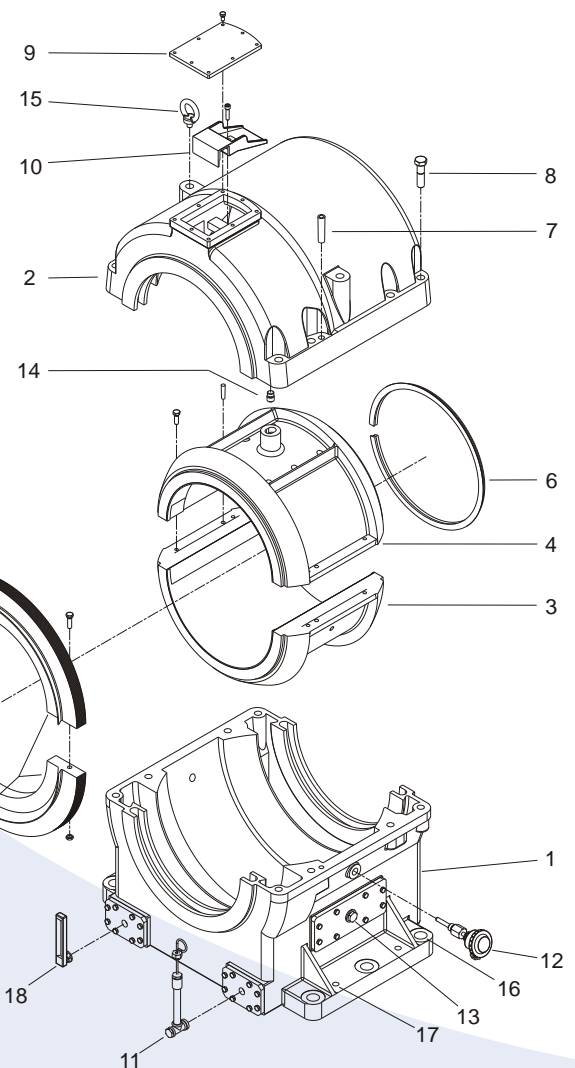
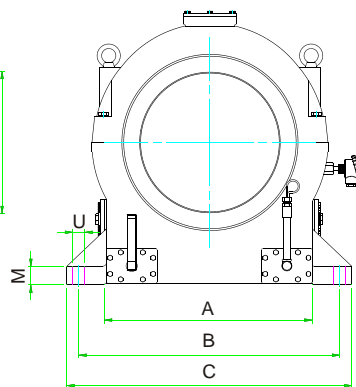
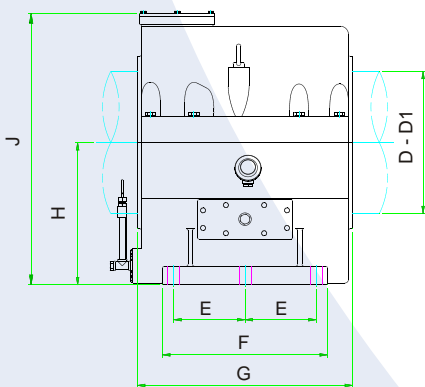
For technical specification, see back-cover of this leaflet.



Cedervall Intermediate Shaft Bearings

Size	D	-	D1	A	B	C	E	F	G	H	J	L ^(*)	M	U
125	101	-	125	220	310	360	149,0	199	217	150	320	70	35	4-ø25
165	126	-	165	270	350	410	150,0	210	310	215	403	125	40	4-ø25
210	166	-	210	310	400	460	210,0	270	360	245	458	185	40	4-ø32
235	211	-	240	350	490	550	240,0	300	436	260	508	250	40	4-ø32
265	241	-	274	460	550	610	130,0	320	446	300	560	255	45	6-ø32
290	275	-	300	480	580	640	145,0	350	485	325	600	275	40	6-ø32
320	301	-	332	450	620	680	160,0	380	510	345	664	300	50	6-ø32
350	333	-	365	500	640	700	190,0	440	532	360	685	350	50	6-ø32
380	366	-	400	560	700	760	190,0	440	574	380	725	360	50	6-ø32
420	401	-	432	600	740	800	210,0	480	615	390	735	360	55	6-ø32
450	433	-	465	655	795	855	225,0	510	642	440	825	430	70	6-ø32
480	466	-	500	730	840	930	217,5	525	525	425	830	300	75	6-ø45
530	501	-	550	770	880	970	135,0	360	510	450	870	300	80	6-ø45
580	551	-	600	845	965	1065	222,5	545	565	515	995	320	80	6-ø55
630	601	-	650	775	1040	1160	236,0	592	612	560	1082	352	85	6-ø58

All dimensions in mm



Partlist

- 1 Lower body
- 2 Upper body
- 3 Lower bearing
- 4 Upper bearing
- 5 Oil ring
- 6 Deflection ring
- 7 Guide pin
- 8 Assembly screw
- 9 Cover
- 10 Spillway
- 11 Oil level / Drain
- 12 Temperature sensor^(*)
- 13 Inlet / outlet cooling circuit
- 14 Anti rotation pin
- 15 Eye bolt
- 16 Fastening bolt^(2,3)
- 17 Level bolt^(2,3)
- 18 Local thermometer

*1. L = bearing length (Pos.3,4)

*2. Item not shown in exploded view.

*3. Optional item.

