



Universidad Austral de Chile

Facultad de Ciencias de la Ingeniería

Escuela de Ingeniería Naval

Ingeniería en el mantenimiento de sistemas propulsivos.

Tesis para optar al grado de
Licenciado en ciencias de la
Ingeniería.

PROFESOR PATROCINANTE

Sr. Hector Legue Legue
Ingeniero Civil Mecánico
Mcs Ingeniería Oceánica

Claudio Antonio Flores Llanos
2002

Esta Tesis ha sido sometida para su aprobación a la Comisión de Tesis, como requisito para obtener el grado de Licenciado en Ciencias de la Ingeniería.

La Tesis aprobada, junto con la nota de examen correspondiente, le permite al alumno obtener el título de Ingeniero Naval, mención Construcción Naval.

EXAMEN DE TITULO:

Nota de Presentación (Ponderada) (1) : 4,41
Nota de Examen (Ponderada) (2) :
Nota Final de Titulación (1+2) :

COMISION EXAMINADORA:

PROF. FREDY RIOS M.

DECANO

UNIVERSIDAD AUSTRAL DE CHILE
DECANO
FIRMA

PROF. HECTOR LEGÜE L.

EXAMINADOR

FIRMA

PROF. RAUL NAVARRO A.

EXAMINADOR

FIRMA

PROF. RICHARD LUCO S.

EXAMINADOR

FIRMA

PROF. MILTON LEMARIE D.

SECRETARIO ACADEMICO

FIRMA

Valdivia, JUNIO 21 DE 2002.

Nota de Presentación = $NC/NA * 0,6 + \text{Nota de Tesis} * 0,2$

Nota Final = $\text{Nota de Presentación} + \text{Nota Examen} * 0,2$

NC = Sumatoria Notas de Curriculum, sin Tesis

NA = Número de asignaturas cursadas y aprobadas, incluida
Práctica Profesional.

El ser humano hace su propio camino en la vida. Donde nada hay, puede construir grandes obras. Solo debe intentarlo.

Gracias a todos los que me ayudaron a hacer realidad un sueño, en especial a mi madre y a mi padre, lo logramos.

INDICE.

Pag.

Capítulo I

"DESCRIPCION DE LOS SISTEMAS DE LINEAS DE EJES"

1.- Generalidades del sistema de línea de ejes.....	1
1.1.- Tipo Prensa Estopa.....	2
1.2.- Sellos Mecánicos.....	5
1.3.- Ejes con Arbotantes.....	6

Capítulo II

"DESCRIPCION DE LOS ELEMENTOS PRESENTES EN LA LINEA DE EJES"

2.1.- Cojinetes de bocina del tubo codaste.....	8
2.1.1.- Cojinetes de Guayacán.....	9
2.1.2.-Cojinetes de bronce.....	18
2.1.3.- Cojinetes de metal antifricción (white metal).....	18
2.1.4.- Cojinetes de materiales sintéticos.....	23
2.1.4.2.-Poliamidas (Nylon).....	23
2.1.4.3.- Poliolefínas.....	24
2.1.4.3.3.-Cojinetes Polypenco.....	25
2.1.4.3.4.- Termoestables (TUFNOL).....	27
2.1.4.3.5.- Railko WA-8011.....	31
2.1.4.3.6.- Orkot.....	33
2.1.4.3.7.- Feroform.....	34
2.1.4.3.8.-Thordon.....	36
2.2.- Descansos.....	43
2.2.1.- Elección del número de descansos.....	45
2.2.2.- Carga unitaria en el descanso y número de descansos.	45
2.2.3.- Disposición de los descansos en la línea de ejes.....	45
2.2.4.- Tipos de descansos.....	47
2.2.4.1.- Descansos de fricción.....	48
2.2.4.2.- Descansos con rodamientos.....	51
2.2.4.3.-Lubricación con aceite.....	55

2.3.- Acoplamientos.....	58
2.3.1.- Acoplamiento Vulkan.....	60
2.3.2.- Acoplamiento OK.....	65
2.3.3.- Método de inyección de aceite.....	67
2.3.3.- Metodología de cálculo de acoplamientos... ..	71
2.4.- Sellos del tubo codaste.....	72
2.4.1.- Sellos SIMPLEX.....	72
2.4.2.- Sellos WAUKESHA LIPS.....	76
2.4.3.- Sellos CEDERVALL.....	78
2.4.4.- Cambio de anillos de sello.....	81

Capítulo III

"METODOLOGIA EN LA ALINEACION DE LA LINEA DE EJES"

3.1.- Factores que influyen sobre la alineación del eje.....	83
3.2.- Objetivos que debe conseguir una alineación aceptable.....	85
3.3.- Método de alineamiento racional.....	85
3.3.1.- Verificación de la carga en cada descanso.....	88
3.4.- Método de alineamiento óptico.....	91
3.4.1.- Descripción general del alineamiento óptico.....	92
3.4.2.- Disposición para buscar el desalineamiento del.....	94
tubo codaste con respecto a la maquinaria	
3.5.- Método de alineamiento con cuerda.....	95
3.6.- Método de alineamiento con láser.....	100
3.7.- Alineamiento paralelo y angular de las caras del flange.....	103
3.7.1.- Alineamiento paralelo de las caras del flange.....	104
3.7.2.- Alineamiento angular.....	104
3.8.- Alineamiento mecánico.....	105
3.8.1.- Métodos de los diales.....	106
3.8.2.- Método Regla Feeler.....	107

Capítulo IV

"PROBLEMAS Y SOLUCIONES MAS FRECUENTES DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA PROPULSOR"

4.1.- Rotura en ejes (mas frecuentes).....	108
4.2.- Fatiga y daño.....	108
4.2.1.- Determinación del daño y fatiga.....	110
4.3.- Mecanizado de los ejes y reparación de los hilos en eje de cola.	111
4.3.1.- Mecanizado de los ejes.....	111
4.3.2.- Reparación de los hilos en los ejes de cola.....	112
4.4.- Reparación y reemplazo de las camisas del eje de cola.....	113
4.5.- Corrientes galvánicas.....	115
4.5.1.- Sistemas de protección más usados.....	116
4.5.1.1.- Sistema de ánodos galvánicos.....	116
4.5.1.2.- Sistema de corrientes impresa automático.....	117
4.6.- Montaje y desmontaje de la línea de ejes.....	118
4.6.1.- Consideraciones de la operaciones de montaje.....	118
de las reparaciones del eje.	
4.6.2.- Pautas generales del desmontaje de una línea de ejes.	119
4.7.- Secuencia fotográfica.....	120

Capítulo V

"ALINEAMIENTO Y MONTAJE DE LA MAQUINARIA PRINCIPAL"

5.1.- Generalidades.....	123
5.2.- Fundamentos de motores DIESEL.....	123
5.3.- Calzos.....	127
5.3.1.- Generalidades.....	127
5.3.2.- Calzos metálicos.....	128
5.3.3.- Calzos mixtos.....	131
5.3.4.- Calzos de Resinas.....	133
5.3.4.1.- Aplicación y Procedimiento.....	134
5.4.- Proceso de alineamiento de motores.....	142
5.4.1.- Centraje y taqueado del reductor con taco metálico	145
5.4.2.- Centraje y taqueado del reductor con tacos resina..	146

Capitulo VI

"PROBLEMA DINAMICOS EN EL SISTEMA PROPULSIVO DE UNA LINEA DE EJES"

4.1. Causas, Consecuencias y averías en la línea.....	147
de ejes, descansos y bocina debido a las vibraciones	
4.2.-Vibraciones en la línea de ejes.....	148
 Conclusiones.....	 152
Anexo (Norma ISO 4867).....	154
Bibliografía.....	166

RESUMEN.

El mantenimiento de los componentes que integran el sistema propulsivo, es primordial para el mantenimiento de la embarcación, sin este mantenimiento, la embarcación no se encontraría en condiciones de poder funcionar o bien su operación estaría limitada a una cierta cantidad de años.

Una de las principales acciones en la que hay que tener cuidado es en el alineamiento ya que si este es defectuoso se corre el riesgo de dañar la embarcación, debido a problemas vibratorios y operacionales. Esta alineación parte de un correcto centraje del motor y caja reductora, los cuales son los responsables del inicio de todo el complejo sistema que se utiliza para lograr el movimiento de la embarcación.

SUMMARY.

The Maintenance of the components who integrate the main propulsion system, is a primary topic for the maintenace of the ship, whithout this maintenance, the ship will not be on good working conditions or the operational range will be limited to a few years.

One of the main actions where we have to be carefull is the alignement, because if it is uncorrect, theres a risk of damage on the ship, mainly for vibratorial and operacional factors. This alingement starts on a well done engine and reduction gear basements, wich are responsable for the begining of the complex system used to archive the ships motion

INTRODUCCION

El sistema del conjunto del eje-motor representa uno de los sistemas de maquinarias más importantes, ya que este es crítico para el funcionamiento de la embarcación. Por esta razón es esencial que se obtenga un sistema de alta fiabilidad. Una de las formas para asegurar su correcto funcionamiento es establecer una alineación apropiada del eje.

Para obtener un buen alineamiento es necesario conocer los tipos o métodos de alineamiento y saber que método usar de acuerdo de a las condiciones de cada problema y el grado de especialización que se tenga en el astillero en cada uno de los métodos.

El alineamiento de los ejes es el factor de mayor importancia, pero no hay que olvidar que el sistema propulsor depende de otros factores, a los cuales no hay que restarles importancia ya que un buen funcionamiento de estos nos lleva a evitar problemas tales como vibraciones, calentamiento excesivo, etc.

El presente trabajo es un estudio de carácter bibliográfico, tanto como un producto resultante de la inclusión de experiencias prácticas desarrolladas para la creación de este trabajo.

El saber apreciar la real importancia del alineamiento de ejes propulsores de buques, y el adecuado montaje de los elementos presentes en ellas, llevan al mas alto nivel de rendimiento y precisión a este conjunto, y por consiguiente al conjunto total del buque

Por otra parte los fundamentos de maquinas constituyen una parte importante para cualquier instalación industrial, y como es de esperarse la industria naval no queda exenta de esto y los fundamentos constituyen una parte importante de nuestra área, ya que estas estructuras además de soportar cargas estáticas deben también soportar cargas dinámicas causadas por el funcionamiento de la maquinaria y los esfuerzos por el buque en navegación.

Los objetivos a cumplir en tesis seran:

- 1.- Mostrar y describir los elementos presentes en una línea de ejes, dando a conocer sus principales características y sus funciones principales.
- 2.- Dar a conocer algunas técnicas de mantenimiento y procedimientos de reparación de los elementos principales presentes en una línea de ejes.
- 3.- Realizar un estudio de la utilización de resinas sintéticas en los fundamentos de ejes, máquina principal, dando a conocer el proceso de inyectado y las ventajas del sistema.
- 4.- Conocer los diferentes problemas que se presentan en los ejes de cola y sus descansos, bocina y estructuras de popa por la aparición de vibraciones, por medio de un análisis teórico.
- 5.- Dar una descripción del proceso de alineación y montaje de la máquina principal.

CAPITULO I

DESCRIPCION DE LOS SISTEMAS DE LINEAS DE EJES

1.- Generalidades del sistema de línea de ejes.

El sistema de ejes es esencialmente el enlace entre la hélice y el motor principal y debe ser operable en todas las condiciones de trabajo sin que falle.

El sistema de ejes tiene el equipamiento necesario para convertir el movimiento de rotación de la maquinaria principal, en potencia de empuje necesaria para lograr la propulsión de la embarcación.

Este sistema debe cumplir con varios objetivos, los cuales son vitales para la operación del buque. Los objetivos para lograr una buena operación del buque son:

- a.- Transmitir la potencia desde la maquinaria principal al propulsor (hélice)
- b.- Estar libre de formar vibraciones perjudiciales
- c.- Soportar al propulsor
- d.- Transmitir el empuje desarrollado por el propulsor al casco.
- e.- Soportar con seguridad la carga de operaciones transitorias (cambios de marcha, maniobras a alta velocidad, etc.)

En el presente capítulo se trata de los diversos sistemas de líneas de ejes. Se entenderá por lo anterior como las diversas soluciones en el sellado del tubo codaste.

Se entiende por el sellado del tubo codaste, como la forma de evitar la fuga de lubricante que se encuentra presente en la línea de ejes del buque, como también evitar la entrada de agua de mar. Principalmente podemos encontrar dos tipos de sistemas de sellados.

- a.- Los lubricados por agua
- b.- Los lubricados por aceite

Los sistemas lubricados por agua se conocen como los de prensa estopa, los cuales poseen una empaquetadura, que va prensada al eje, evitando la entrada de agua e impurezas hacia el interior de la sala de máquinas. Los tipos de bocina lubricados por agua son: Thordon, duelas de guayacan, neopren, etc.

Los sistemas lubricados por aceite se conocen como sellos Simplex, sellos Waukesha-Lips y sellos Cedervall. Estos son todos del tipo de sellos mecánicos. Los dos primeros llevan dos sistemas de cajas una de proa y otra de popa o de fondo, los cuales contienen en su interior

sus correspondientes sellos. Estos evitan la entrada de agua de mar y salida de aceite del tubo codaste. El tipo mas conocido de bocina lubricada por aceite es la de metal blanco.

En este capítulo, se señalaran las dos maneras más habituales de solucionar el problema que presenta el sellado del tubo codaste. A los métodos ya señalados hay que agregar el sistema de sustentación del eje mediante la utilización de elementos estructurales llamados arbotantes (patas de gallo).

1.1.- Tipo Prensa Estopa.

Un sistema de protección de los ejes porta hélice contra la infiltración, lo constituye el tradicional sistema de prensa estopa, el cual se instala con el fin de evitar que se infiltre agua hacia la sala de máquinas. Es una de las maneras más antiguas que se utiliza con este fin y es de relativa simpleza, se compone básicamente de una caja estopera, empaquetadura, linterna y prensa estopa. (Figura N° 1)

Hay que tener en consideración los siguientes aspectos: la superficie en la cual se colocan las empaquetaduras deben estar lisas, si el desgaste es excesivo se deberá reemplazar la empaquetadura, ya que las tolerancias máximas causaran obstrucción de las mismas. En la figura 2 podemos apreciar un tipo de empaquetadura.



Figura N° 2 Empaquetadura para tubos de popa CHESTERTON.

Los problemas más comunes presentes en este tipo de sistema son:

- a.- Falta de mantención de los anillos con área interna carbonizada, debido principalmente a altas temperaturas, falla de lubricación interna o externa, provocando un calentamiento excesivo por la fricción de la empaquetadura con el eje.
- b.- Falta de lubricación: anillos secos sin impregnantes y lubricantes. Lo anterior puede ser debido a un ataque químico o por incompatibilidad de la empaquetadura con el fluido.
- c.- Empaquetadura de mala calidad o tamaño inadecuado
- d.- Apriete excesivo de la prensa, esta debe quedar suelta y poco a poco ir apretándose hasta dejar un goteo continuo hacia el interior.

e.- Mal corte de la empaquetadura produciéndose fugas de agua y mal asentamiento sobre el eje.

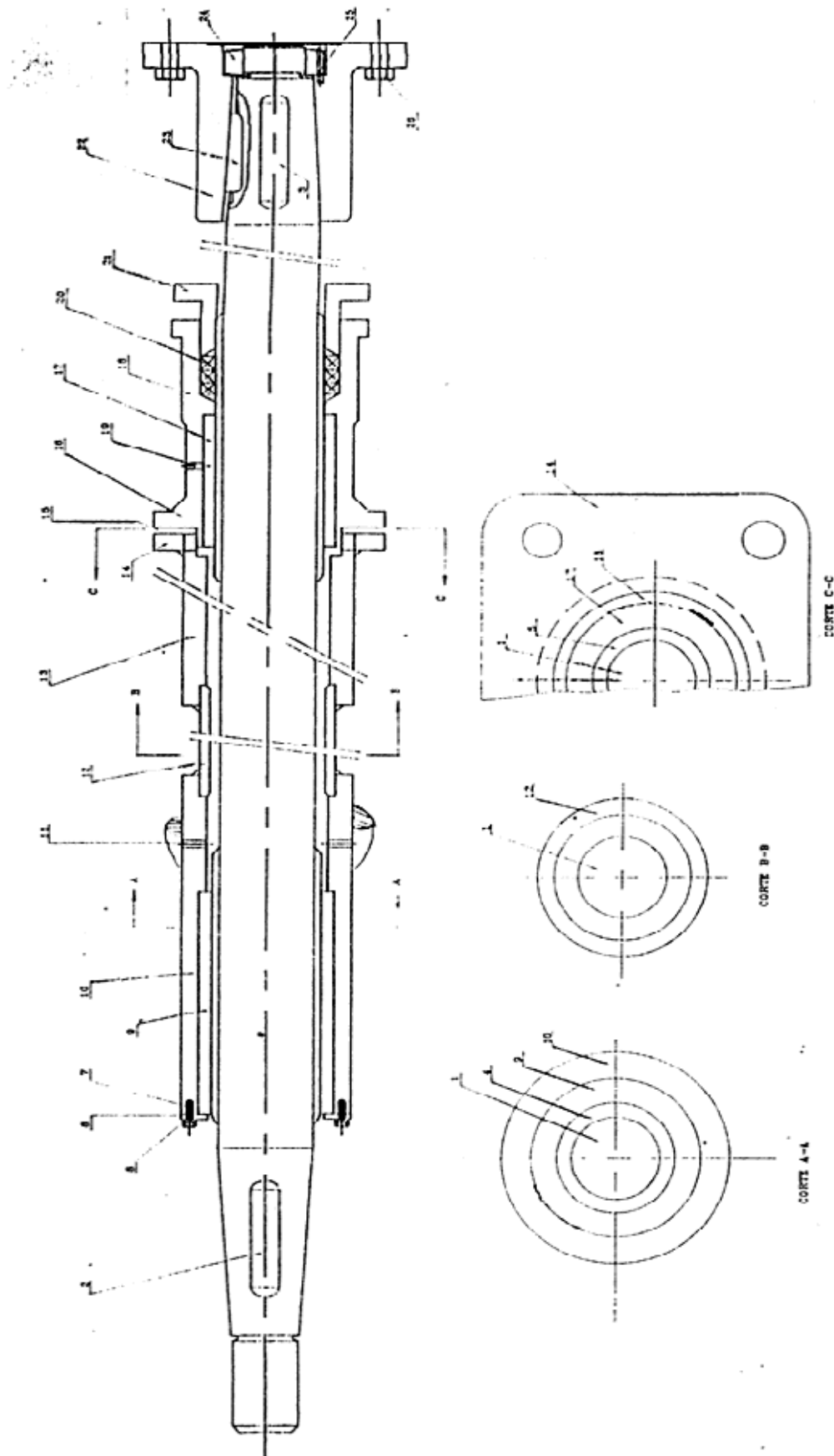


Figura N°1, Sellado del tubo codaste por medio del sistema prensa estopa

Componentes presentes en el sistema Prensa estopa.

ITEM	DESCRIPCION	MATERIAL
1	EJE PROPULSOR	ACERO INOX. 316 GL
2	CHAVETERO	
3	CHAVETA	ACERO INOX.
4	CAMISA DE POPA	BRONCE-FOSF.
5	CAMISA DE PROA	BRONCE-FOSF.
6	ANILLO DE FIJACION DESCANSO TH	ACERO INOX.
7	PERNO SEGURO	ACERO INOX.
8	GOLILLA DE PRESION	ACERO INOX.
9	DESCANSO	THORDON
10	TUBO MECANICO DE POPA	ACERO
11	ENTRADAS DE AGUA	
12	TUBO DODASTE	ACERO
13	TUBO MECANICO DE PROA	ACERO
14	FLANGE DEL TUBO	ACERO
15	EMPAQUETADURA	LONA PINTADA
16	FLANGE DE LA PRENSA	BRONCE
17	DESCANSO	METAL BLANCO
18	PRENSA ESTOPA	BRONCE FUNDIDO
19	LUBRICADOR	BRONCE
20	EMPAQUETADURA	ESTOPA ENSEBADA
21	GLAND DE PRENSA	BRONCE FUNDIDO
22	FLANGE	ACERO SAE 1020
23	CHAVETA DEL FLANGE	ACERO SAE 1020
24	TUERCA DEL FLANGE	ACERO INOX.316 GL
25	PERNO SEGURO	
26	PERNOS UNION	

Cuando el buque esta navegando, los pernos deberán soltarse para evitar recalentamientos, con lo cual una pequeña cantidad de agua se introduce. Mientras el buque esta en puerto los pernos se aprietan nuevamente.

En la figura 3 se puede apreciar una prensa estopa

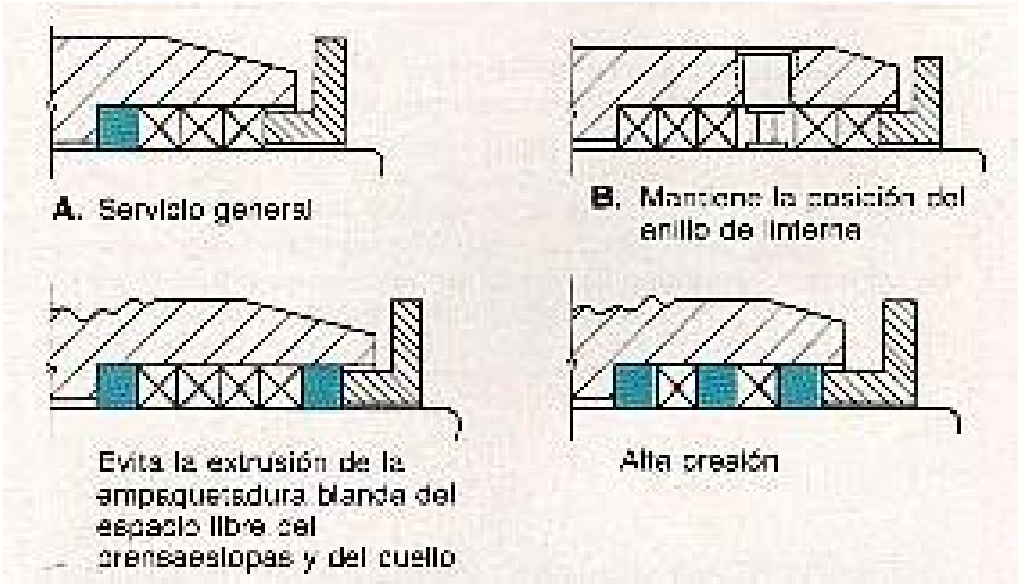


Figura N° 3 corte prensa estopa

1.2.- Sellos Mecánicos

Este tipo de sellos es una forma totalmente diferente al sistema de sellado con prensa estopa. Este sistema se constituye básicamente por dos sellos, el de proa o también conocido como “sello delantero”; y la caja de sello de popa (sello de fondo).

Los sellos de proa poseen generalmente un sistema de lubricación con un estanque ubicado a 1 ó 2 metros sobre el centro radial del tubo codaste, el cual se lubrica en forma permanente, por medio de un tanque de aceite ubicado entre 3 a 4 metros de la línea de máxima carga.

El sello de proa del tubo codaste, contiene dos sellos de goma montados sobre el liner de acero-Cromo que gira con el eje. Ambos sellos evitan la salida del aceite del interior del tubo codaste, apuntando los labios de los sellos hacia popa.

La caja de sellos de popa en general presenta tres sellos, ubicados entre la caja de sellos y el liner.

- a.- El primer sello va montado en el interior del tubo codaste, el cual apunta sus labios hacia proa y evita la salida del aceite del codaste hacia el exterior.
- b.- El segundo sello (central) posee una lubricación por medio de una cámara intermedia, ya sea por goteo o por aprovechamiento del aceite del mismo codaste, a través de pequeñas ranuras en el primer sello que permiten el paso de aceite hacia el sello central, los labios de este sello apuntan hacia popa evitando la entrada de agua de mar al codaste.
- c.- El tercer sello, ubicado mas hacia popa, es el que más desgaste sufre, ya que él esta en contacto con el agua de mar y las posibles impurezas que se puedan filtrar en el tubo codaste. Este sello se le conoce como sello de sacrificio.

A continuación se presenta un esquema de sellos mecánicos, los cuales fueron obtenidos del RAM PANGUI.(Fig. 4).



Figura N° 4.

1.3.- Ejes con sustentación mediante Arbotantes.

Los arbotantes, son un sistema con un conjunto de elementos que se utilizan para la suspensión del eje fuera del casco.

Estos arbotantes generan un apoyo en el tubo de codaste, el cual suspende al eje para el posterior montaje de la hélice. El arbotante aumenta la rigidez del sistema, disminuyen a su vez la flecha en el extremo de popa del eje. Para dicho efecto observe la figura N° 5, en la cual podemos apreciar que el arbotante se compone de:

1. Núcleo de acero moldeado
2. Eje
3. Brazos de acero de sección hidrodinámica
4. Duelas de guayacán en este caso
5. Relleno de metal antifricción

6. Espárragos o tuercas que fijan el cojinete al núcleo del arbotante
7. Arandelas que aseguran las duelas de guayacán en su sitio, sujetas por pernos y tuercas.

Todo este conjunto esta protegido por medio de un capete de formas mas o menos aerodinámicas.

A continuación se hace una primera diferenciación entre los sistemas de bocina refrigerados por agua del mar y bocina estancas refrigeradas por aceite, y se enumeran las características de cada tipo.

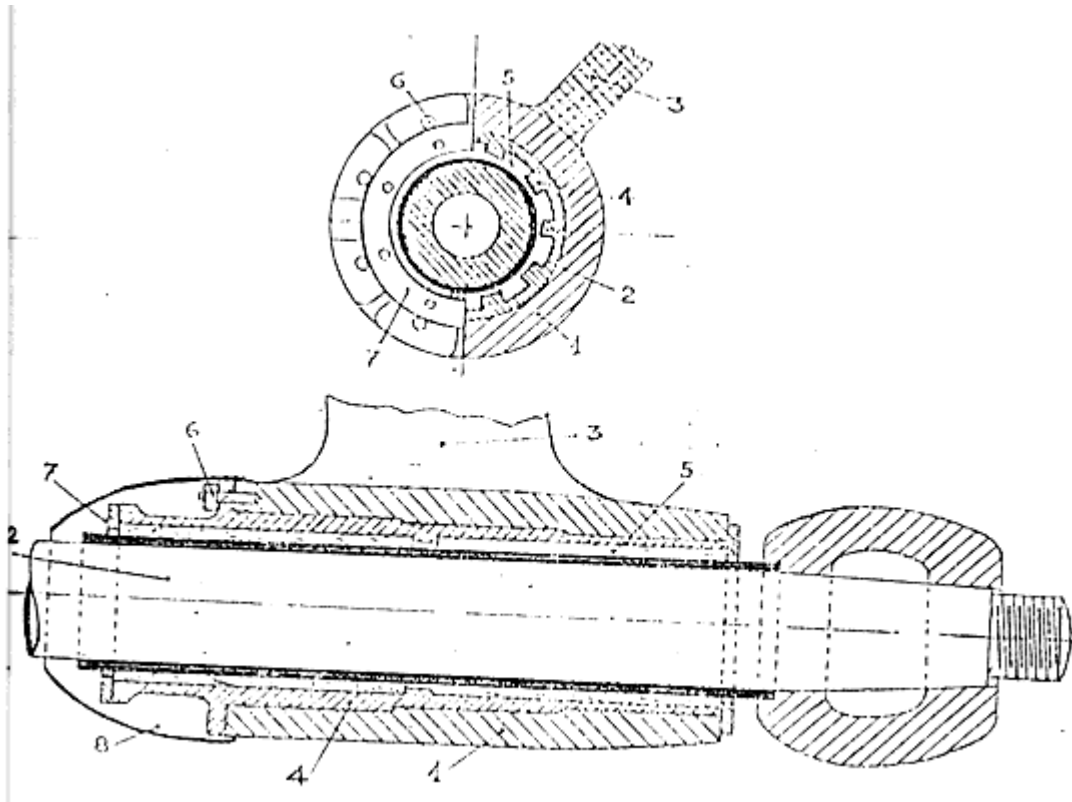


Figura N° 5, Eje con arbotantes

Bocinas refrigeradas por agua del mar:

- Instalaciones técnicamente sencillas.
- Mantenimiento reducido, y por ello poco costoso.
- Reparaciones posibles casi en cualquier lugar del mundo.
- Mínimos respetos necesarios (solo empaquetaduras)
- Precios moderados del sistema.
- Desgastes periódicos, que exigen reparaciones también periódicas.
- Instalaciones exentas de contaminación.
- El refrigerante no tiene costo alguno

Bocinas refrigeradas por aceite:

- Instalaciones más complejas ya que necesitan: obturadores, tanques, tuberías, alarmas, y el refrigerante(aceite) .
- Mantenimiento periódico, ya que un fallo de lubricación origina averías mas o menos complicadas.
- Reparaciones más complejas que exigen medios adecuados.
- Respetos necesarios a bordo: elementos de los obturadores como retenes, pistas, aceite, etc.
- Mayor precio de adquisición y montaje de la instalación.
- Desgastes menores que los refrigerados por agua del mar y que permiten plazos más amplios de revisiones y posibles reparaciones.
- Instalaciones con posible contaminación ambiental, si existen pérdidas del lubricante.
- Coste del refrigerante (aceite).

Recientemente algunos fabricantes han instalado bocinas refrigeradas por agua del mar y con obturadores de cierre de las mismas en grandes buques de pasaje. Sin embargo, implican un cofferdam alrededor de la bocina y, dado su alto costo, hoy en día no han tenido aplicación en el sector pesquero.(ver nota)

Nota: La información anterior se obtuvo de la revista de Ingeniería Naval julio/agosto 1999.

CAPITULO II

DESCRIPCION DE LOS ELEMENTOS PRESENTES EN LA LINEA DE EJES

2.1.- Descansos de bocina del tubo codaste.

Es en este descanso donde radica el principal problema, pues al ser considerado el peso de la hélice en voladizo, el empuje excéntrico del propulsor, etc. se ve que estos descansos estarán sometidos a grandes esfuerzos que se traducirán en desgastes excesivos y posibles fallas prematuras en la bocina.

El crecimiento general experimentado, a partir de 1940, en el tamaño y potencia de los buques, comenzó a mostrar las limitaciones de los cojinetes de madera, siendo la principal el desgaste excesivo. Los buques de carga, con sus motores en el centro del buque, tenían unas tasas de desgaste de 0,5 a 4 mm. por año, pero los petroleros y buques con motores a popa, mayores en tamaño, sufrían de desgaste que oscilaban entre 1 y 13 mm. por año.

La bocina obturada con lubricación por aceite se introdujo por primera vez a comienzos del siglo pasado, pero logro poca aceptación, no obstante, con la introducción de obturadores perfeccionados, comenzó a adoptarse seriamente, junto con los descansos revestidos de metal blanco.

En la practica de construcción actual, la lubricación por agua queda limitada a los buques más pequeños y a algunos tipos especiales; la lubricación por aceite se emplea en todos los buques grandes. Un 85% por 100 de los buques de mas de 15000 TRG. Construidos en 1969 llevaban lubricación por aceite y, probablemente, la proporción es aún mayor hoy en día.

Enumerados cronológicamente, los materiales que se utilizan en los descansos de tubos de bocinas de las embarcaciones en general son:

- Guayacán
- Bronce
- Metal antifricción
- Materiales sintéticos
- Rodamientos.

Hecha esta breve introducción, pasamos a analizar los materiales que se usan en la fabricación de los descansos de bocina, el sistema de lubricación que usan y sus averías, así como las posibles causas de las mismas y también los procesos a seguir para alcanzar una buena reparación.

2.1.1.- Cojinetes de Guayacán.

2.1.1.1.- Introducción: Material y propiedades.

El guayacán es una madera dura, de densidad mayor que 1 kg/dm^3 , es decir no flota en el agua, y fue el primer material que se utilizó como cojinete de deslizamiento, colocándolo en el interior de las bocinas de los barcos, donde se apoya el eje de cola.

Esta madera procede de un arbusto “el guayaco” que es originario de centro América, y países del norte de Sudamérica, como Venezuela y Colombia. El citado arbusto alcanza alturas no superiores a los tres metros y diámetros máximos de 400 mm., Lógicamente en troncos no rectos, y como consecuencia de ello, los palos obtenidos al ser talados no tienen formas cilíndricas, de tal forma que al quitarle la corteza, es difícil que alcancen diámetros mayores de 300 mm., y también poco longitudes rectas mayores a dos metros.

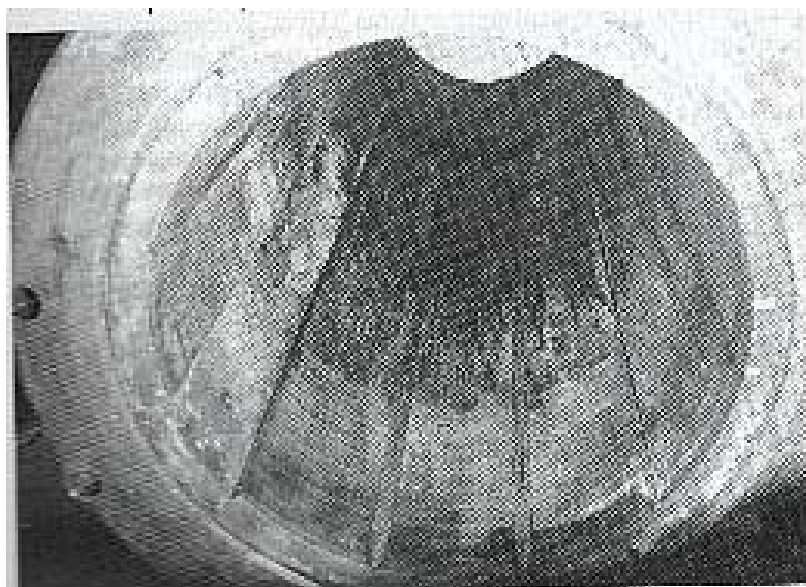
Es una madera escasa. Exige un almacenamiento en piscina con agua salada o dulce, para no perder las buenas propiedades que posee y que la hace idónea para estas aplicaciones.

Es una madera que se vende por kilos, en lugar de por metros cúbicos, como se hace en otros tipos de maderas, y las propiedades que la hacen adecuada para estos usos, además de la ya citada dureza, son: una gran resistencia a la compresión y al desgaste por frotamiento dinámico. Por supuesto, como todas las maderas, tiene mayor tensión específica a la compresión, en sentido perpendicular a las fibras, que en el sentido propio de las propias fibras. También la “savia” que contiene esta madera, en contacto con el agua del mar, favorece la disminución del coeficiente de rozamiento al deslizamiento, puesto que dicha savia es autolubrificante.

Esta madera de no difícil elaboración, se corta en tiras o “duelas” y se monta en porta-cojinetes de bronce, como nos muestra la figura 6; estas duelas exigen mucha mano de obra ya que hay que darles su radio exterior para adaptarlas a los porta-cojinetes, y ensamblarlas entre si y darle su apriete correspondiente, para posteriormente mecanizar su diámetro interior en una mandriladora.

A veces y durante una reparación, puede presentarse el caso de que el porta-cojinetes de bronce no se pueda extraer, y en ese caso hay que “vestir” el citado porta-cojinete “in situ”, lo cual es más laborioso y costoso. El apriete de las duelas se consigue colocando una tira de bronce, fijada a lo largo de porta-cojinete, como se aprecia en la figura N° 6.

Estos cojinetes solo se lubrican por el agua de mar, y hoy día van cayendo en desuso debido a la escasez de este material, a su costosa elaboración que exige además personal especializado, y a la aparición de otros materiales, como algunos plásticos y composites que gozan de magníficas cualidades para estos fines.



2.1.1.2.-Averías en estos cojinetes: causas y reparaciones.

Los barcos pesqueros que pescan en aguas cercanas a la costa o poca profundidad, levantan arena de los fondos, la cual entra en los tubos de bocina, desgastando los cojinetes de

guayacán mas rápidamente de lo normal, siendo necesaria la renovación del guayacán cuando en el reconocimiento en dique se observe un huelgo excesivo con el eje de cola.

Debe tenerse en cuenta que, para cojinetes del material que estamos tratando, el huelgo máximo permitido es $h = D/100 + 1,5$ mm., siendo “D” el diámetro del eje de cola (en mm).

A veces, y en especial en los barcos palangreros (figura 7), se pueden enrollar gran cantidad de líneas de palangre sobre el frente de la bocina, es decir a popa. Al lograr salvar el guardacabos, que protege al eje de cola, entre el frente de bocina y la cara posterior de núcleo de la hélice, ocurre que o bien se alojan dichos hilos de nylon en el interior de la bocina, o bien se deforman alrededor del citado eje de cola, por calentamiento, y al ser termoplásticos se transforman en una pasta que limita o sella la salida del agua por el descanso de popa del buque, la cual es necesaria para la refrigeración de los cojinetes y en menor cuantía del propio eje de cola.

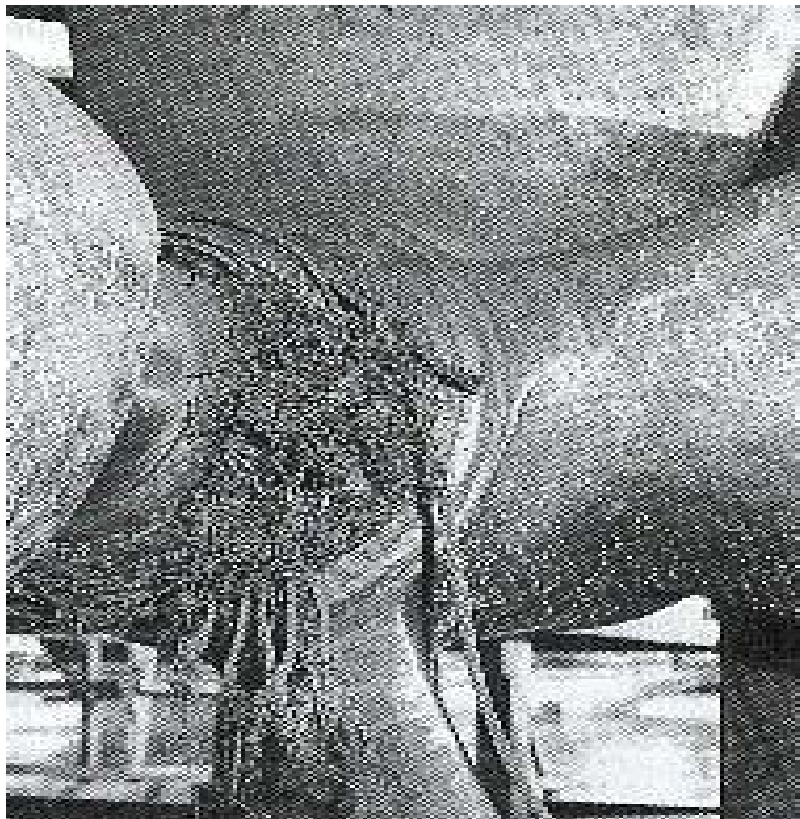


Figura N° 7. Arte enrollado en eje de cola

Esta falta de lubricación puede ocasionar averías graves tales como el agarrotamiento del eje, pero lo normal es que produzca un desgaste acelerado del guayacán que implique su renovación.

También puede originarse que al sufrir una deformación o una rotura de alguna(s) pala(s) de la hélice se produzca un desequilibrio de las misma, que afectara al eje de cola, y la posible flexión del mismo origina también un desgaste mas acelerado de lo normal de los cojinetes. Incluso, aunque no haya una rotura como la citada de una(s) pala(s), una hélice que no este

bien equilibrada dinámicamente producirá también un proceso acelerado de desgaste de los cojinetes de guayacán.