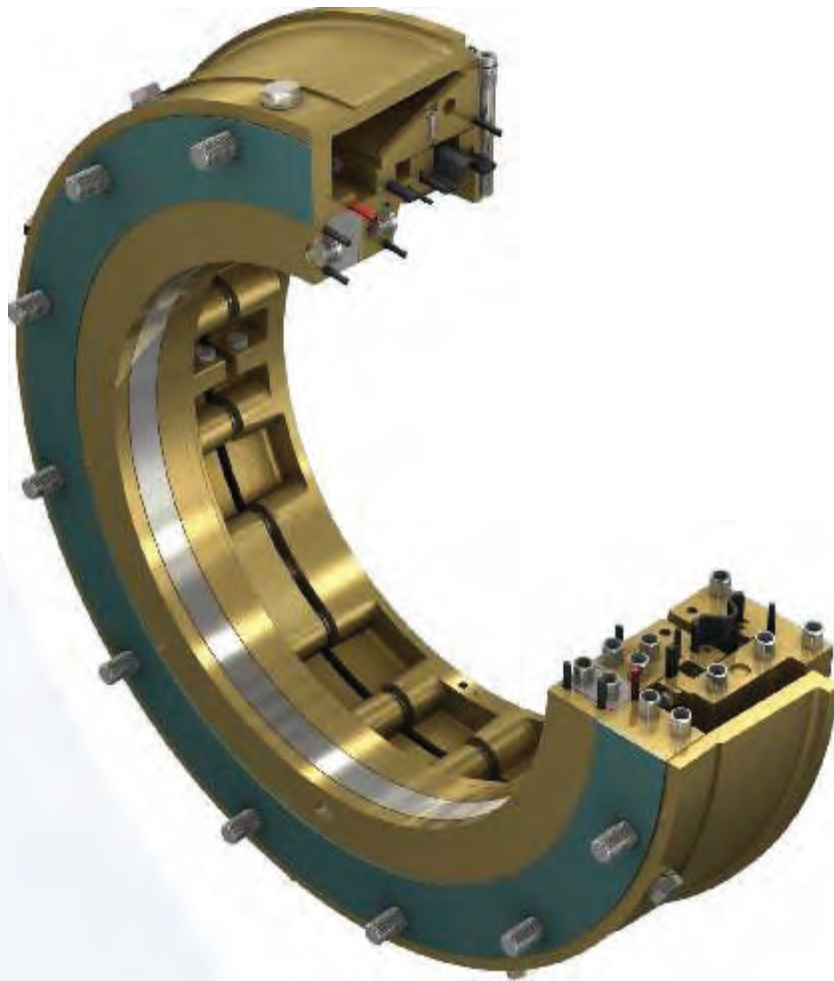
We reserve the right to change dimensions without prior notice.

www.cedervall.com



CHON Var 1.2
2003-08-21

SQA split oil lubricated aft sterntube seal



General

The SQA aft seal is a split oil lubricated face seal for propeller shafts. The face seal principle offers a durable solution, suitable for the harsh working conditions of propeller shaft seals.

Execution

SQA is available in two versions, split and retrofit version, for shaft diameters ranging from 205 to 1004 mm. Both versions comply with requirements for 15 years propeller shaft survey.

The exploded view on next page represents the retrofit version where all parts are split to enable installation without removal of the propeller, propeller shaft or rudder. In the split version parts 1, 4 and 7 are manufactured undivided.

The materials chosen for SeaQual are selected to achieve maximum performance throughout the entire life of the vessel.

SeaQual can also be manufactured to comply with the IWS (in water survey) rules. The IWS version enables measuring of bearing status without drydock the vessel.

Optional items

SQA can be equipped with an inner rope guard, which provides an extra protection against ropes and fishing nylon.

Standard ratings

Shaft diameter:	205-1004 mm
Periphery speed:	max 10 m/s
Lubricant:	oil (see recommendation)
Oil pressure:	max 2.5 Bar
Pressure gradient:	0.1-0.3 Bar
Operating temperature:	-5 °C to 65 °C
Shaft elongation:	max 10 mm

Maintenance

SQA is designed for maintenance intervals of five years, which represents the normal period between docking.