Una avería menos usual es que el porta-cojinete de bronce de popa, que va montado a presión en el tubo de bocina y fijado a la parte posterior del codaste por medio de tornillos que lo ligan al frente de la bocina, se pueda girar (figura 8). La avería es como consecuencia de un mal montaje, e implicará no solo la renovación del guayacán, sino también del porta-cojinete, que al girar posiblemente haya dañado al tubo de bocina y este tenga que ser mandrilado “in situ”, dándole mayor diámetro interior, y el nuevo porta-cojinete de bronce tendrá que tener un diámetro exterior adecuado al diámetro del tubo de bocina mandrinado (figura 9).

A veces cuando se ejecuta la renovación del guayacán en el proceso de montaje, puede ocurrir que se le deje poco huelgo, al secarse dicha madera mientras se mecaniza, o también por que se ha almacenado mal y está seca. Una vez que el barco es botado al agua, el guayacán como toda madera se hincha y se puede llegar a agarrotar el eje de cola durante la realización de las pruebas del motor principal y de la línea de ejes.

En este caso se efectuará una nueva varada para dar mayor huelgo al guayacán montado, lo cual se traduce en mayores gastos para el astillero, y por supuesto demoras en la terminación de la reparación para que el barco vuelva a faenar al caladero. Este fallo es imputable por supuesto al astillero reparador, aunque no es normal que ocurra.

La extracción de los porta-cojinetes de bocina en determinadas ocasiones presenta dificultades, como hemos citado anteriormente y, a veces, al ser extraídos para la renovación de los guayacanes, se puede originar la rotura de la brida que fija el porta-cojinete de popa, y que significará la renovación, la mayor parte de las veces del citado porta-cojinete, aunque también a veces se pueda soldar adecuadamente dicha brida y, por supuesto, la renovación del guayacán del porta-cojinete renovado o reparado.

El buen montaje de los porta-cojinetes es vital para todo, y se consigue con un buen apriete en el montaje, que el cojinete no se cierre, que no tenga en el futuro un posible giro en el interior de la bocina, etc.

A veces hemos observado a lo largo de muchos años que el guayacán se ha montado en el sentido de las fibras debido a que el astillero reparador a empleado mano de obra inadecuada y, con un palo de guayacán de medidas adecuadas, han mecanizado un descanso entero, y este ha sido embutido en su porta-cojinete, lo cual significa menos costo de mano de obra pero mayor costo de material, ya que está mecanizado en el sentido de la fibra y, lo que es mas importante, que la vida de este cojinete se reduce mucho y a la larga va a significar un mayor gasto para el armador, que tendrá que efectuar una nueva varada antes de lo previsto.

Es una buena norma, colocar todas las duelas de guayacán en el sentido perpendicular a las fibras, o al menos la de la parte inferior, que es donde lógicamente más trabaja el cojinete, y en especial el de popa.

También conviene citar que los tubos de bocina que se diseñen para montar cojinetes de guayacán o materiales sintéticos, de los que más tarde hablaremos, y que como decimos están lubricados por agua de mar, deberán contemplar la posibilidad de poder regular el centrado del prensa-estopas. De esta manera, se pueden adaptar la empaquetadura a la caída progresiva del eje, evitando el rozamiento excesivo de ésta en la parte inferior, así como la entrada anormal del agua del mar por la parte superior. El aumento del rozamiento aumentará tanto el desgaste de la empaquetadura encebada, como el del eje en la citada zona.

Debe tenerse en cuenta, que un excesivo apriete de la empaquetadura, lo que en argot se llama “clavar la empaquetadura”, no permitirá la salida del agua que está en el interior de la bocina, y que al actuar de refrigerante se calienta, y parte de esa agua debería ir a la sentina de la sala de máquinas, para de ahí ser achicada.

En los párrafos anteriores citábamos posibles fallas de refrigeración de las bocinas en buques palangreros, que también aunque en menor cuantía se pueden ocasionar en los buques arrastreros, pues al enrollarse las malletas alrededor del guardacabos, aún incluso portando estas cuchillas cortacabos, llegan en muchos casos a originar el desprendimiento y pérdida del propio guardacabos, y también un taponamiento de la bocina.

Por ello es buena norma montar una toma de agua de refrigeración para el porta-cojinete de proa, con su respectiva válvula de salida de agua a la sentina, ya que con ello se consigue que, al verificarse el taponamiento de la bocina en los palangreros y arrastreros, y detectarse una subida de temperatura en los cojinetes que se transmite al eje de cola, y que simplemente se percibe al tacto, se abra dicha válvula de paso de agua a la sentina, compensando, al menos en parte, el calentamiento del de agua en el tubo de la bocina a causa del taponamiento.

También se puede producir un desgaste anormal de los descansos por un enganche severo de cabos o artes en la hélice, con parada del motor principal.

En el caso de buques nuevos pueden aparecer vibraciones en la instalación propulsora, no detectadas en las pruebas de mar. En buques en servicio también pueden aparecer vibraciones, ocasionadas por daños estructurales, grietas en elementos estructurales del casco, que afectarán en mayor medida a los citados cojinetes, mas aún cuando aparecen fallas en la alineación, y las reparaciones a ejecutar serán algunas de las ya mencionadas.

En algunas ocasiones, a lo largo de muchos años de trabajo en astilleros de reparaciones, se han inspeccionado cojinetes de bocina desgastados en un corto espacio de tiempo. La razón es que no se había vestido los porta-cojinetes con guayacán, sino con otra madera tropical, por ejemplo el palo rosa, que no es la adecuada para estos fines.

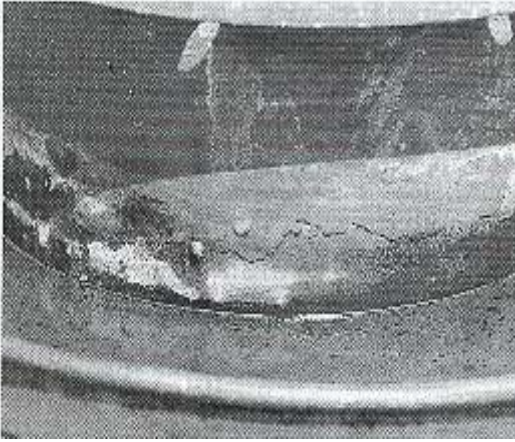


Figura 8. Detalle de porta-cojinete que ha girado con el eje

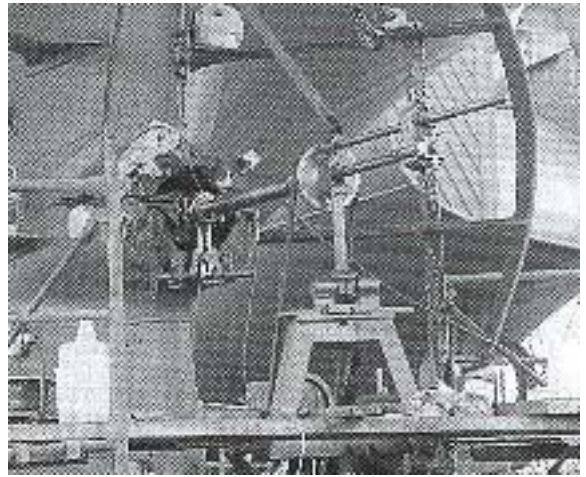


Figura N° 9. Mandrilado de la bocina de un pesquero arrastrero

2.1.1.3.- Metodología de cálculo.

En la construcción naval se recomienda que el espesor de la bocina de acero laminado es 8% del diámetro del eje más 12mm., el espesor de los guayacanes es de 15 a 30 mm. y el casquillo resulta un 100% del diámetro del eje.

- **Según LLOYD'S REGISTER**

Para los cojinetes de guayacán lubricados por agua de mar o composiciones de goma o materiales plásticos aprobados, la longitud no será menor que 4 veces el diámetro del eje bajo la camisa.

Deberá preverse lubricación forzada de agua para todos los cojinetes forrados con goma o plásticos, y para los de guayacán cuando el diámetro del eje sea mayor.

- **Según BUREAU VERITAS.**

La longitud del cojinete de popa de la bocina no será en principio inferior a 3,5 veces el diámetro reglamentario del eje porta hélice en todos los casos, menos en los lubricados por aceite.

- **Según GERMANICHER LLOYD**

El eje de cola dispondrá por lo general de dos cojinetes de apoyo en la bocina. Si el cojinete se apoya en porta-cojinetes de madera de guayacán, o de material sintético, la

longitud del cojinete posterior deberá ser 4 veces el diámetro del eje; la cola del cojinete anterior unas dos veces el diámetro del eje. Si a pos distancia de la salida de la bocina, el eje dispone de una chumacera de apoyo, la longitud del cojinete anterior del eje en la bocina podría reducirse a 1,5 veces el diámetro del eje.

En caso de líneas de ejes cortas, por ejemplo en el caso de una maquinaria dispuesta a popa, no deberían emplearse cojinetes de guayacán, material sintético o de goma, para que un asiento del eje en tales cojinetes no afecte a los restantes cojinetes de la línea y del mecanismo reductor o al cigüeñal del motor principal

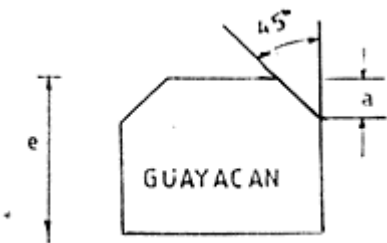
• Según AMERICAN BUREAU

La longitud del descanso más próximo a la hélice, y que soporte esta, no deberá ser menor que 4 veces el diámetro exigido para el eje de cola. El guayacán se mantendrá sumergido en agua durante un período de 5 a 6 semanas, y una vez colocadas las duelas en el casquillo se rellenará este, hasta que se monte el eje de cola en grada. De acuerdo con este proceso, se entregan los huelgos siguientes:

El espesor de los guayacanes o el material sintético será:

- a.- Para ejes menores de 150 mm. de diámetro.....14 mm de espesor
- b.- Para ejes de 151-250 mm. de diámetro.....16 mm. de espesor
- c.- Para ejes de 251-350 mm de diámetro.....18 mm. de espesor
- d.- Para ejes de 351-400 mm. de diámetro..... 20 mm de espesor
- e.- Para ejes mayores de 401 mm. de diámetro.....22 mm de espesor.

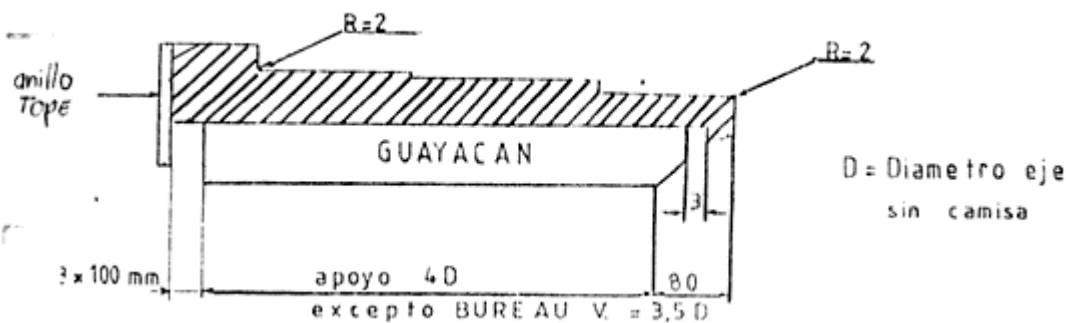
La anchura de las duelas no debe ser mayor de 70 mm. Los chaflanes de las duelas tendrán las dimensiones que se indican (figura 10):



$a=(3/8)e$ e= espesor duelas en mm

El huelgo axial de los guayacanes será:

Casquillo de popa:



Casquillo de proa:

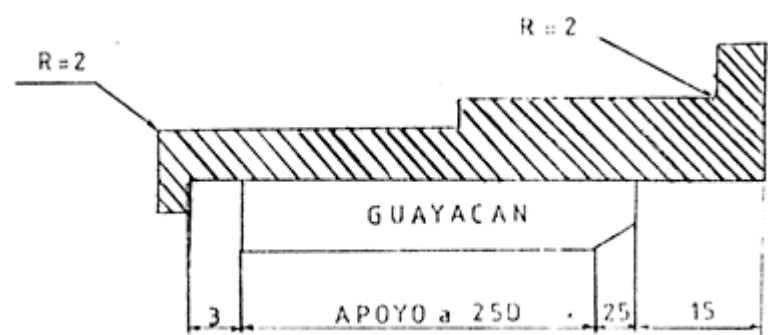


Figura N° 10

En el casquillo porta-cojinetes, en su extremo de proa, y al objeto de facilitar el paso del eje de cola, se hará un chaflán en los guayacanes de 80 mm. de longitud por 0,6 mm. de espesor de guayacán.

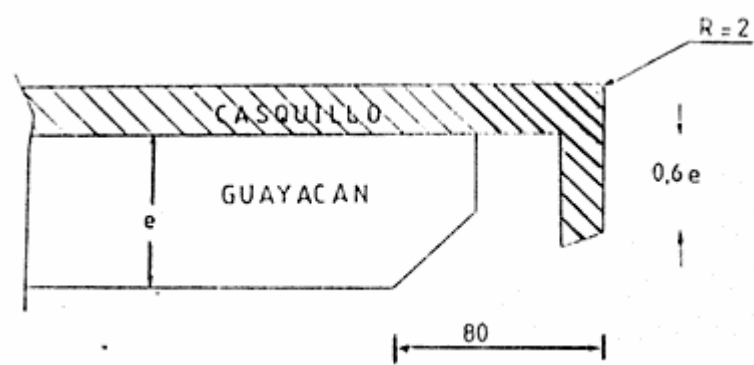


Figura N° 11

El número de chavetas de fijación de guayacán será:

- a.- Para ejes mayores de 251 mm de diámetro.....3 chavetas.
- b.- Para ejes menores de 251 mm. de diámetro..... 2 chavetas.

El ancho de las chavetas será de 40 mm., y el ángulo $\alpha=5^\circ$, su espesor será de 3mm. menor que el espesor del guayacán. La longitud de las chavetas será de 6mm. menor, que el alojamiento del casquillo.

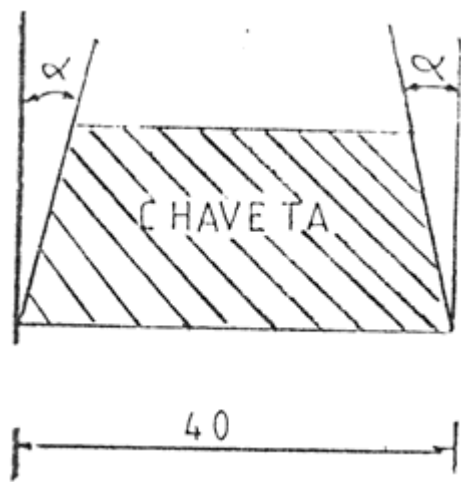


Figura N° 12

Las chavetas se fijaran a los casquillos como prisioneros avellanados remachados por la parte de la chaveta cuando ello sea posible

A continuación se presenta una tabla de comparación de tasa de desgaste de los cojinetes de guayacán, dependiendo del material de la camisa del eje.

MATERIAL DE LA CAMISA DEL EJE	Nº DE BUQUES	BAJA 2	NORMAL 2-2,5	SOBRE ALTA	NORMAL ALTA
Bronce Estaño-Zinc	48	81%	11%	2%	6%
Bronce Aluminio Fe/Ni	35	14%	17%	37%	32%

Por último se muestra a continuación, en la figura N° 13 el desgaste en el cojinete de popa en un carguero de 12000 T.P.M. medido en sus inspecciones anuales.

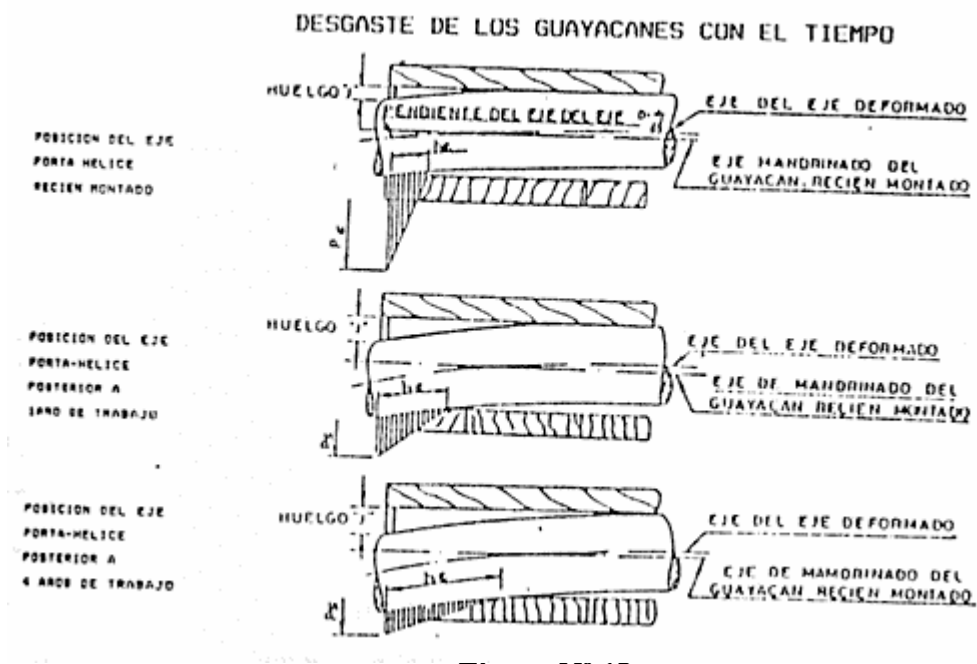


Figura N° 13

2.1.2.-Cojinetes de bronce.

La utilización de este material, hace que el porta-cojinete y el propio cojinete sean un todo, es decir un solo elemento.

Solamente en pesqueros pequeños y que no soportan grandes esfuerzos de compresión, se han montado los dos cojinetes de bocina del citado material.

El bronce debe tener calidad R_g-10, según normas DIN, pero es sobradamente conocido que el bronce no tiene gran capacidad de amortiguamiento, lo cual es muy necesario al menos para el cojinete de popa de la bocina, y la lubricación de agua de mar, no es la mas adecuada para este material, de ahí que su uso en grandes embarcaciones se ha limitado a la fabricación del cojinete de proa, que en un correcto montaje trabaja menos que el de popa.

En parte este tipo de lubricación se mejoro utilizando, además del lubricante agua del mar, un adicional de grasa emulsionante. Para ello basta colocar un engrasador sencillo y manual, en la sala de máquinas y lógicamente próximo a la bocina, para aportar a la citada grasa.

No es recomendable este procedimiento, ya que si se deja en último lugar, la aportación de la citada grasa, tendremos problemas de recalentamiento del sistema con las ya sabidas consecuencias; falla que podemos evitar colocando un sistema automático de engrase. Sin embargo, la experiencia aconseja la no utilización de este sistema, y podemos afirmar que este tipo de cojinetes y lubricación no tiene futuro alguno, y son impropios de un correcto y moderno diseño.

2.1.3.- Cojinetes de metal antifricción (white metal).

2.1.3.1.-El metal antifricción. Propiedades.

Ante la confusión reinante en el mercado de los metales antifricción, que presenta al consumidor una enorme cantidad de marcas comerciales, muchas de las veces a precios exorbitantes, resulta a veces para el ingeniero diseñador, fundidor, y consumidor en general, orientarse para efectuar una elección adecuada que tenga la composición y rendimientos apropiados al uso a que lo destina; así se da el caso que en muchas ocasiones en que daría mejores resultados un metal más económico, por ser de características técnicas más propias al trabajo en que ha de emplearse, se echa mano de marcas de elevado precio, que al no ser aptas para las condiciones en que se ha de trabajar, traen consigo, primeramente, que el cojinete no rinda el fruto apetecido y, en segundo lugar, que la operación sea mas costosa.