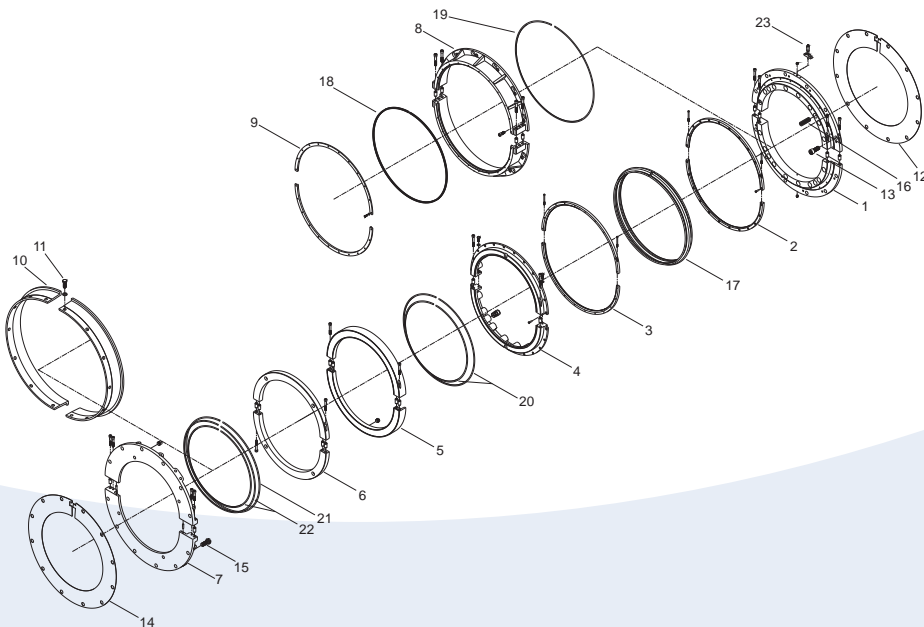
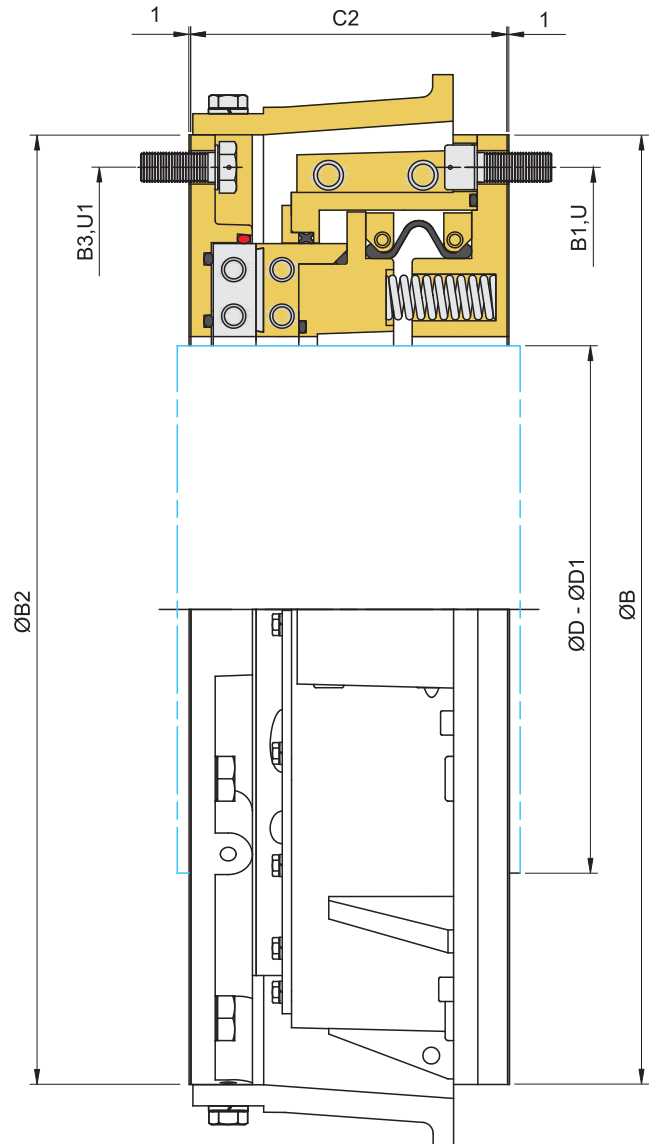
At scheduled maintenance, parts marked with (1) in the part list are replaced. This type of maintenance does not require removal of the propeller, propeller shaft or rudder.

The split design makes it possible to carry out emergency repairs in water.

Size	D	- D1	B, B2	B1, B3	C2	U, U1
7	205	- 228	442	414	170	8 x M12
8	229	- 246	460	432	170	8 x M12
9	247	- 264	478	450	170	8 x M12
10	265	- 283	510	475	170	8 x M16
11	284	- 302	530	495	170	8 x M16
12	303	- 321	565	525	185	8 x M20
13	322	- 339	580	540	185	8 x M20
14	340	- 358	600	560	185	10 x M20
15	359	- 377	620	580	185	10 x M20
16	378	- 396	640	600	185	10 x M20
17	397	- 415	655	615	185	10 x M20
18	416	- 432	675	635	185	10 x M20
19	433	- 451	695	655	185	10 x M20
20	452	- 470	715	675	190	12 x M20
21	471	- 491	735	695	190	12 x M20
22	492	- 510	755	715	190	12 x M20
23	511	- 535	780	740	190	12 x M20
24	536	- 554	800	760	190	12 x M20
25	555	- 573	820	780	190	12 x M20
26	574	- 592	840	800	195	12 x M20
27	593	- 611	860	820	195	12 x M20
28	612	- 630	875	835	195	12 x M20
29	631	- 649	895	855	195	12 x M20
30	650	- 668	915	875	195	12 x M20
31	669	- 687	935	895	195	16 x M20
32	688	- 706	955	915	195	16 x M20
33	707	- 734	1010	970	--	16 x M20
34	735	- 764	1060	1015	--	16 x M24
35	765	- 794	1090	1045	--	16 x M24
36	795	- 824	1120	1075	--	16 x M24
37	825	- 854	1150	1105	--	16 x M24
38	855	- 884	1180	1135	--	16 x M24
39	885	- 914	1210	1165	--	16 x M24
40	915	- 944	1240	1195	--	18 x M24
41	945	- 974	1270	1225	--	18 x M24
42	975	- 1004	1300	1255	--	18 x M24

Notes

Dimension table above represents basic version of SeaQual. Rotor housing is available in various executions adapted to specific propeller types. If fastening configuration or build in measure does not apply, contact Cedervall in Sweden for consultation.

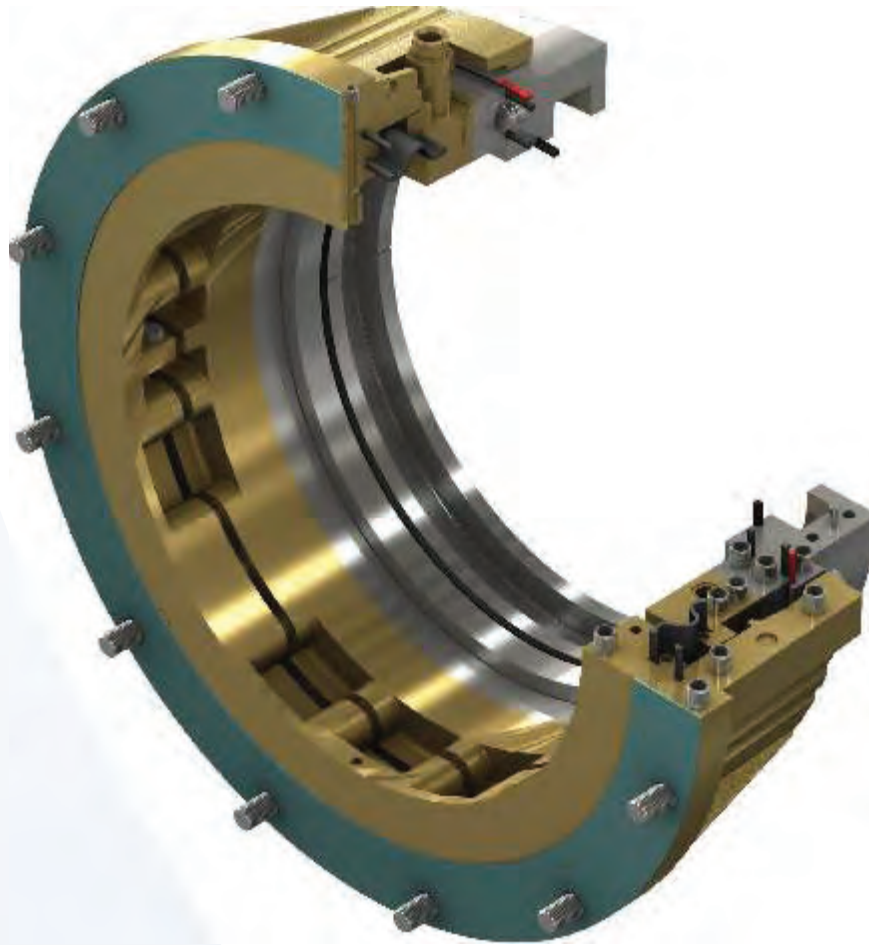


Partlist

1	Stator housing	Red brass
2	Bellows gland	Red brass
3	Bellows gland	Red brass
4	Support ring	Red brass
5	Stator (1)	Red brass/white metal
6	Rotor (1)	Acid proof steel
7	Rotor housing	Red brass
8	Stator cover	Red brass
9	Packing ring	Red brass
10	Inner rope guard (2)	Red brass
11	Screw / Lock washer (2)	Acid proof steel
12	Gasket	Fibre glass
13	Screw, flange	Acid proof steel
14	Gasket	Fibre glass
15	Screw, flange	Acid proof steel
16	Pressure spring (1)	Acid proof steel
17	Bellows (1)	Vamac
18	X-ring (1)	Nitrile rubber
19	O-ring (1)	Nitrile rubber
20	O-ring (1)	Nitrile rubber
21	O-ring (1)	Silicone rubber
22	O-ring (1)	Nitrile rubber
23	Wear down gauge	

We reserve the right to change dimensions without prior notice.
Notes: (1) Spare part. (2) Optional item

SQF split oil lubricated forward sterntube seal



General

The SQF forward seal is a split oil lubricated face seal for propeller shafts. The face seal principle offers a durable solution, suitable for the harsh working conditions of propeller shaft seals.

Execution

SQF is available in two versions split and retrofit version for shaft diameters ranging from 205 to 1200 mm. Both versions comply with requirements for 15 years propeller shaft survey. The exploded view on next page represents the retrofit version where all parts are split to enable installation without removal of the propeller, propeller shaft or rudder. In the split version parts 1 and 7 are manufactured undivided. Materials for SeaQual are selected to achieve maximum performance throughout the entire life of the vessel.

Optional items

SQF is equipped with a standard PT-100 sensor for monitoring of the operating temperature.