En general sin entrar en más profundidad sobre el tema, que sería el diseño del cojinete, la composición del material antifricción que debe utilizarse ha de ser de un 92% y más de estaño, con menos de un 2% de plomo, y el resto de antimonio y cobre.

Estos cojinetes inicialmente se fabricaron con porta-cojinetes de acero o bronce; dicho de una manera rápida, el guayacán fue sustituido por el antifricción. La fundición del material sobre el porta-cojinete se hacía por colada, y el espesor de la capa antifricción se calculaba,

como el de los cojinetes primitivos de antifricción, sobre la base del diámetro del eje, la longitud del apoyo, número de revoluciones del eje de cola y tipo de lubricación.

Los primeros cojinetes de bocina usaron la lubricación de agua salada más grasa emulsionante, y el espesor de la capa fundida era tal que hacia muy costosa su fabricación, y este tipo de lubricación, nada de aconsejable, fue sustituida por la lubricación por aceite, en bocina estanca, utilizando cierres u obturadores a proa y popa de la misma.

Ello dio lugar al cálculo, diseño y fundición más actual, disminuyendo el espesor de la capa antifricción, realizándose una fundición centrífuga, y traduciéndose en una sensible baja de los costos de fabricación, en especial por la disminución de la cantidad de material antifricción a utilizar, en la figura N° 14 podemos ver un cojinete de metal blanco correspondiente al cojinete de popa del remolcador PANGUI reparado en astilleros ASENAV.



Figura N° 14. Cojinete de popa de metal blanco del RAM Pangüi.

2.1.3.2.- Averías de estos cojinetes: Causas y reparaciones.

Entendiendo, como sucede hasta la fecha, que las bocinas estancas son aquellas que trabajan en aceite, con obturadores de proa y popa y admitiendo que no se vaya a desmontar ningún elemento del equipo propulsor, por no observarse anomalías, e incluso el comportamiento del sistema ha sido correcto al haberse mantenido las partes marcadas por el fabricante en lo que se refiere a presiones y temperaturas de servicio, al igual que al consumo (fugas de aceite, en cantidad de litros/día), una vez el barco varado se deberá comprobar que la caída del eje de cola, mediante un dispositivo especial propio de cada barco, el cual nos indicará el huelgo del cojinete de popa con referencia a su montaje original y, por tanto, el desgaste del espesor de la capa de metal antifricción.

Conviene insistir que los descansos son centrifugados sobre los porta-cojinetes, y el espesor de la capa es mínimo; de acuerdo con las normas de las sociedades clasificadoras, o del propio fabricante se procederá o no a la renovación del metal antifricción de los descansos, cuando se desmonta el eje de cola y se revisan los citados cojinetes y, además, por diferencia entre el diámetro exterior del eje de cola e interior del cojinete, se comprueba con exactitud el huelgo, y la causa de la avería sencillamente ha sido un desgaste producido por el uso.

La avería más normal en este tipo de bocinas estancas es la pérdida o fuga de aceite, debido al deterioro de algún obturador, la mayor parte de las veces el de popa, pues, por razones como las descritas en los cojinetes de guayacán, cabos, malletas, o líneas de palangre arrollados al eje y al propio obturador dañan a éste mismo.

En principio, cualquier tipo de enganche produce la introducción total o parcial de un cuerpo extraño, generalmente en forma de filamento de material metálico procedente de un alambre o cabo, o de material sintético proveniente de un palangre o malla, que dañará al obturador, e incluso llega a penetrar en la bocina, logrando así interrumpir la estanqueidad, es decir, permitiendo la entrada de una cantidad de agua en el sistema si la pérdidas de aceite en ese momento son considerables.

El fallo del sistema de lubricación de la bocina implica en primer lugar un derroche de aceite, que además origina una contaminación del mar y, cuando este se agota abordo, es necesario proceder ala varada del buque en un astillero, urgentemente.

A veces, si se ha varado a tiempo, la avería se subsana solo con la reparación del obturador y renovado del aceite en la bocina. Sin embargo, no es buena norma, ya que debe de ser desmontado el eje de cola y la hélice, para proceder a una inspección de los cojinetes y eje de cola y actuar según su estado, además de efectuar una limpieza completa de la instalación, incluyendo tanque(s) de compensación y filtros, comprobación de alarmas de alto y bajo nivel (según el tipo de instalación), renovación de aceite de la bocina y renovación del aceite de los propios obturadores si son del tipo Simplex, aunque la mayoría de los armadores solo reparan el obturador y no desmontan el eje.

También puede ser causa de pérdida de aceite en un pesquero cuando este navega en agua poca profundas, o con alta cantidad de arena en suspensión, pues las partículas de arena afectarán de la misma manera que lo hicieron los filamentos anteriormente citados.

También al igual que ocurría con los cojinetes de guayacán, la rotura de alguna(s) palas(s) de la hélice produce un desequilibrio de la misma, que podrá ocasionar un desgaste anormal de los cojinetes e incluso la rotura de la capa antifricción. Véase figura N° 15.

Asimismo, un mal montaje de un porta-cojinete puede ocasionar daños como los citados en el caso del guayacán, y si inicialmente el huelgo de montaje no es adecuado, se puede

producir un agarrotamiento del eje, lo cual obligará a una nueva puesta en seco para proceder a una revisión total.

Un buen montaje es vital, pero también un correcto desmontaje, y si se ocasiona una rotura de la brida del porta cojinete, se soldará como ya comentamos en el caso del guayacán. Los porta-cojinetes se fabrican en acero, bronce o inoxidable.

Una de las mayores averías que se puede llegar a ocasionar es causada al dejar de aportar aceite a la bocina, hecho anormal por que existen tanques de compensación, alarmas, etc., pero se han visto ejes de cola agarrotados por esta causa y, una vez un barco varado, tras muchas dificultades se extrajo el eje, pero constituyendo un todo con los porta cojinetes, e incluso el tubo de bocina, que iba lineado y fijado a la estructura del barco por medio de resinas epoxy. Se puede pensar, que ha sido una de las averías vistas en una línea de ejes.

Hay que citar también que, al igual que lo comentado para el guayacán, un desgaste anormal se puede producir por un enganche severo del arte en la hélice, con parada de motor principal, e igual manera es aplicable los casos de vibraciones descritos anteriormente y las posibles averías ocasionadas.

Otra causa a tener en cuenta en estos tipos de bocinas, es que la falta de renovación del aceite durante cada varada dará lugar a una descompensación adicional de la presión a ambos lados del reten del obturador, forzando adicionalmente su desgaste y la huella que se produce sobre su camisa. Esto afectará a la vida del obturador y entrará agua antes de lo previsto, partiendo del caso ideal que el nivel del tanque de compensación se haya mantenido en niveles adecuados a la instalación, pues la vida del retén será aún más corta si se ha hecho caso omiso al funcionamiento de la alarma de bajo nivel

2.1.3.3.- Metodología de cálculo.

- **Según LLOYD'S REGISTER.**

Para chumaceras provistas de forros de metal blanco, lubricados por aceite y provista de obturadores de tipo aprobado. La longitud del luchadero será tal que la presión nominal de carga resultante del peso del propulsor y el eje no excederán de $6,3 \text{ kg/cm}^2$. En ningún caso la longitud del luchadero será menor del doble del diámetro requerido para el eje de cola.

Para calcular la presión en eje se usará la formula siguiente:

$$P \approx \frac{2 * Q}{d * L}$$

Siendo:

P= presión en kg/cm^2 .

Q= carga radial en kg .

d= diámetro de eje en el apoyo en cm.

L= longitud del apoyo en cm.

Recomendaciones

- a.- Cuando existe un tanque de alimentación de aceite de la bocina, éste debe estar situado por encima de la flotación y provisto de un avisador de alarma de bajo nivel en la cámara de máquinas.
- b.- Cuando el descanso de la bocina está lubricada por aceite, debe preverse el enfriamiento de éstas manteniendo agua en el pique de popa, por encima del nivel de la bocina o por otros medios aprobados.
- c.- Deben preverse medios para conocer la temperatura del aceite en la bocina.

- **Según BUREAU VERITAS.**

La longitud del descanso de popa de la bocina, no será en principio menor a 2,5 veces del diámetro reglamentario del eje porta-hélice. Si el luchadero es de antifricción, estará lubricado por aceite y provisto de un dispositivo de estanqueidad del tipo aprobado. Se debe considerar:

- a.- La carga sobre el luchadero deberá ser compatible con el material utilizado en el mismo.
- b.- Todos los demás requerimientos serán iguales que LLOYD’S REGISTER.

- **Según GERMANICHER LLOYD’S.**

- a.- En caso de bocinas cortas lubricadas por grasa o aceite, se podrá prescindir del descanso de apoyo delantero.
- b.- Si el eje de cola se apoya en descansos de fricción, y se lubrica con aceite o grasa, el descanso de popa deberá tener una longitud de 1 a 1,5 veces el diámetro del eje.
- c.- Las bocinas se someterán a una prueba e presión de estanqueidad empleando una presión hidráulica de 2 bar, antes y después de su montaje.

2.1.3.4.- Determinación de los espesores de la bocina y del codaste.

El espesor de la bocina se determinará de acuerdo a la fórmula siguiente:

TIPO DE BOCINA (MATERIAL)	ESPESOR (e) mm.
Bocinas de hierro fundido	$e= D/10 + 15 \text{ mm.}$
Bocinas de acero laminado o bronce	$e= D/20 + 20 \text{ mm.}$
Bocinas de aluminio	$e= 1,3 (D/20 + 10) \text{ mm.}$

D: Diámetro del eje de cola incluyendo la camisa (mm).

El espesor del codaste se determinará de acuerdo a la fórmula siguiente:

- Según LLOYD’S REGISTER

$e=0,1 d + 56 \text{ (mm.)}$

Donde:

d= diámetro del eje de cola sin camisa (m)

- Según BUREAU VERITAS.

$$e = 0,84 \cdot L + 13$$

$$L = L_{pp} \text{ (m)}$$

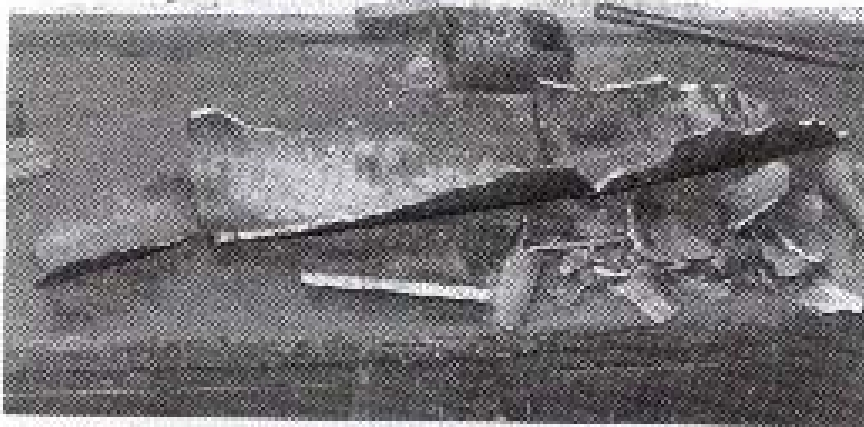


Figura N° 15, Cojinete de antifricción roto, de la bocina de un pesquero, que no tenía porta cojinete.

2.1.4.- Cojinetes de materiales sintéticos.

2.1.4.1.- Generalidades.

El problema principal existente en la utilización de materiales sintéticos en los descansos de deslizamiento, es la evacuación del calor producido en el rozamiento.

Los metales tienen un buen coeficiente de transmisión de calor, no así los plásticos, además en términos generales los plásticos absorben agua y se hinchan, con lo cual habrá que prever unos mayores huelgos. Realmente son buenos para trabajar en seco, sin embargo cada día evolucionan, y su uso tiende a aumentar.

2.1.4.2.- Poliamidas (Nylon)

Son apropiadas para cojinetes autolubricantes, son resistentes a los ataques químicos y tienen poco desgaste; debe tenerse en cuenta que no trabajan a altas temperaturas para lo cual hay que tener presente la evacuación del calor y que se hinchan. Se fabrican hoy día capa de poliamidas sobre porta-cojinetes de acero, siendo el espesor de las capas menor que 0,5 mm.

Este material sólo se utiliza en bocinas de pequeños diámetros, para diámetros no mayores a 100 mm., y por tanto su uso está limitado a pequeñas embarcaciones y no en muchos casos, ya que la evolución tan grande que experimentan los plásticos lo han ido desplazando por otros de mejores resultados para estos fines.

Normalmente no utilizan porta-cojinetes sino que se montan directamente en el interior del tubo de bocina, la cual ha sido calentada previamente, provocando la dilatación de esta y a su vez el descanso a sido enfriado, contrayendo el material, permitiendo que el descanso pueda ser ubicado en su posición, para luego dejar que el conjunto bocina descanso vuelva a su temperatura normal, permitiendo así un apriete entre los materiales. Cabe destacar que estos descansos no son recuperables.

2.1.4.3.- Poliolefinas.

2.1.4.3.1.- Teflón.

Dentro de estos termoplásticos tenemos el politetrafluoretano (PTFE) que la firma DUPONT lo nomina teflón, nombre comercial por el que normalmente todas las personas identifican a este material, y cuyas características y propiedades son muy parecidas al nylon, con una $P=230 \text{ N/mm}^2$.

Al igual que el material anteriormente citado, los cojinetes usados no son recuperables, y su montaje y desmontaje es similar. Tampoco usan porta-cojinetes.

2.1.4.3.2.- Caprolon.

Este material fabricado en Rusia lo utilizan en sus bocinas casi todos los barcos pesqueros, incluso de esloras hasta 120 metros. Se encuadra entre las poliolefinas, aunque no se tenga una tabla de sus características técnicas, Véase figura 16.

Antes de ser instalados se enfrían en hielo seco al menos durante 12 horas, lo cual facilita su montaje y el apriete posterior del mismo al calentarse a la temperatura ambiente. Con relación a su desmontaje, como no son recuperables se suelen cortar en el sentido de su longitud para facilitar y acelerar su extracción.



Figura N° 16, Cojinete de caprolon: el vertical con brida para ser instalado en popa, y el horizontal sin brida para ser instalado en proa.

2.1.4.3.3.-Cojinetes Polypenco.

Es un termoplástico fabricado por POLYDROP, S.A. (España), la cual realiza una gran aportación a la ingeniería en materiales plásticos, enfocados a optimizar rendimientos en cojinetes, casquillos, engranajes, etc. Son ideales en piezas que requieren bajo coeficiente de fricción y gran resistencia al desgaste.

Las ventajas que reporta este material son:

- Puede trabajar con mínima lubricación o sin ella debido sus propiedades autolubrificantes, ofreciendo en consecuencia menor desgaste y pérdidas por fricción que las que produce el acero, bronce y materiales fenólicos, para iguales condiciones de trabajo. Esto le permite gran aplicación en la industria de alimentación, textil, papel y con limitaciones en los tubos de bocina.
- Tiene una resistencia al desgaste superior al acero, bronce y materiales fenólicos para igualdad de trabajo; además trabaja bien en condiciones abrasivas, conservando sus características. Experimentalmente se ha observado que las partículas de abrasivo son absorbidas por el material sin perjuicio del cojinete. El uso de este material reduce considerablemente el desgaste del material en contacto, lo cual da una mayor vida al eje de cola.
- Son resistentes a una amplia gama de productos químicos, que en alguno casos sirven como lubricantes; sus características se recogen en la tabla 1. El agua y algunos productos químicos líquidos actúan frecuentemente como lubricantes para estos materiales, lo que disminuye el costo en lubricantes, de ahí que en los tubos de bocina usen el agua del mar como refrigerante.
- Esta ofrece una buena resistencia al impacto, evitando deformaciones permanentes tanto en el cojinete como en el material de contacto. Además, su gran elasticidad le permite reducir la transmisión de vibraciones así como amortiguar los ruidos.
- Como todos los plásticos, una de sus ventajas es su relación peso/volumen con respecto a los metales pues, por ejemplo, el NYLATRON es siete veces menor que el bronce a igualdad de volumen. Esto además facilita el montaje y almacenamiento.

De todos los materiales que fabrica esta firma para aplicaciones diversas, solo es aconsejable para las bocina el ""FLUOROSINT", pero sigue, a pesar de todo, siendo algo desconocido en el mundo naval, para las aplicaciones que estamos exponiendo.

Tabla 1

Propiedades mecánicas	Nylatron GS	Nylatron GSM y MC	Fluorosint	Norma ASTM
Rsesist. Tracción 23°C N/mm ²	68-96	76-96	4,1-8,2	D.638
Elongación 23°C, %	5-150	10-100	5,15	D.638
Módulo elást. 23°C, N/mm ²	3097- 4116	2411-3097	1029-1372	D.638
Dureza, Rock. 23°C	R110- R125	R112-R120	R20-R40	D.785
Durómetro 23°C	D8-D90	D80-D85	D70-D80	D.1706
Resist. Flexión, N/mm ²	108-127	103-108		D.790
Deform. Bajo carga 13,7 N/mm ² , 20°C,% 8,3 N/mm ² , 150°C,% 8,3 N/mm ² ,200°C,%	0,5-2,5 - -	0,5-1 - -	 1,3 1,6	D.621 D.621 D.621
Resist. Impacto 23°C N.mm.mm. de muesca térmicas	3283	5292	-	D.256
Coef. de expans.lineal 30- 100°C, mm/mm/°C	63x10-6	100x10-6	28x-40x10-6	D.696
Punto de fusión °C	260	220	327	D.789
Inflamabilidad	Auto- exting	Auto-exting	No quema	D.635
Coef. de conductividad, kcal/m.hr°C	0,21	-	0,65	C.117
Temperatura de deformación 0,45 N/mm ² ,°C 1,82 N/mm ² ,°C	204-254 93-238	204-218 149-218	>250 77-104	D.648 D.648
Peso específico, gr/cm ³	1,14-.1,18	1,15-1,17	2,2-2,4	D.792
Absorción de agua saturado, %	6-8	6-7	<1	D.570

2.1.4.3.4.- Termoestables (TUFNOL).

Este material es un termoestable perteneciente a las resinas de melanina. Se utiliza en los tubos de bocina de los buques para sustituir al guayacán, y también tiene muchas aplicaciones para cojinetes de bombas, ya que no necesita ser lubricada nada mas que por agua. También se utiliza en otros campos de la ingeniería naval, pero nos limitaremos a su utilización en los tubos de bocina.

Este se puede suministrar directamente mecanizado, o bien de la forma más común que es, en planchas de 12220x1220 mm. y con un espesor que oscila entre 1,6 y 230 mm. así como en tubos de hasta 230 mm. de diámetro exterior.

Las fases de mecanizado son las siguientes (figura 17).

1. Plancha cortada
2. Mecanizada hasta el espesor deseado
3. Ambos bordes fresados
4. Ambos bordes biselados
5. Ranuras en forma de U mecanizadas
6. Ranuras en forma de U biseladas
7. Radio interior mecanizado
8. Radio exterior mecanizado

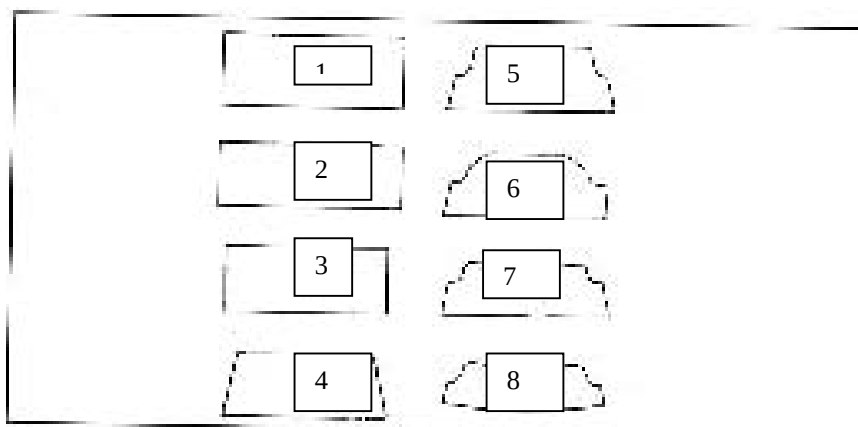


Figura N° 17, diferentes fases del mecanizado

La forma de mecanizar este material es similar a la que se emplea con el latón, es decir, velocidades de corte relativamente altas con profundidades pequeñas en las pasadas.

A la hora de realizar cojinetes formados por duelas, se debe tener en cuenta que la dilatación del tufnol debido a la absorción de agua es máxima en el sentido normal al laminado, es decir, perpendicular al plano de la plancha. A primera vista por lo tanto, podría parecer mejor disponer las duelas con el borde hacia el eje, como se ve en la figura 18. Esto permitirá dar huelgos iniciales muy pequeños. Sin embargo, no se recomienda debido a la gran dilatación circunferencial que produce, la cual da lugar a esfuerzos de compresión

periféricos demasiado altos. Se recomienda la disposición de la figura 19, pues con ésta no es preciso tomar precauciones para limitar los esfuerzos periféricos.

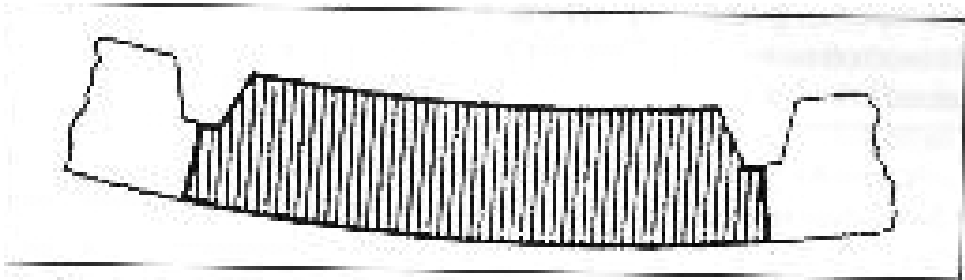


Figura N° 18, Duela de Tufnol

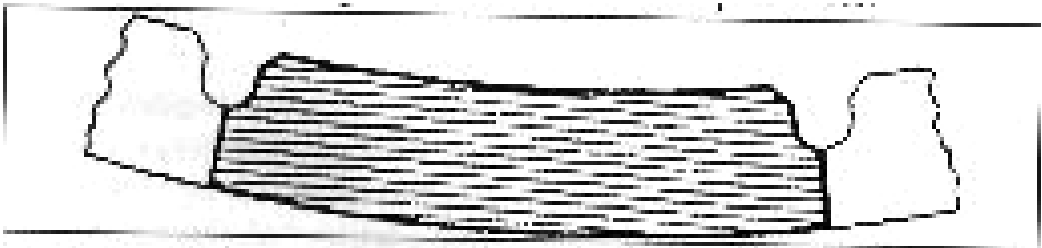
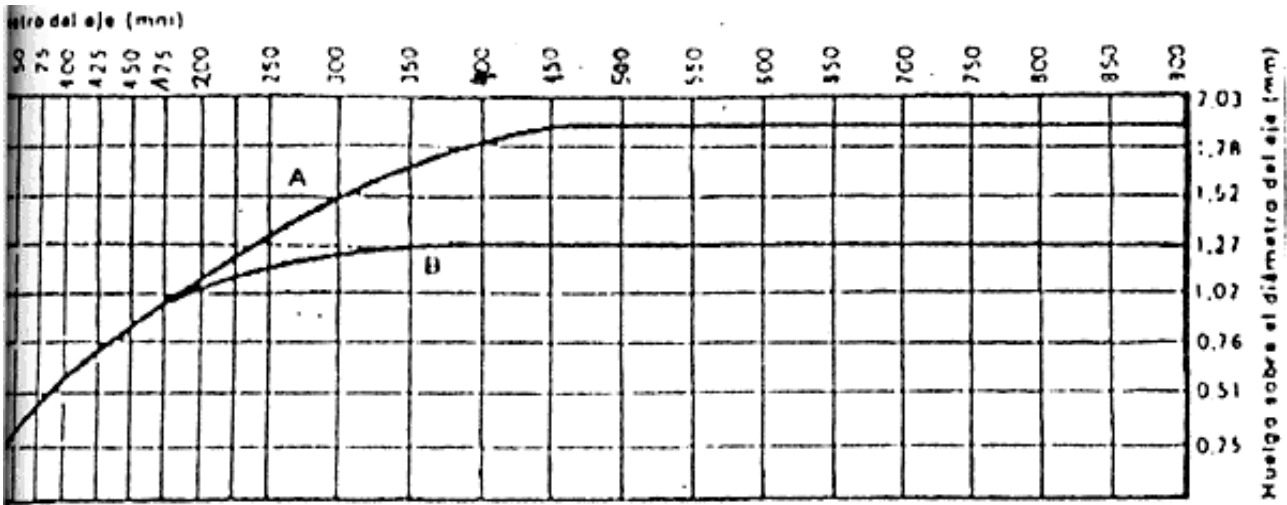


Figura N° 19, Duela de Tufnol

El huelgo inicial de estos cojinetes va indicado en la tabla 2, donde además es aconsejable contar con un huelgo axial de 2,5 mm. por metro de longitud del cojinete.

Gráfico1 Huelgos para cojinetes de tufnol “Bear Band”



- Curva A. Todos los cojinetes para timones y bocinas para nuevas construcciones y buques que entren en servicio en un período aproximado de tres meses.
- Curva B. Cojinetes para bocinas, solo para buques que vuelvan a entrar en servicio inmediatamente.

Tabla N° 2

Diámetro del eje (mm)	Espesor pared (mm)
25	3
50	6
75	9
100-175	13
200-250	19
275-375	22
400 y más	25

Los huelgos indicados en el gráfico1 están basados en el espesor de pared del cojinete que aparece en la tabla N°2, debiendo añadirse cualquier tolerancia para el mecanizado.

Para conseguir el máximo rendimiento de estos cojinetes lo mejor es que la superficie de apoyo de los ejes o caminas estén en buenas condiciones y libres de defectos superficiales. Lo idóneo es que sean de acero inoxidable o bronce. Dado que agua es el lubricante y refrigerante más usado en los cojinetes de tufnol, no se presentan problemas de corrosión en el tufnol, ya que es plenamente resistente a la misma y a la mayor parte de las soluciones químicas diluidas.

Las grasas y aceites no tienen efectos perjudiciales sobre el tufnol, y se emplean aquellos descansos donde no se lubrique con agua, aunque se debe tener presente que estos no refrigeran igual que el agua y por tanto no se emplearán en aquellos descansos en los cuales puedan producirse temperaturas superiores a los 80°C

En el caso de los cojinetes con extremos abiertos y lubricados por agua, no se recomienda utilizar grasa ni aceites densos. La grasa llegará a obstruir las ranuras para la circulación del agua. Además la grasa retendrá partículas de arena que formarán una pasta abrasiva, por lo cual serán solo refrigeradas por el agua del mar.

Para evitar el alojamiento de partículas de arena en el cojinete se realizan unas ranuras en la superficie interna del mismo mediante una fresa. Las ranuras que se suelen realizar son de dos tipos; uno es el tipo V (recomendado para cojinetes de timón y cojinetes moldeados en forma tubular), y el otro tipo es el UV (recomendado para ejes de bocina), que además facilitan la buena refrigeración. Los dos tipos de cortes que se pueden efectuar los podemos apreciar en la figura N° 20.

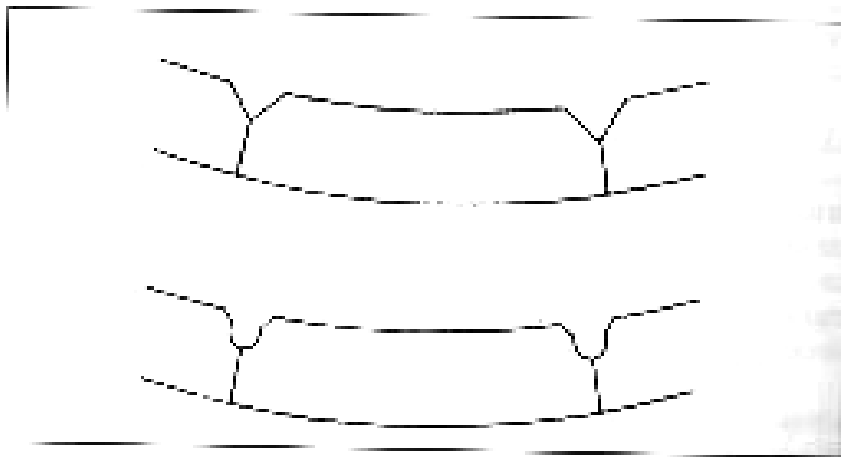


Figura N° 20, Detalles de los tipos de ranura

No son necesarias precauciones especiales para el almacenamiento de material de cojinetes de tufnol ya que tiene buenas cualidades, aunque como es lógico para evitar deformaciones en las placas estas se almacenarán horizontalmente.

En la tabla 3 se exponen las propiedades físicas del tufnol.

Tabla 3 Propiedades físicas del tufnol.

Carga de rotura	58 N/mm ²
Resistencia a la flexión	115 N/mm ²
Resistencia a la compresión	
De canto	210 N/mm ²
De plano	295 N/mm ²
Resistencia a la cizalla de plano	104 N/mm ²
Módulo de elasticidad a la tracción	588 N/mm ²
Resistencia al choque según B.S 2572	13,36 N/mm ²
Absorción de agua en una muestra de 38x38 mm. después de estar sumergido durante 24 horas a 20°C según B.S 2572	
3,2 mm	16 N/mm ²
6,3mm	22 N/mm ²
12,7 mm	35 N/mm ²

2.1.4.3.5.- Railko WA-8011.

La empresa Railko Limited (EEUU) está especializada en la fabricación de cojinetes no metálicos para amplia gama de aplicaciones industriales. La industria naval es uno de los mayores usuarios de los cojinetes de amianto-resina termoendurecidos (composites) fabricados por ella.

Durante los últimos años, la citada compañía ha desarrollado nuevos materiales cuyas propiedades de baja fricción, ausencia de desgaste y grandes capacidades de carga resuelven satisfactoriamente los arduos y difíciles problemas creados por las duras condiciones de trabajo en aplicaciones tales como cojinetes de bocina y casquillo para timones. Debido a la creciente demanda de buques de mayor tonelaje que requieren motores de grandes potencias, las cargas sobre los cojinetes de bocina han aumentado considerablemente. Estos factores trajeron como consecuencia el desarrollo de los cojinetes de metal blanco lubricados con aceite. Generalmente estos cojinetes daban resultados satisfactorios siempre y cuando los retenes de popa utilizados fuesen efectivos, pero en los últimos años los diámetros de los ejes de cola han aumentado considerablemente, lo que trae como consecuencia un aumento de las cargas que actúan sobre los cojinetes, así como problemas causados por la desalineación. Ya entonces quedó claramente de manifiesto que los cojinetes de metal blanco están siendo sometidos a presiones superiores a la que le permite su capacidad de carga.

Las velocidades periféricas de estos grandes ejes también crearon problemas de calentamiento en la zona de contacto del labio del retén con el eje, especialmente en buques de gran calado, el peligro de entrada de agua dentro del cojinete se hizo patente de una manera dramática y no podía ser ignorado.

Frente a estos problemas, Railko concentro sus esfuerzos en encontrar una solución para este difícil problema. Era necesario crear un material que fuera muy superior al metal blanco en los siguientes aspectos:

- Resiliencia (capaz de aceptar desalineación).
- Resistencia a las cargas de choque.
- Capacidad de carga.
- Rendimiento superior a bajas velocidades
- Capaz de admitir lubricación por agua de mar en el caso de avería en el retén de popa.
- Considerable reducción de peso.

Tras arduas investigaciones se consiguió un nuevo material Railko WA-80 H, que satisfacía plenamente todas las condiciones anteriores a un costo razonable.

Tabla 4.- Propiedades físicas del Railko WA-80 H (amianto-resina termoendurecido polímero de acetal con base fibra de amianto).

Resistencia periférica a la tracción	76,9 N/mm ²
Resistencia periférica a la compresión	91,6 N/mm ²
Resistencia a la compresión radial y axial	117,6 N/mm ²
Resistencia al cizallamiento axial	87,7 N/mm ²
Resistencia al cizallamiento radial	2,8 N/mm ²
Impacto radial (en entalla)	5,75 J
Impacto axial (sin entalla)	5,4 J
Resistencia a flexión transversal (axialmente)	114,7 N/mm ²
Módulo E “compresión radial”	1729 N/mm ²
Densidad	1,4 N/mm ²
Conductividad térmica	0,4-0,5 kcal/mh°C
Coef. de expansión lineal radial y axial	1,8-2,5x10 ⁻⁵ °C
Hinchazón debida a una prolongada inmersión en agua radial y axial.	1%

La temperatura máxima de trabajo es de 150°C en régimen continuo. Es posible admitir temperaturas de 200°C, durante cortos períodos de emergencia, pero esta temperatura provocará una lenta disminución de la resistencia de este material.

No cabe duda de que hoy en día los cojinetes de metal blanco son utilizados en los tubos de bocina de los petroleros VLCC, y a menudo muy por encima de su capacidad de carga, con muy serias y costosas consecuencias. La presión específica admisible sobre el cojinete indicada por las sociedades de clasificación generalmente son del orden de 0,588 a 0,637 N/mm² para los cojinetes de metal blanco. Estos valores serían aceptables si la carga se distribuyese uniformemente sobre el cojinete, pero resulte sabido que esta condición ideal no se produce en la práctica, ya que las presiones en el extremo de popa del cojinete están probablemente en la región de los 6,86-8,82 N/mm² debido a la elástica del eje.

Idealmente el cojinete debe adaptarse tanto como sea posible a la línea natural del eje. El sistema de mecanizar el tubo de la bocina con una pendiente determinada hacia proa, no es precisamente la mejor solución de este problema. En lo grandes buques el eje de cola generalmente es muy rígido con relación al casco y la alineación bajo condiciones estáticas varía considerablemente frente a las condiciones dinámicas. También se producen variaciones en la alineación por las reacciones axiales de la hélice bajo condiciones de lastre y carga.

Las vibraciones también pueden importar cargas adicionales a aquellas generadas por la desalineación.

El cojinete de material Railko es 17 veces mas elástico que el de metal blanco, por lo que se adapta perfectamente a la línea natural de eje, con lo que se consigue un reparto mas uniforme de la carga y debido a esta misma elasticidad no se produce fatiga debida a los choques y vibraciones.

El cojinete Railko puede absorber una cantidad de aceite lubricante aproximadamente igual al 5-6% de su propio peso. Esta es la razón por la que funciona mucho mejor que los cojinetes de metal blanco en aplicaciones de baja velocidad y alta carga. Estas condiciones se manifiestan especialmente a las velocidades de maniobra y se hacen particularmente severas cuando la temperatura del agua del mar es alta y el aceite lubricante alcanza temperaturas del orden de los 50° C. A esta temperatura la viscosidad del aceite es demasiado baja para proporcionar una película de lubricación y entonces tiene lugar el tan temido contacto metal-metal como ocurre en los cojinetes de metal blanco. Por el contrario, el cojinete de Railko funciona satisfactoriamente en estas condiciones.

2.1.4.3.6.- Orkot.

Es un compuesto plástico reforzado con fibras naturales o sintéticas tejidas. Es un composite fabricado por Orkot limited en Inglaterra y que tiene muchas aplicaciones, entre ellas la industria naval.

Se suministra en casquillos prefabricados, y la mecanización final la da el taller que va efectuar el montaje. Su campo de aplicación son los descansos del eje limera de los timones de los barcos, y los descansos de tubos de bocina.

Es un material con una excepcional resistencia integral y a los impactos, así como una muy notable estabilidad dimensional. La formulación exacta de Orkot puede variar para adecuarse a las distintas aplicaciones específicas pero cualquiera de sus versiones ofrece buenas propiedades físicas, químicas y mecánicas, con una relación entre resistencia y peso que duplica la del acero inoxidable. Tiene bajo coeficiente de rozamiento dinámico. (ver tabla 5).

El “TLM Marine” se usa para cojinetes de timones y no es adecuado para cojinetes de ejes con elevado número de revoluciones, por ello no se usa en líneas de ejes. El “SLM Marine” es una alternativa económica para aplicaciones con presiones estándar. El “TXM Marine” es un material de bajo rozamiento diseñado para funcionar sin lubricación contra superficies de acero inoxidable, por lo que es recomendado para descansos de bocina, y refrigerados por agua de mar.

Tabla 5. % Propiedades físicas y mecánicas. Valores típicos del Orkot.

	TLM Marine	SLM Marine	TXM Marine
Resistencia a la tracción	60 N/mm ²	40 N/mm ²	55 N/mm ²
Resistencia a la compresión			
Normal al laminado	346 N/mm ²	235 N/mm ²	345 N/mm ²
Paralelo al laminado	92 N/mm ²	100 N/mm ²	97 N/mm ²
Resistencia al cizallamiento	83 N/mm ²	60 N/mm ²	83 N/mm ²
Resistencia a los impactos	122 Kj/m ²	122 Kj/m ²	-
Temperatura máxima de trabajo	130°C	130°C	-
Dureza RC	100	90	100
Densidad	1,3 gr/cm ³	1,3 gr/cm ³	1,3 gr/cm ³
Dilatación en agua (% de grosor de pared)	0,1	0,2	< 0,1
Coef. de dilatación térmica	5-10	5-10	5-10
Coef. de rozamiento estático (Función. en seco, con 15 N/mm ² contra acero inoxidable)	0,13	0,13	0,05-0,10

2.1.4.3.7.- Feroform.

Es un composite fabricado por Tenmat, en Inglaterra, y usado especial en el campo naval para cojinetes de timones y de bocinas. En la actualidad fabrican el tipo T-15 para dichos fines, aunque incorporaron el tipo T-51 con grafito, que tiene la ventaja de poder usarse en cojinetes para la diferente maquinaria de cubierta. (véase fig. 21)



Figura N° 21, Cojinetes de Feroform TL.

Este material está homologado para uso de cojinetes de bocina lubricados por aceite, grasa o agua. Pero con ciertas limitaciones tales como la relación entre la longitud y el diámetro ($l/d=1,5/1$), y las presiones en los cojinetes no excedan de 0,6 Mpa. estos cojinetes son enterizos, se fabrican en tubos de diferentes diámetros.

Este material se usa mucho para cojinetes de timones, olvidando los antiguos cojinetes de bronce o de guayacan, y con la aprobación de sociedades clasificadoras. Tiene un precio relativamente alto, comparado con algunos materiales antes citados, pero tiene un mecanizado muy fácil y rápido, conlleva una gran facilidad en su montaje, y por supuesto en el desmontaje se cortan a todo lo largo del cojinete. Se fabrican en Inglaterra y en un astillero de reparación es necesario tener un stock de diferentes diámetros y espesores de tubos.

En España existen pesqueros que lo utilizan para descansos de bocina. Suelen montarse sobre porta-cojinetes embutiéndolos a presión y exigen ser lubricados por aceite en tubos de bocina. No son recuperables.

Tabla 6.- Propiedades físicas del Feroform.

	-15T Universal	-151 con Grafito	T-152 con MS2
Tensión máxima a compresión			
Láminas, Mpa.	250	240	240
N/mm ²	249943,75	239946	239946
Tubo, Mpa.	140	130	130
N/mm ²	139968,50	129970,75	129970,75
Pres. normal trabajo			
Mpa.	65	60	60
N/mm ²	64813	59986,5	59986,5
Tensión, Mpa.	40	30	30
N/mm ²	39991	29993,25	29993,25
Tensión, impacto, J/mm ²	0,02	0,02	0,02
Densidad			
Lámina, g/cm ³	1	1,33	1,32
Tubo, g/cm ³	1	1,17	1,16
Temp. Max. de trabajo, °C	100	100	100
Temp. Max. intermitente, °C	120	120	120
Coef. De dilatación lineal, x10 ⁻⁶ °C	63	63	63

2.1.4.3.8.-Thordon.-

Thordon es un producto Canadiense, aparece en el mercado alrededor del año 1966. Se caracteriza por ser una aleación de polimeros sintéticos, duros y resistente.