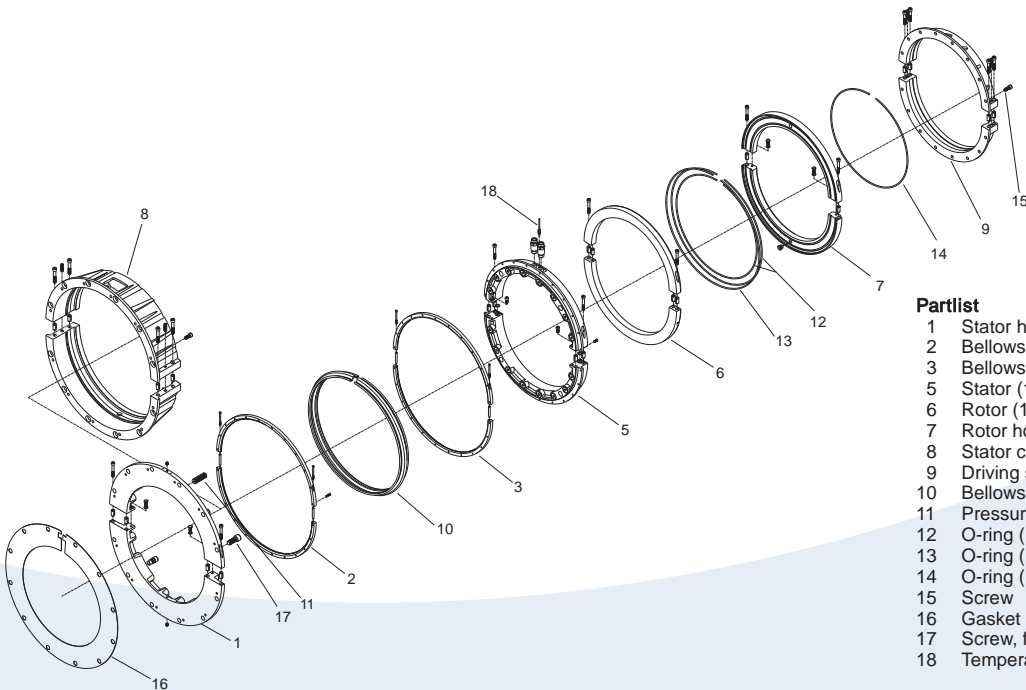
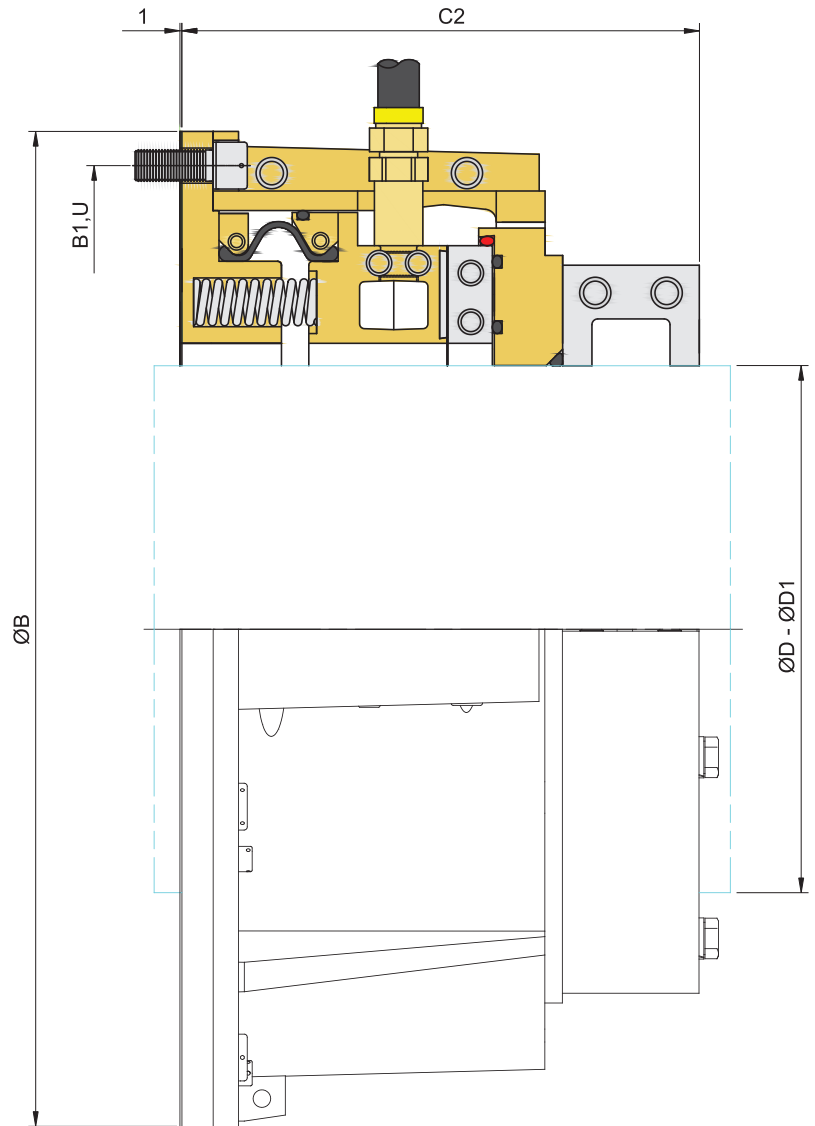
Standard ratings

Shaft diameter:	205-1004 mm
Periphery speed:	max 10 m/s
Lubricant:	oil (see recommendation)
Oil pressure:	max 2.5 Bar
Operating temperature:	-5 °C to 65 °C
Shaft elongation:	max 10 mm
Cooling:	coolant Water
Pressure:	max 5 Bar
Flow:	min 20 l/min
Inlet temperature:	max 38°C

Maintenance

SeaQual is designed for maintenance intervals of five years, which represents a normal period between docking. At scheduled maintenance, parts marked with (1) in the part list are replaced. This type of maintenance does not require removal of the propeller, propeller shaft or rudder.

Size	D	-	D1	B	B	C2	U
7	205	-	228	442	414	261	8 x M12
8	229	-	246	460	432	261	8 x M12
9	247	-	264	478	450	261	8 x M12
10	265	-	283	510	475	261	8 x M16
11	284	-	302	530	495	261	8 x M16
12	303	-	321	565	525	268	8 x M20
13	322	-	339	580	540	268	8 x M20
14	340	-	358	600	560	268	10 x M20
15	359	-	377	620	580	268	10 x M20
16	378	-	396	640	600	268	10 x M20
17	397	-	415	655	615	268	10 x M20
18	416	-	432	675	635	268	10 x M20
19	433	-	451	695	655	268	10 x M20
20	452	-	470	715	675	272	12 x M20
21	471	-	491	735	695	272	12 x M20
22	492	-	510	755	715	272	12 x M20
23	511	-	535	780	740	272	12 x M20
24	536	-	554	800	760	272	12 x M20
25	555	-	573	820	780	272	12 x M20
26	574	-	592	840	800	277	12 x M20
27	593	-	611	860	820	277	12 x M20
28	612	-	630	875	835	277	12 x M20
29	631	-	649	895	855	277	12 x M20
30	650	-	668	915	875	277	12 x M20
31	669	-	687	935	895	277	16 x M20
32	688	-	706	955	915	277	16 x M20
33	707	-	734	1010	970	--	16 x M20
34	735	-	764	1060	1015	--	16 x M24
35	765	-	794	1090	1045	--	16 x M24
36	795	-	824	1120	1075	--	16 x M24
37	825	-	854	1150	1105	--	16 x M24
38	855	-	884	1180	1135	--	16 x M24
39	885	-	914	1210	1165	--	16 x M24
40	915	-	944	1240	1195	--	18 x M24
41	945	-	974	1270	1225	--	18 x M24
42	975	-	1004	1300	1255	--	18 x M24

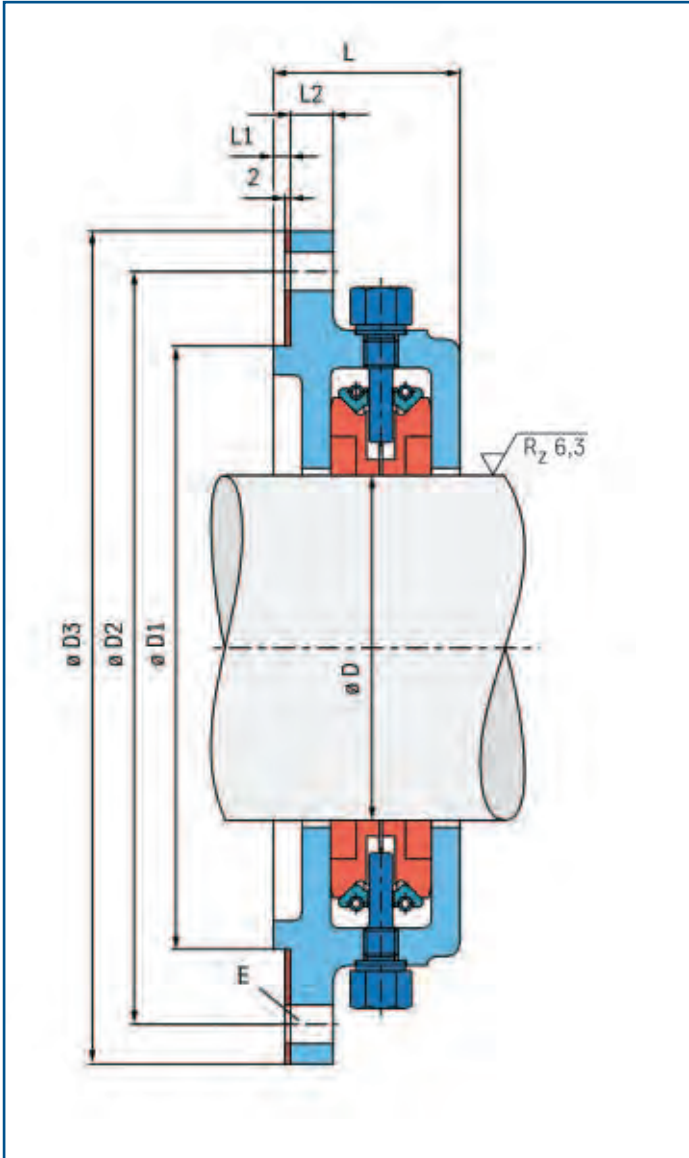


Partlist

1	Stator housing	Red brass
2	Bellows gland	Red brass
3	Bellows gland	Red brass
4	Stator (1)	Red brass / White metal
5	Rotor (1)	Cast iron
6	Rotor housing	Red brass
7	Stator cover	Red brass
8	Driving strap	Red brass
9	Bellows (1)	Nitrile rubber
10	Pressure spring (1)	Acid proof steel
11	O-ring (1)	Nitrile rubber
12	O-ring (1)	Nitrile rubber
13	O-ring (1)	Nitrile rubber
14	O-ring (1)	Nitrile rubber
15	Screw	Steel
16	Gasket	Fibre glass
17	Screw, flange	Acid proof steel
18	Temperature sensor	Steel

We reserve the right to change dimensions without prior notice.
Notes: (1) Spare part.

CENTRAX Seal for Bulkhead Openings



Where bulkhead openings for shafts have to be sealed to protect adjoining spaces against flooding, the Centrax bulkhead seal offers the optimum solution. An axially split housing made of aluminium is mounted on the bulkhead opening.

Two garter springs and a segmented thrust ring ensure proper contact of the sealing faces on the shaft and on the housing sides.

Radial and axial shaft movements are taken up by the Centrax bulkhead seal without any problem. There is practically no wear owing to the very good self-lubricating property of the carbon rings. Aside from the standard design shown, special designs with greater radial and/or angular movement are available.

The Centrax bulkhead seal is a well proven product, in service with merchant and naval shipping.

Size	Shaft- ϕ D	D1	D2	D3	E	L	L1	L2
60	50 - 60	130	175	200	8 x M8	62		13
70	61 - 70	140	185	210				
80	71 - 80	150	195	220				
90	81 - 90	160	205	230				
100	91 - 100	170	215	240				
120	101 - 120	210	262	290	8 x M12	65	6	15
140	121 - 140	230	282	310				
160	141 - 160	250	302	330				
180	161 - 180	270	322	350				
200	181 - 200	290	342	370				
220	201 - 220	325	390	430	12 x M16	79		20
240	221 - 240	345	410	450				
260	241 - 260	365	430	470				
280	261 - 280	385	450	490				
300	281 - 300	405	470	510				
320	301 - 320	425	490	530				
340	321 - 340	445	510	550				
360	341 - 360	480	560	610	12 x M20	86		23
380	361 - 380	500	580	630				
400	381 - 400	520	600	650				
420	401 - 420	540	620	670				
440	421 - 440	560	640	690				
460	441 - 460	580	660	710				
480	461 - 480	600	680	730				
500	481 - 500	620	700	750	16 x M20	93	8	27
520	501 - 520	640	725	775				
540	521 - 540	660	745	795				
560	541 - 560	680	765	815				
580	561 - 580	700	785	835				
600	581 - 600	720	805	855				
620	601 - 620	740	825	875				
640	621 - 640	760	845	895	16 x M24	103		33
660	641 - 660	790	885	945				
680	661 - 680	810	905	965				
700	681 - 700	830	925	985				
720	701 - 720	850	945	1005				
740	721 - 740	870	965	1025				
760	741 - 760	890	985	1045				
780	761 - 780	910	1005	1065				
800	781 - 800	930	1025	1085				

segmentos final 2.dtb.txt

DT BEAM version 1.0

Datos Obtenidos con el software

Comments:

=====

cargas por segmentos
con unidades de elasticidad y densidad corregidas
el apoyo de la helice esta a 1/3 del cojinete

Units:

=====

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

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	674	109955.74	2256841622.5	206	
0.0000000785					
2	8926	98017.69	1825579491.0	206	
0.0000000785					
3	6520	98017.69	1825579491.0	206	
0.0000000785					
	880	273240.02	12709076478.	206	
0.0000000785					
	1000	98017.69	1825579491.0	206	
0.0000000785					
4	7265	98017.69	1825579491.0	206	
0.0000000785					
5	1000	70921.45	1015063312.5	206	
0.0000000785					
	770	202868.35	7163788454.2	206	
0.0000000785					
	3665	70921.45	1015063312.5	206	
0.0000000785					
6	6699	70921.45	1015063312.5	206	
0.0000000785					

Support Properties:

=====

kx = ky = [kN/mm] kz = [kN*mm/rad] Rotation = [rad]

Rotation	Sup	Type	Fix	Kx	Ky	Kz
1	Free					
2	Pinned		xy			
3	Pinned		xy			
4	Pinned		xy			

segmentos final 2.dtb.txt

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 = [kN] or [kN*mm] a = [mm]

Span	P	a	Dir
1	71	0	-Y

RESULTS OF ANALYSIS

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

SUPPORT JOINT REACTIONS (in direction of rotated joint axes)

=====

	JOINT	X-REACTION	Y-REACTION
Z-MOMENT			
0.00000	1	0.00000	0.00000
0.00000	2	0.00000	110.91106
0.00000	3	0.00000	69.50400
0.00000	4	0.00000	73.28191
0.00000	5	0.00000	46.35127
0.00000	6	0.00000	34.22748
0.00000	7	0.00000	19.38856
-22474.40501			

MEMBER INTERNAL FORCES (at even intervals along span length)

=====

	SPAN 1	AXIAL	SHEAR
MOMENT			
0.00000	0	0.00000	0.00000
-4805.00547	1	0.00000	-71.58176
-9649.22190	2	0.00000	-72.16353
-14532.64927	3	0.00000	-72.74529
-19455.28759	4	0.00000	-73.32706

segmentos final 2.dtb.txt

-24417.13686	5	0.00000	-73.90882
-29418.19709	6	0.00000	-74.49059
-34458.46826	7	0.00000	-75.07235
-39537.95037	8	0.00000	-75.65412
-44656.64344	9	0.00000	-76.23588
-49814.54746	10	0.00000	-76.81765
SPAN 2			
-49814.54746	0	0.00000	34.09341
-22447.96484	1	0.00000	27.22540
-1211.76913	2	0.00000	20.35739
13894.03967	3	0.00000	13.48937
22869.46156	4	0.00000	6.62136
25714.49656	5	0.00000	-0.24665
22429.14464	6	0.00000	-7.11466
13013.40582	7	0.00000	-13.98267
-2532.71991	8	0.00000	-20.85068
-24209.23255	9	0.00000	-27.71869
-52016.13209	10	0.00000	-34.58671
SPAN 3			
-52016.13209	0	0.00000	34.91729
-25400.18492	1	0.00000	28.45401
-4213.39839	2	0.00000	21.99072
11544.22749	3	0.00000	15.52744
21872.69273	4	0.00000	9.06415
26771.99734	5	0.00000	2.60086
26242.14129	6	0.00000	-3.86242
20283.12461	7	0.00000	-10.32571
8619.84823	8	0.00000	-19.53999
-15185.00582	9	0.00000	-35.35664
-47599.16561	10	0.00000	-41.81993
SPAN 4			
-47599.16561	0	0.00000	31.46198
-26772.59524	1	0.00000	25.87201
-10007.14052	2	0.00000	20.28203
2697.19855	3	0.00000	14.69206
	4	0.00000	9.10209

segmentos final 2.dtb.txt

11340.42197			
	5	0.00000	3.51211
15922.52974			
	6	0.00000	-2.07786
16443.52186			
	7	0.00000	-7.66783
12903.39833			
	8	0.00000	-13.25781
5302.15915			
	9	0.00000	-18.84778
-6360.19568			
	10	0.00000	-24.43775
-22083.66616			
SPAN	5		
	0	0.00000	21.91352
-22083.66616			
	1	0.00000	18.88767
-10995.94151			
	2	0.00000	14.96070
-1591.96335			
	3	0.00000	6.30537
4187.09028			
	4	0.00000	1.83461
6107.25536			
	5	0.00000	-1.19124
6282.09019			
	6	0.00000	-4.21709
4812.37775			
	7	0.00000	-7.24293
1698.11805			
	8	0.00000	-10.26878
-3060.68892			
	9	0.00000	-13.29462
-9464.04316			
	10	0.00000	-16.32047
-17511.94465			
SPAN	6		
	0	0.00000	17.90701
-17511.94465			
	1	0.00000	14.17745
-6765.25485			
	2	0.00000	10.44789
1483.00477			
	3	0.00000	6.71834
7232.83420			
	4	0.00000	2.98878
10484.23345			
	5	0.00000	-0.74078
11237.20251			
	6	0.00000	-4.47033
9491.74138			
	7	0.00000	-8.19989
5247.85006			
	8	0.00000	-11.92945
-1494.47144			
	9	0.00000	-15.65900
-10735.22313			
	10	0.00000	-19.38856
-22474.40501			

SUPPORT JOINT DISPLACEMENTS (in direction of rotated joint axes)