Además esta aleación posee una gran resistencia al desgaste, lo que lo hace recomendables en áreas donde la abrasión constituye un factor que limita la vida de los cojinetes. En la fig. 22 se muestra el desgaste sobre un tiempo de ensayo de 96 horas, estas tablas se efectuaron en una máquina a presión de 100 Lb./pulg.² y una velocidad de 52 r.p.m. (0,267 m/s).

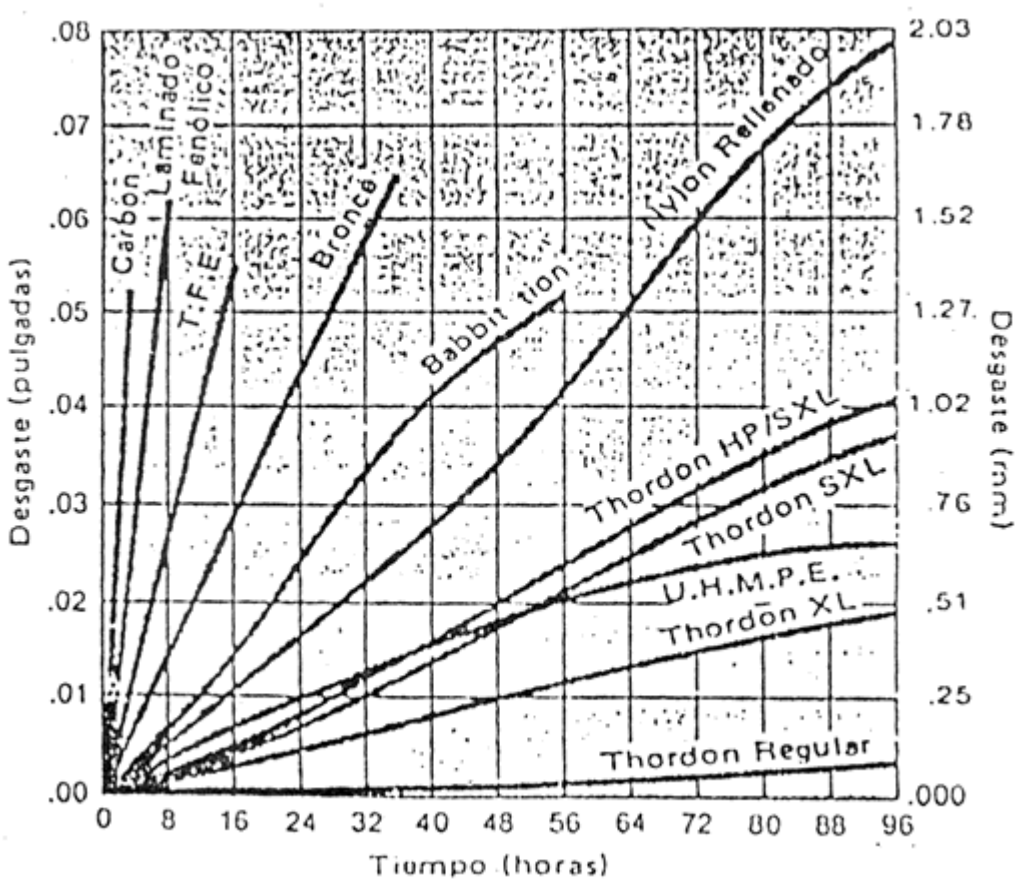


Figura N° 22, Resultados de ensayos Thordon

- Este material posee las siguientes características según especificaciones del fabricante:
- a.- Excelente resistencia a la corrosión, al aceite y a los agentes químicos.
 - b.- Rápida recuperación a la deformación
 - c.- Flexible a bajas temperaturas hasta -65°C, en cambio para temperaturas mayores de 60°C, no es recomendable.
 - d.- Resistencia a los diversos tipos de abrasión. El tipo mas corriente a que se ven sometidos los cojinetes es la abrasión deslizante.

- e.- Abrasión por impacto. Esto depende del grado de incidencia, de las partículas abrasivas que golpean la superficie. Su comportamiento es menor cuando menor sea el ángulo.
- f.- Desgaste reducido de los ejes
- g.- Resistencia al impacto, ya que absorbe cargas de choque. Además de buen comportamiento bajo condiciones de vibración o desalineación.

Existen cuatro compuestos de Thordon de acuerdo a los requerimientos que se presentan en faena, estos son:

Tabla 7.-

TIPO	MODULO DE ELASTICIDAD
Thordon regular (color amarillo)	67500 PSI. 4754 Kg/cm ²
Thordon xl (color negro)	71000 PSI 5000 Kg/cm ²
Thordon sxl (color blanco)	64000 PSI 4507 Kg/cm ²
Thordon hp/sxl (color verde)	110000 PSI 7747 Kg/cm ²

De los cuatro tipos descritos anteriormente el más popular y ocupado en la industria naval es el Thordon xl, ya que se utiliza en condiciones de ninguna lubricación, en aplicaciones de baja velocidad. Este producto tiene la mejor mezcla de las propiedades físicas generales de todos los demás tipos. Además, tiene una buena resistencia al impacto, bajo coeficiente de fricción, excelente resistencia a la abrasión y tracción.

Cálculo de Thordon.-

Se debe tener ciertas consideraciones para la utilización de bocinas de Thordon, a continuación describiremos las mas relevantes que se deben tener en cuenta de acuerdo a las recomendaciones de los fabricantes:

- a.- El aluminio no debe entrar en contacto con el cojinete de Thordon.
- b.- La dilatación volumétrica máxima en agua es de 1,3%,.
- c.- No se recomienda el trabajo en contacto en agua a más de 60°C.
- d.- Temperatura máxima de operación es de 170°C.
- e.- Thordon xl puede trabajar sin lubricación, siempre que el calor producido por la fricción no aumente rápidamente.
- f.- La naturaleza del elastómero de Thordon, junto con las condiciones de servicio severas a las cuales se ve a menudo sometido, justifica ajustes mayores que los recomendados para los plásticos o metales.

- g.- Thordon necesita un claro mínimo entre la camisa del eje y buje para la película de lubricante.
- h.- Se debe calcular un claro por aumento de temperatura. Esto se aplica cuando la temperatura de operación excede la temperatura ambiente que existía cuando el material fue trabajado, debido a que con el aumento de esta temperatura se produce una dilatación en el eje.
- i.- La expansión en el agua produce una dilatación ocasionando una reducción en el claro de funcionamiento, que se tiene en cuenta por el valor “Cs”, y aumenta en forma muy adecuada la presión de montaje ayudando al mantenimiento de un buen apriete.
- j.- El aumento de interferencia por bajas temperaturas, es necesario para compensar la contracción del material Thordon (ya que disminuye el espesor de las paredes).

Valores que intervienen en el cálculo de tolerancias.

1. Variables que influyen en la tolerancia del diámetro exterior:

- Instalación con interferencia.
- Contracción por temperatura de operación, mas baja que la temperatura ambiente.

2. Variables que influyen en la tolerancia del diámetro interior:

- Contracción del diámetro interior debido a la instalación por interferencia.
- Claro de operación para la película de lubricación.
- Dilatación del eje por trabajar a una temperatura mayor que la temperatura ambiente.
- Expansión que experimenta el Thordon por la presencia del agua.

EJEMPLO DE CALCULO.

Tipo de operación	Naval
Diam. Interior cojinete	250 +0,08 - 0,08
Diámetro del eje	200 +0,00 -0,13
Tº de operación	Mín: 11°C Max: 33°C
Tº ambiente	22°C
Material	Thordon xl
Tipo de lubricación	agua

Con los datos entregados realizaremos un cálculo de Thordon de acuerdo a las recomendaciones del fabricante:

• **Cálculo del diámetro exterior.-**

Se debe determinar la interferencia por medio del gráfico N°2, y sumar esta al máximo diámetro de bocina entregando el mínimo diámetro exterior del cojinete.

La interferencia para un diámetro de cojinete de bocina de 250 mm., y temperatura Mínima de operación de 11°C se obtiene:

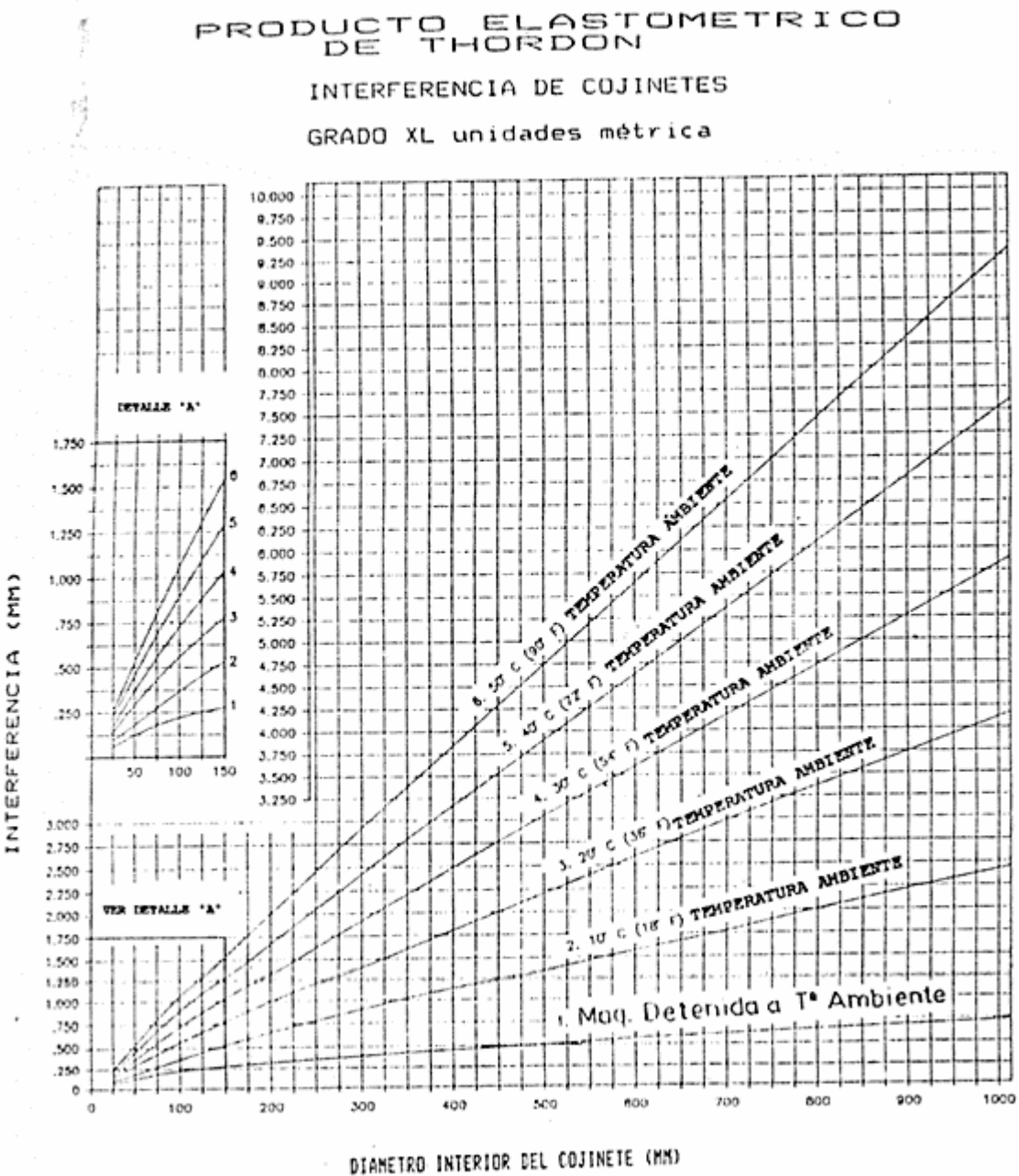
$\text{Interferencia} = 0,8 \text{ mm.}$

$\begin{aligned} \text{Diámetro exterior de cojinete} &= \text{bocina máx.} + \text{interferencia} \\ &= 250,08 + 0,8 \\ &= 250,88 \text{ mm.} \end{aligned}$

Tolerancias para el maquinado:

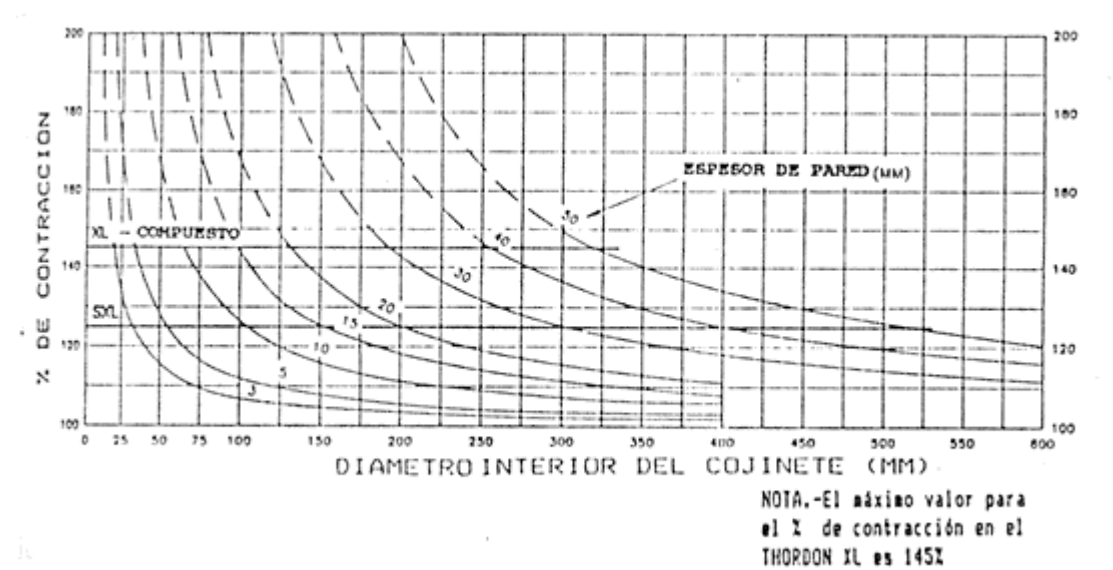
$\begin{aligned} \text{DIAMETRO EXTERIOR} &= 250,88 \text{ mm.} +0,13 \\ &\quad -0,00 \end{aligned}$

Gráfico N°2



- **Cálculo del diámetro interior:**
- Se debe determinar el porcentaje de contracción del gráfico N°3, multiplicándose este por el promedio de la interferencia, o sea: La interferencia mínima de (0,8 mm) más el 50% de la tolerancia de bocina (0,08+0,08)*0,5 más el 50% de la tolerancia del diámetro exterior del cojinete (0,13+0,00)*0,5.

Gráfico N° 3: Porcentaje de contracción del cojinete diversos espesores de pared.



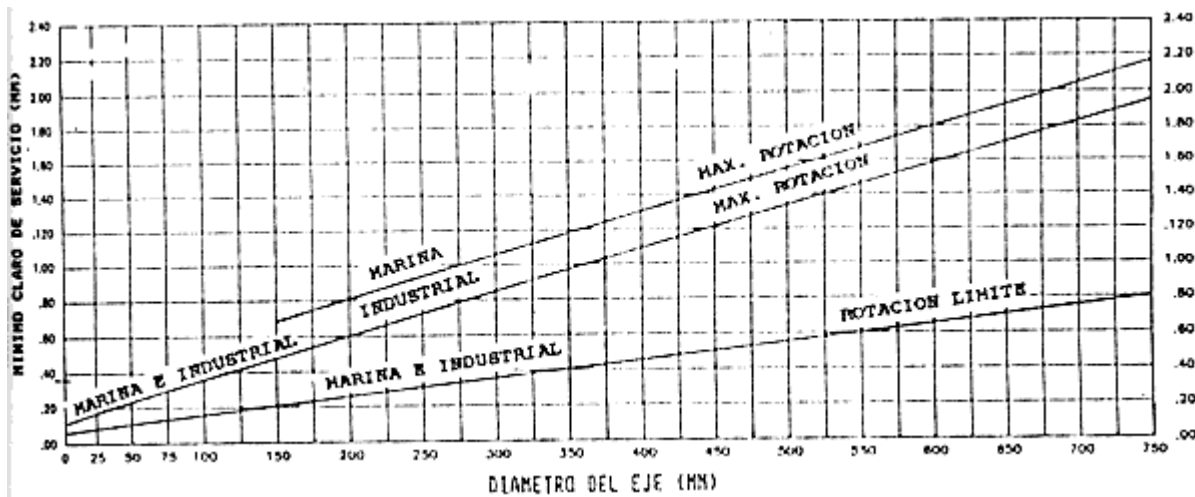
El porcentaje de contracción= 145% (recomendado para un Thordon xl, condición mas desfavorable)

Promedio de interferencia= $0,8(0,16+0,13)/2=0,95$ mm.

La actual contracción es $0,95*145\%= 1,37$ mm.

- Se determina el claro de servicio por medio de el gráfico N°4, se entra con el diámetro del eje de 200 mm.,considerando un tipo de operación marina.

GRAFICO N°4: Mínimo claro de servicio para cojinetes de Thordon respecto al diámetro de eje



Claro mínimo de servicio= 0,81 mm.

- Si el cojinete esta sujeto a temperaturas superiores a la ambiental, se debe incluir la expansión térmica (Ct).

$Ct=2W\alpha(T_o-T_a)$ (mm)

Siendo:

Ct: Expansión térmica permitida (mm)

W: Espesor de pared = $200+250/2= 25$ mm.

α : Coef. de expansión termal = $15,3*10^{-5}$.

To: Máxima temperatura de operación (°C).

Ta: Temperatura ambiente (°C).

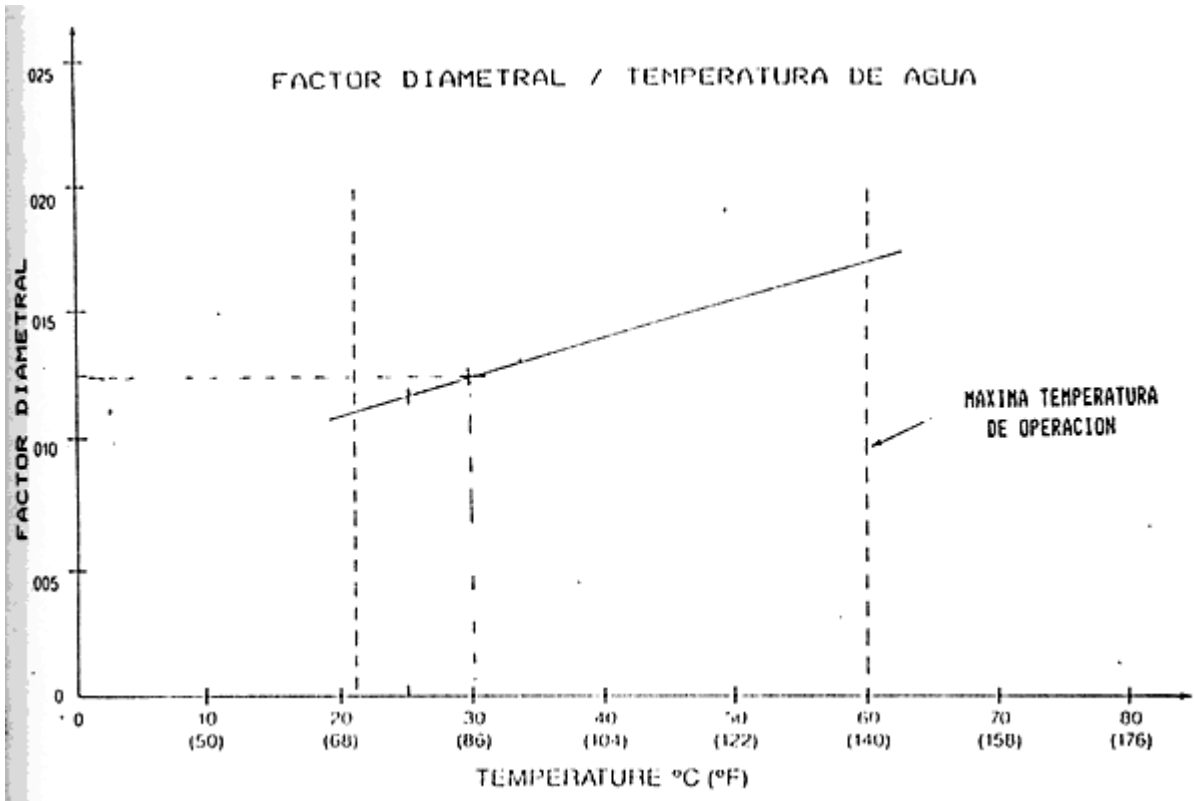
Luego la expansión térmica será:

$Ct=2*25*15,3*10^{-5}*(33-22)=0,084$ mm.