Z-ROTATION	JOINT	X-DISPLACEMENT	Y-DISPLACEMENT
	1	0.000000000	-0.011760939

segmentos final 2.dtb.txt

0.000029249	2	0.000000000	0.000000000
-0.000006386	3	0.000000000	0.000000000
-0.000002323	4	0.000000000	0.000000000
0.000050724	5	0.000000000	0.000000000
0.000031429	6	0.000000000	0.000000000
-0.000026497	7	0.000000000	0.000000000
0.000000000			

MEMBER DISPLACEMENTS (at even intervals along span length)

SPAN		X-DISPLACEMENT	Y-DISPLACEMENT
Z-ROTATION			
SPAN 1	0	0.000000000	-0.011760939
0.000029249	1	0.000000000	-0.009797365
0.000028901	2	0.000000000	-0.007880775
0.000027854	3	0.000000000	-0.006058501
0.000026101	4	0.000000000	-0.004378262
0.000023638	5	0.000000000	-0.002888158
0.000020459	6	0.000000000	-0.001636673
0.000016557	7	0.000000000	-0.000672673
0.000011927	8	0.000000000	-0.000045408
0.000006564	9	0.000000000	0.000195488
0.000000461	10	0.000000000	0.000000000
-0.000006386			
SPAN 2	0	0.000000000	0.000000000
-0.000006386	1	0.000000000	-0.048264505
-0.000090931	2	0.000000000	-0.145169233
-0.000117797	3	0.000000000	-0.245723508
-0.000101534	4	0.000000000	-0.317924398
-0.000056692	5	0.000000000	-0.342756712
0.000002177	6	0.000000000	-0.314193003
0.000060524	7	0.000000000	-0.239193568
0.000103798	8	0.000000000	-0.137706444
0.000117449	9	0.000000000	-0.042667413
0.000086925	10	0.000000000	0.000000000
-0.000002323			
SPAN 3	0	0.000000000	0.000000000
-0.000002323			

segmentos final 2.dtb.txt

-0.000087772	1	0.000000000	-0.042001163
-0.000119834	2	0.000000000	-0.132508283
-0.000110636	3	0.000000000	-0.231769662
-0.000072305	4	0.000000000	-0.310220061
-0.000016968	5	0.000000000	-0.348480701
0.000043250	6	0.000000000	-0.337359265
0.000096221	7	0.000000000	-0.277849894
0.000125018	8	0.000000000	-0.181637084
0.000119831	9	0.000000000	-0.076701179
0.000050724	10	0.000000000	0.000000000
SPAN 4	0	0.000000000	0.000000000
0.000050724	1	0.000000000	0.008557758
-0.000020459	2	0.000000000	-0.020934002
-0.000055331	3	0.000000000	-0.064945458
-0.000061738	4	0.000000000	-0.105646448
-0.000047526	5	0.000000000	-0.130906462
-0.000020538	6	0.000000000	-0.134294647
0.000011378	7	0.000000000	-0.115079807
0.000040379	8	0.000000000	-0.078230400
0.000058618	9	0.000000000	-0.034414541
0.000058249	10	0.000000000	0.000000000
SPAN 5	0	0.000000000	0.000000000
0.000031429	1	0.000000000	0.004190511
-0.000011205	2	0.000000000	-0.007307584
-0.000026355	3	0.000000000	-0.021558606
-0.000025732	4	0.000000000	-0.033238021
-0.000014509	5	0.000000000	-0.036671875
0.000001949	6	0.000000000	-0.031424848
0.000016723	7	0.000000000	-0.019573150
0.000025540	8	0.000000000	-0.005516182
0.000024126	9	0.000000000	0.004023463
0.000008205	10	0.000000000	0.000000000
SPAN 6	0	0.000000000	0.000000000

segmentos final 2.dtb.txt

-0.000026497	1	0.000000000	-0.032474484
-0.000064718	2	0.000000000	-0.079915037
-0.000072512	3	0.000000000	-0.124619676
-0.000057884	4	0.000000000	-0.154248419
-0.000028837	5	0.000000000	-0.161823281
0.000006624	6	0.000000000	-0.145728280
0.000040496	7	0.000000000	-0.109709434
0.000064773	8	0.000000000	-0.062874761
0.000071453	9	0.000000000	-0.019694276
0.000052530	10	0.000000000	0.000000000
0.000000000			

MAXIMUM / MINIMUM SPAN SHEARS

SPAN	MAX SHEAR	LOCATION	MIN SHEAR
LOCATION 1	0.00000	0.0000	-76.81765
674.0000	34.09341	0.0000	-34.58671
8926.0000	34.91729	0.0000	-41.81993
8400.0000	31.46198	0.0000	-24.43775
7265.0000	21.91352	0.0000	-16.32047
5435.0000	17.90701	0.0000	-19.38856
6699.0000			

MAXIMUM / MINIMUM SPAN MOMENTS

SPAN	MAX MOMENT	LOCATION	MIN MOMENT
LOCATION 1	0.00000	0.0000	-49814.54746
674.0000	25718.44353	4432.2207	-52016.13209
8926.0000	27211.50199	4542.2222	-52016.13209
0.0000	16724.06180	4086.5625	-47599.16561
0.0000	6409.51575	2506.1389	-22083.66616
0.0000	11286.13269	3227.7000	-22474.40501
6699.0000			

MAXIMUM / MINIMUM VERTICAL SPAN DEFLECTIONS

SPAN	MAX DEFLECTION	LOCATION	MIN DEFLECTION
LOCATION 1	0.000195488	606.6000	-0.011760939
0.0000			

		segmentos	final	2.dtb.txt	
4432.2207	2	0.000006417	8895.2207		-0.342791335
4448.8889	3	0.000000000	0.0000		-0.350484323
4086.5625	4	0.011259050	484.3333		-0.135757963
2657.1111	5	0.005266827	362.3333		-0.036734569
3227.7000	6	0.000000000	0.0000		-0.162230666