- Factor de dilatación del agua es determinado por el gráfico N° 5 y multiplicado por el espesor de pared, al ser la temperatura superior a 25° C se utiliza el gráfico siguiente:

$Cs=$ Factor diametral* espesor de pared

GRAFICO N° 5 .- Factor diametral/temperatura del agua.



Si T= 33° C => factor diametral = 0,0130 (gráfico N° 11)

Cs= 0,0130 *25 0,325 mm.

- El diámetro interior es determinado por la suma entre la contracción, claro mínimo de servicio, expansión térmica y dilatación del agua.

Tolerancia total = 2,264 mm.

- Diámetro interno del cojinete = diámetro del eje + tolerancias

=200 + 2,264

=202,26 mm.

Tolerancias para maquinado.-

Diámetro interior = 202,26 +0,13
-0,00

NOTA: El cálculo presentado fue hecho según pautas de catalogo Thordon elastomeric bearing. A continuación se muestran en la figuras 23;24 ; descansos del tipo Thordon

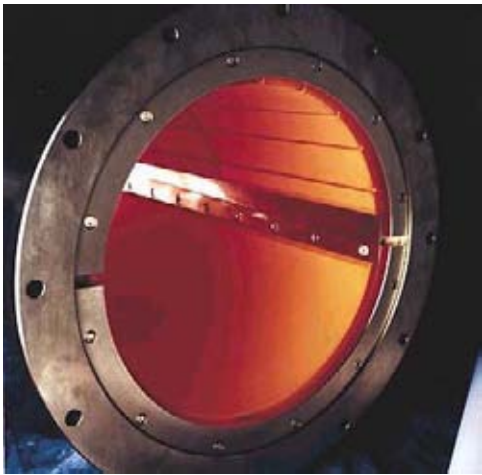


Figura 23; cojinetes de Thordon en bocina del tubo codaste.

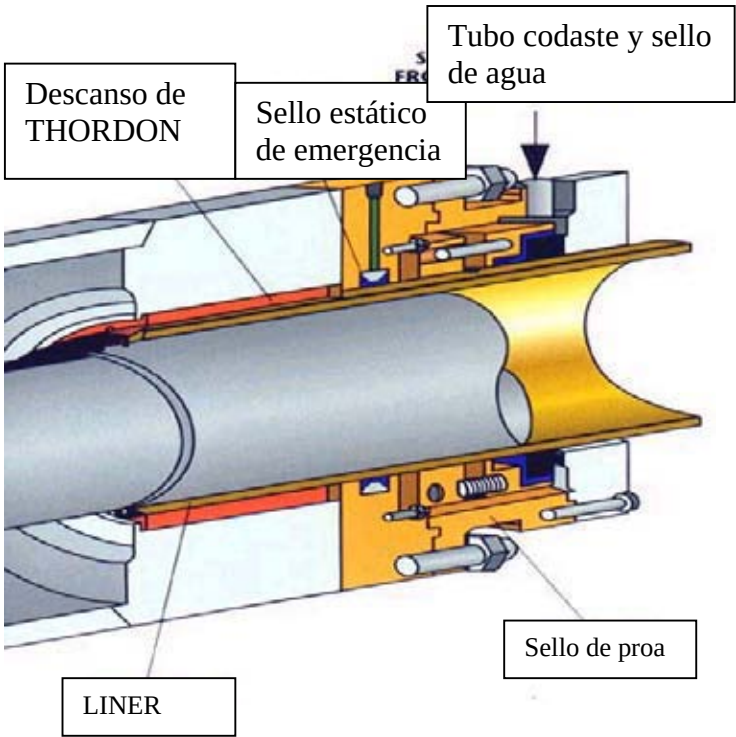


Figura 24; Sello del tubo codaste con descansos de cojinetes tipo Thordon

2.2.- Descansos.

Los descansos tienen el cometido de guiar los árboles y ejes rotativos y soportar las fuerzas que actúan sobre ellos. La superficie de la espiga y del cojinete se deslizan una sobre la otra, bajo el efecto de la fuerza que ejerce la cuña de lubricante.

La espiga son los extremos o apoyos de fijación especialmente configurados en los ejes y árboles. Se diferencian por su forma y uso. Las espigas están rectificadas con el fin de reducir el roce, y están templadas superficialmente para que sean resistentes al desgaste. Existen diversos tipos de fricción en los descansos, estos pueden ser:

Fricción seca: Este caso no debe tener nunca lugar en los cojinetes, ya que las superficies se deslizan una sobre otra sin lubricante, produciéndose una gran fricción y con ello un fuerte calentamiento y desgaste.

Fricción mixta: En este caso existe una menor fricción y menor desgaste. Este estado no es admisible para el funcionamiento permanente. La fricción mixta se produce principalmente al comenzar el movimiento de rotación de la espiga.

Fricción en líquido: Aquí el mismo lubricante efectúa el proceso de fricción. La capa más baja de las partículas de lubricante se adhiere a la superficie de la espiga y se mueve con ella. la figura N° 25 muestra los casos antes descritos.

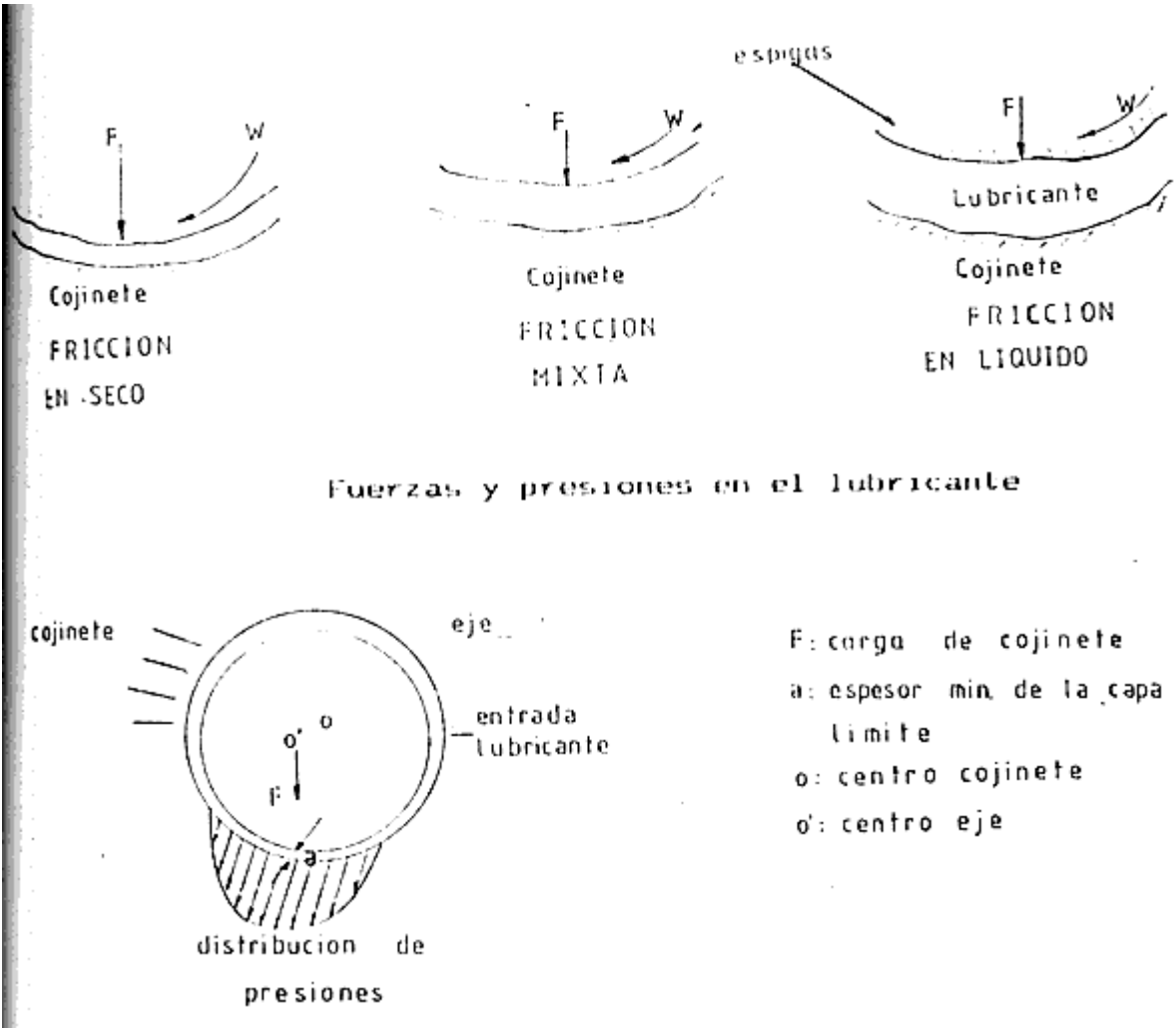


Figura N° 25.

2.2.1.- Elección del número de descansos.

La localización de los descansos de la línea de ejes, fue en el pasado muchas veces determinada en base al juicio intuitivo. En consecuencia era común encontrarse con los siguientes problemas:

- 1) Sobrecarga en los descansos.
- 2) Excesivo desgaste.
- 3) Desalineamiento del reductor por vibraciones laterales.

La mayoría de las veces un sistema excesivamente rígido era la causa de este problema.

2.2.2.- Carga unitaria en el descanso y número de descansos.

El número de descansos de la línea de ejes puede ser tentativamente determinado por la siguiente expresión.

$$N^{\circ} = W/p * d^2 * (l/d')$$

Donde:

N° = Número de descansos

W = Peso total del eje soportado por los descansos.

P = Presión de proyecto de los descansos, igual a la presión máxima permisible. (margen para diferentes condiciones de operación)

l/d' = Razón largo/diámetro del descanso (0,35-0,70 kgf/cm²)

$$p = W * d / l * D$$

$W * d$ = carga sobre el descanso

l = largo del descanso.

D = Diámetro del descanso

2.2.3.- Disposición de los descansos en la línea de ejes.-

Se sabe que la distancia a que deben ubicarse los descansos influye en la rigidez o flexibilidad de la línea de ejes con sus posteriores consecuencias, por lo tanto se hace indispensable orientar los descansos de la mejor manera posible, Según Lloyd's Register los valores tentativos para las distancias máximas permisibles entre cojinetes puede determinarse por:

$$L_{max} = K_1 (d/n)^{1/2} \text{ mm.}$$

Donde:

L_{max} = Máxima separación entre descansos en (mm)

d = Diámetro del eje entre cojinetes

n = r.p.m., del eje.

K_1 = 450 para metal blanco con lubricación por aceite.

= 280-350 para cojinetes de goma.

Para la bocina y el apoyo del eje de cola, con lubricación por agua, en el caso de número de revoluciones superiores a 350 r.p.m., se recomienda determinar la distancia máxima según la fórmula siguiente:

$$L_{max} = K_2 (d/n)^{1/2} \text{ (mm)}$$

K_2 = 8400 para cojinetes de metal blanco con lubricación por aceite.

• Recomendaciones:

- I. Como norma general se puede verificar si los descansos están ubicados correctamente, considerando una longitud que fluctúa alrededor de 20 veces su diámetro.
- II. El largo de los descansos es el mismo que se especificó para los cojinetes de bocina, variando de 1,5 a 2,5 veces el diámetro del eje, según reglamento a considerar.

Por medio de resistencia de materiales, específicamente el teorema de tres momentos, se puede obtener la distancia entre los descansos al igual que sus reacciones, ya que esto se define para una viga continua, con mas de dos apoyos e hiperestática, como sigue:

$$M_{iz} L_{iz} + 2 M_{ed} (L_{iz} + L_d) + M_d L_d + 6 (\delta_{iz}/L_{iz} + \delta_d/L_d) = 0$$

Siendo:

M_{iz} , M_{ed} , M_d : Corresponden a los momentos asignados en los apoyos izquierdo, medio y derecho.

L_{iz} , L_d : Longitud o luz del vano izquierdo y derecho respectivamente.

δ_{iz} , δ_d : Momentos estáticos obtenidos del vano izquierdo y derecho de acuerdo con las cargas externas que actúan sobre cada vano $\delta = \text{área} * X$

Una vez resuelto el sistema de ecuaciones, y después de determinar los momentos en los apoyos intermedios, se construye el diagrama de momentos flectores debido a las cargas externas, determinándose posteriormente las reacciones en los apoyos y las tensiones en el eje.

Uno de los aspectos de mayor importancia es la disposición de los descansos en la línea de eje, dado que la carga de cada uno de ellos no debe sobrepasar el valor de su diseño, ni suscitarse reacciones negativas, de ser así estaría el eje levantando el descanso.

2.2.4.- Tipos de descansos.-

Según la dirección de la fuerza que ha de soportar el descanso este puede ser radial o axial. Los cojinetes radiales soportan árboles o ejes dispuestos horizontalmente, por sus extremos o en el centro. Se puede clasificar de la siguiente manera:

a) Soporte recto (descanso de ojo).

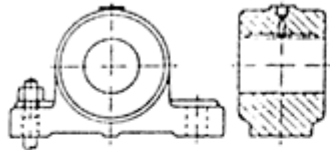
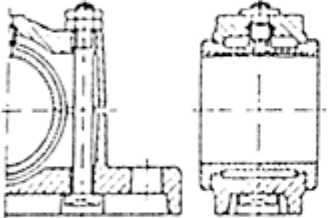
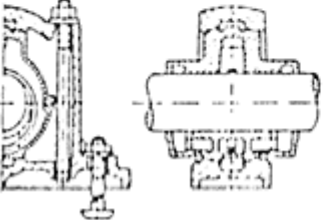
El material de cojinete esta introducido a presión según norma DIN 504, en forma A con casquillo, y en forma B sin casquillo.

b) Soporte recto partido con semicasquillos.

El cojinete consta de: parte inferior, tapa, dos cojinetes de metal antifricción y dos tornillos de tapa. Un escalón de centraje entre cuerpo y la tapa se encarga de que ambas partes queden posicionadas con presión entre sí, según norma DIN 505 el soporte del cojinete partido tiene la ventaja de que la espiga puede introducirse estando el cojinete abierto, y puede adaptarse mediante rasqueteado.

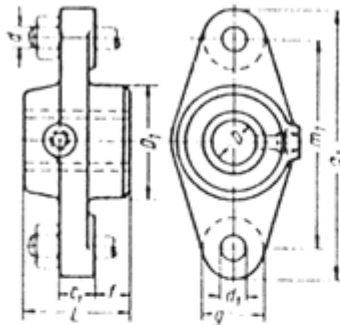
Los cojinetes antes descritos son los mas utilizados en el área naval, sin embargo, existen otros que se muestran en la tabla N°8.-

Tabla N° 8

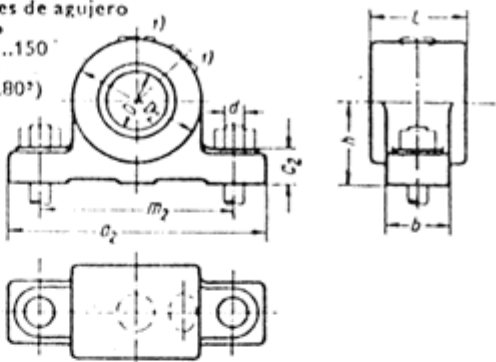
Tabla N°8 Formas constructivas de los soportes montados	Tipo de construcción	Material de deslizamiento	Lubricación	Empleo
	Soporte de ojo (de una pieza)	Hierro fundido	Taladro de lubricación (grasa)	Para fines secundarios (soportes secundarios)
	Soporte vertical (partido)	Cojinete o casquillos de fundición de bronce	Taladro de lubricación (grasa)	Para exigencias medias (soportes secundarios)
	Soporte vertical (partido)	Cojinetes o casquillos de fundición de bronce o de hierro fundido	Anillo de engrase suelto (aceite)	Para exigencias medias

A continuación se entrega la norma DIN 502-504-505, donde se muestran los tipos de descansos más utilizados en la industrias del medio marítimo, se puede apreciar en ellos una noción del diámetro del eje con respecto al espacio que necesita el descanso para su instalación.

DIN 502 Soportes de brida
d₁ según DIN 69 medio
A con casquillo para D=25...70
B sin casquillo para D=25...80
f=20 para D...50 y 25 para D>50

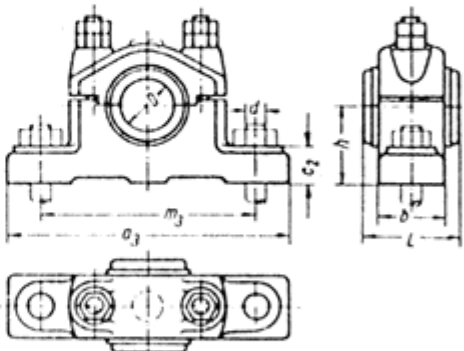


DIN 504 Soportes de agujero
A con casquillo para D=25...150
B sin casquillo para D=25...80²⁾



1) Los soportes se ejecutan para engrase Stauffer o de cámara de grasa. La posición de la cámara de grasa depende de la clase del montaje.

DIN 505 Soportes de tapa
A con cojinetes para engrase Stauffer
B con cojinetes para engrase con cámara de grasa para D=25...150
C sin cojinetes para engrase Stauffer
D sin cojinetes para engrase con cámara de grasa para D=35...80²⁾



La designación consta de denominación, letra de forma, medida D y núm. DIN, p. e., Soporte de tapa A 60 DIN 505

D ²				D ₁	D ₂	a ₁	a ₂	a ₃	b	c ₁	c ₂	d	g	h	L	m ₁	m ₂	m ₃
A	B	C	D															
DIN 502	DIN 504	DIN 505																
25	30	35	40	65	80	155	160	180	45	20	25	M 12	35	50	60	120	120	140
35	40	45	50	80	90	180	190	210	50	25	30	M 16	40	60	70	140	140	160
45	50	55	60	90	100	210	220	240	55	30	35	M 20	50	70	80	160	160	180

Medidas de los soportes restantes, véase norma.

2) En forma B DIN 502, 504 y forma C y D DIN 505 sirve D para el agujero de la caja.

Normas DIN, 502; 504 y 505

2.2.4.1.- Descansos de fricción.-

• **lubricadores de mecha.-**

El aceite asciende por capilaridad por la mecha y desciende luego por la misma, hasta que cae en forma de gota en el lugar de lubricación.

• **Lubricadores por goteo.-**

La cantidad de aceite que gotea puede regularse levantando o bajando la aguja como se muestra en la figura N° 26.

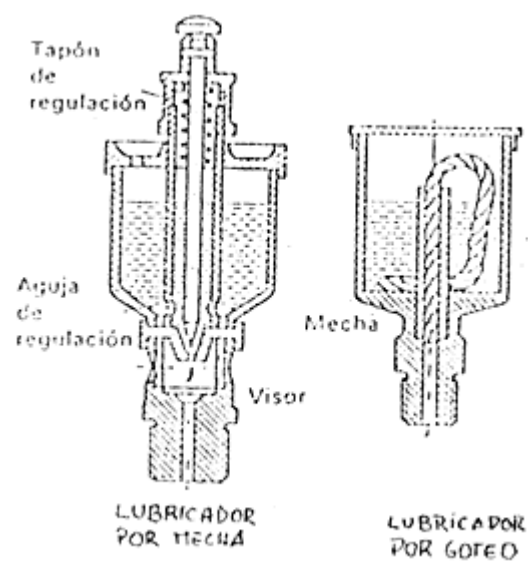


Figura N° 26

• **Lubricación automática por anillo lubricador.**

El anillo transporta a la espiga el aceite adherido a él y lo entrega por contacto en pequeñas cantidades según fig. N° 27.

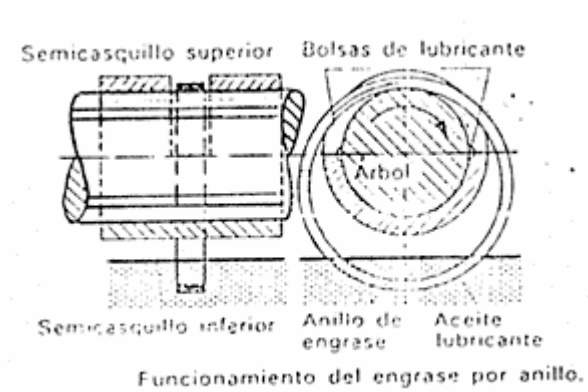


Figura N° 27

- **Mantenimiento de los descansos a fricción.**

Las causas del calentamiento excesivo de los cojinetes a fricción pueden ser:

- a) Lubricante incorrecto.
- b) Extrusión a la llegada de lubricante.
- c) Comba en el árbol y debido a ello presión en los bordes.
- d) Desalineación
- e) Juego demasiado pequeño (en caso de casquillos montados a presión o de cojinetes reajustables)
- f) Material antifricción incorrecto.
- g) Carga excesiva.
- h) Problemas en el sistema de refrigeración.

Al calentarse demasiado el cojinete el juego se va reduciendo, hasta que el árbol se gripa, agarrotándose en el cojinete.

- **Materiales más utilizados**

Un descanso debe estar fabricado de un material tal, que minimice las pérdidas debidas a la fricción en las partes móviles. Existen dos grandes familias de materiales antifricción de uso actual:

- a) Base de estaño.
- b) Base de plomo.

Uno de los más utilizados en la maquinaria naval son los a partir de estaño. A continuación se dará una breve descripción.

- a) **Aleación con base de estaño.**

Esta aleación en su inicio fue constituida por: un 89,3 % de estaño (Sn), 8,9% de antimonio (Sb), y un 1,8% de cobre (Cu), su punto de fusión es de 232 °C, algunas veces se agrega plomo a estas aleaciones, con el fin de abaratar su costo. Este porcentaje de adición está especificado en valores muy bajos.

La red cristalina generada entre el antimonio y el cobre ayuda considerablemente a aumentar la resistencia de la aleación, para lo cual, ésta debe ser continua, es decir, totalmente interconectada. Para esto se requiere un 2,5 % de cobre como mínimo. Al aumentar el contenido de cobre sobre el 7% se obtiene una aleación excesivamente frágil, y en particular en aquellos metales que trabajan a una temperatura mayor a 75° C.

El plomo es la impureza común en estas aleaciones. Su efecto es reducir considerablemente el punto de fusión. El sistema binario antimonio, plomo, forma una composición eutéctica que se solidifica a 183°C. Cuando el plomo está presente en pequeñas

cantidades (3%) el eutéctico se solidifica en una matriz ya sólida, generando una gran cantidad de cavidades al disminuir el volumen específico, las que inciden en las propiedades del metal, de ahí la importancia del porcentaje de plomo en la aleación.

2.2.4.2.- Descansos con rodamientos.

Las técnicas desarrolladas por fabricantes de rodamientos a llevado a que cada empresa cuente con su propia metodología de cálculo, entregando tablas en las cuales normalizan su producto.

Actualmente se utilizan en reparación, los cojinetes de contacto rodante, en lugar de los deslizantes, si bien, no en masividad dado el alto costo de estos insumos. El empleo de cojinetes contacto rodante, para instalar árboles de gran diámetro, reduce la pérdida por rozamiento, simplifica la construcción de la línea de transmisión de la hélice, como también adquiere la capacidad de soportar las deflexiones del casco, sin que aparezcan cargas intermedias sobre dichos cojinetes, gracias a la cualidad que tienen estos de autoajustarse en el árbol.

- **Lubricación de rodamientos.**

La función del lubricante es:

- a) Formar una película entre los componentes del rodamiento, que se mueven unos con respecto a otro para evitar el contacto metálico. La película debe ser suficientemente gruesa para obtener una lubricación satisfactoria, incluso bajo fuertes cargas, variaciones grandes de temperatura y vibraciones.
- b) Reducir el rozamiento y eliminar el desgaste.
- c) Proteger contra la corrosión.
- d) Obturar (en el caso de grasa) contra impurezas, tales como suciedad, polvo, humedad o agua.

Los rodamientos se lubrican normalmente con grasa o aceite, y solo en casos especiales con lubricante sólido. Existen diversos criterios para la selección adecuada del lubricante, los cuales están generalmente en función de la temperatura y de las R.P.M.. A continuación describiremos las recomendaciones proporcionadas por S.K.F para la adecuada lubricación.

- **Grasas lubricantes según la temperatura y las condiciones de carga.**

1. Grasas para bajas temperaturas denominadas (Lt).

$-50^{\circ}\text{C} < T^{\circ} < 70^{\circ}\text{C}$, viscosidad aproximada....15 (mm^2/s) a 40°C

2. Grasas para temperaturas medias conocidas como (MT).

$-30^{\circ}\text{C} < T^{\circ} < 110^{\circ}\text{C}$, viscosidad....75-200 (mm^2/s) a 40°C

3. Grasas para temperaturas altas denominadas (HT).

$$T^{\circ} < 150^{\circ}\text{C}, \text{ viscosidad} \dots 110 \text{ (mm}^2/\text{s) a } 40^{\circ}\text{C}$$

4. Grasas para cargas pesadas.

$$-30^{\circ}\text{C} < T^{\circ} < 110^{\circ}\text{C}, \text{ viscosidad} \dots 175\text{-}200 \text{ (mm}^2/\text{s) a } 40^{\circ}\text{C}$$

Cuando se desee hacer una selección mas precisa del tipo de grasa, se debe tener en cuenta:

- a) Condiciones de carga bajo las cuales funciona el rodamiento.
- b) Gama de velocidades.
- c) Condiciones de funcionamiento, tales como vibración y orientación del eje (horizontal y vertical).
- d) Eficiencia de la obturación
- e) Ambiente exterior.

A continuación se mostrará un ejemplo de aplicación para la adecuada elección del lubricante, esta forma es recomendada por S.K.F, siendo un método fácil para la elección del adecuado tipo de lubricación:

Ejemplo 1.-

Se debe lubricar un rodamiento con diámetro interior $d=70 \text{ mm.}$, velocidad $n=100 \text{ r/min.}$, y temperatura de funcionamiento $t=69^{\circ}\text{C}$, ¿qué tipo de grasa debemos ocupar?.

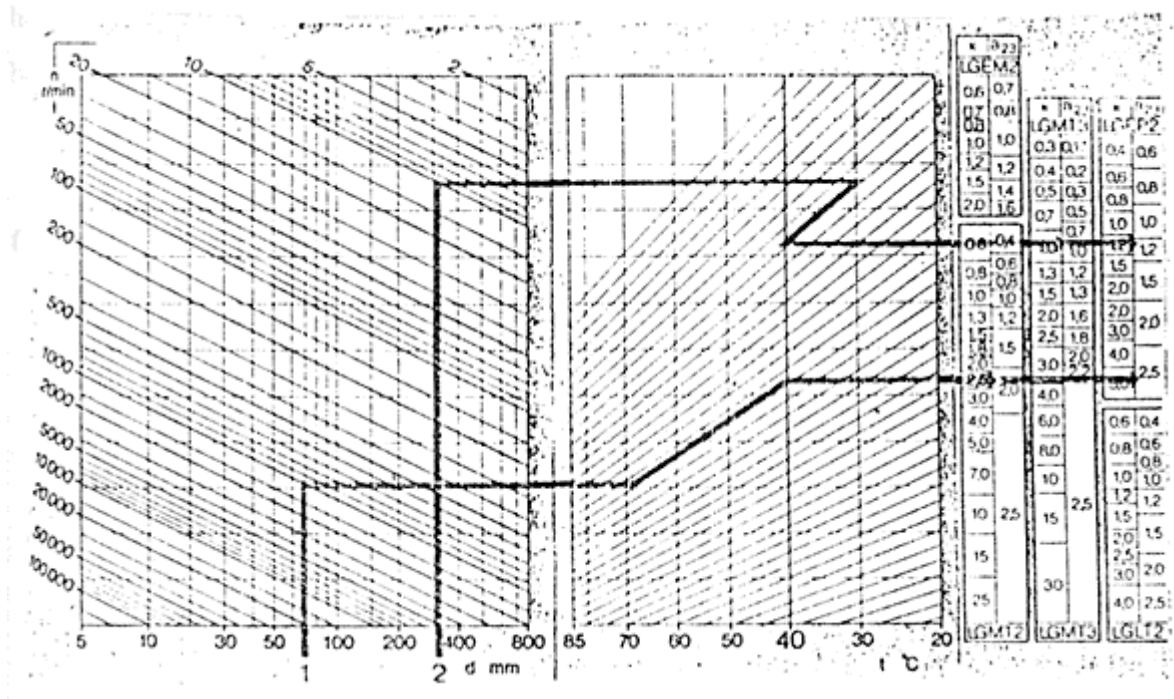
Dibuje una línea vertical en el gráfico N°6 desde el punto de 70 mm hasta cortar a la diagonal de 100 r/min y desde esa intersección trace una horizontal hasta que corte la línea que representa los 69°C , desde este nuevo punto de corte siga la diagonal hasta que interseccione con la vertical de 40°C (temperatura de referencia para la viscosidad), siga horizontalmente a la zona de la derecha donde están las grasas adecuadas. En este caso la grasa SKF LGEM 2 con $K^1=2,5$ y $a_{23}^2=2,0$, la cuál sería la grasa adecuada.

En el gráfico también podemos apreciar un segundo ejemplo en donde el rodamiento tiene las siguientes características: $d=320 \text{ mm}$, $n=10 \text{ r/min}$ y $t=30^{\circ}\text{C}$.

¹ relación entre las viscosidades del aceite base empleado y del que se debe emplear, para una adecuada lubricación, deberá ser mayor que 1.

² indica la influencia del material y viscosidad del aceite base, este factor debe exceder de 1.

Gráfico N° 6



Cabe destacar que todos los parámetros presentados son desarrollados por los laboratorios SKF.

Quando se lubrica con grasa en importante cumplir con las siguientes condiciones:

- Tiempo adecuado
- Cantidad correcta
- Método correcto

El tiempo que un rodamiento engrasado funciona satisfactoriamente sin reengrasarse, depende de diversos factores, los cuales son:

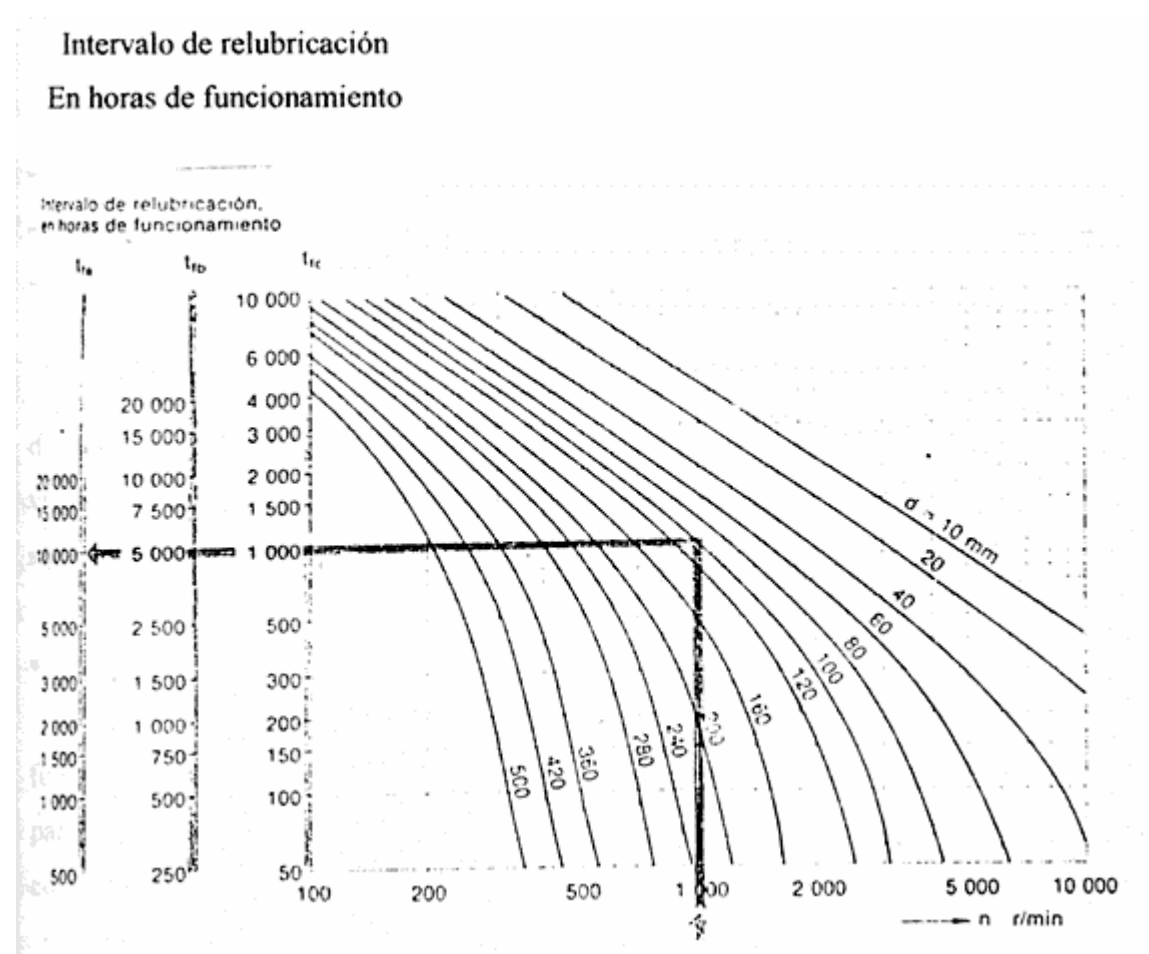
- 1) Tamaño
- 2) Velocidad y temperatura de funcionamiento
- 3) Ambiente
- 4) Disposiciones de las obturaciones
- 5) Tipo de grasa

Ejemplo 2.-

Un rodamiento rígido de bolas, cuyo diámetro interior $d=100$ mm, gira a 1000 r.p.m. Su temperatura de funcionamiento varía entre 60 y 70 °C, ¿cuál sería el intervalo de relubricación?

Según el gráfico N°7 trace una vertical desde el valor de 1000 r/min en el eje horizontal hasta cortar a la curva de d=100 mm. Siga entonces desde ese punto de corte a una línea horizontal hasta llegar a la escala del eje vertical (columna t, para rodamientos radiales de bolas) y encontrará el valor de 10.000 horas de intervalo de relubricación.

Gráfico N° 7



t_{fa} : Rodamientos radiales de bolas.

t_{fb} : Rodamientos de rodillos cilíndricos.

t_{fc} : Rodamientos de rodillos de rótula, de rodillos cónicos.

La cantidad de grasa se puede determinar por la fórmula:

$$G = 0,005 \cdot D \cdot B$$

Siendo:

G= Cantidad de grasa, en gramos.

D= Diámetro exterior del rodamiento en (mm).

B= Anchura del rodamiento, en mm.

2.2.4.3.-Lubricación con aceite.

Cuando una grasa no es adecuada para un rodamiento dado (por razones técnicas o económicas), se debe emplear aceite. Una de las razones más frecuentes para utilizar lubricación por aceite, es la temperatura alta de funcionamiento, ya sea por una temperatura elevada del ambiente o aumento de temperatura por rozamiento debido a la alta velocidad o fuerte carga, o cuando los intervalos de lubricación con grasa son demasiados cortos. Los tipos de aceite son:

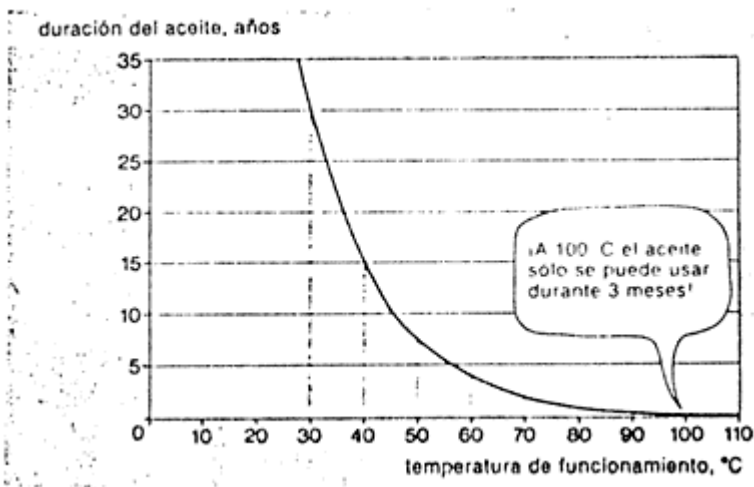
- Aceites minerales.
- Aceites sintéticos.
- Aceites de origen animal o vegetal.

Un aceite lubricante se selecciona sobre la base de la viscosidad requerida, la cual depende de la temperatura produce una disminución de la viscosidad. La dependencia de la viscosidad con la temperatura se llama “**índice de viscosidad**”. Un índice de viscosidad alto significa poca variación con la temperatura.

• **Duración del aceite en años.**

Para tener conocimiento de la duración de un aceite, se debe considerar, la temperatura de funcionamiento y el tipo de aceite. Como guía general se puede considerar en gráfico N°8, para una duración de aceite en años v/s una temperatura de funcionamiento. La referencia corresponde al catálogo SKF.

Gráfico N° 8



Se puede asegurar una buena lubricación, teniendo en cuenta el grado de rozamiento ya que demasiado aceite provoca un aumento de rozamiento. Existen al menos 3 métodos para la óptima lubricación, como son:

- Baño de aceite.
- Circulación de aceite.
- Inyección de aceite.

A continuación se describe cada uno de ellos.

1) **Baño de aceite.**

Esta es la forma más sencilla de lubricar. Este método es adecuado para velocidades de revolución lentas. Cuando el rodamiento no gira, el nivel del baño debe quedar justo por debajo del centro del elemento rodante más bajo. En rotación el aceite es elevado, se introduce por las partes del rodamiento, gira con él, y retorna al baño de aceite.

2) **Circulación de aceite.**

Cuanto más alta es la temperatura del rodamiento, más rápidamente envejece el aceite lubricante. Para evitar intervalos de cambio de aceite se genera la circulación del fluido, generalmente por medio de una bomba. Después pasa a través del rodamiento, limpiándose el aceite antes de volver a él. El sistema se puede complementar con otro sistema de enfriamiento que mantenga baja la temperatura.

3) **Inyección de aceite.**

A altas velocidades, se debe cuidar que el aceite no tienda a fugarse, ya que debe penetrar en el interior del rodamiento para disipar el calor. Una forma especial de conseguir esto, es inyectar aceite a presión en el rodamiento. La velocidad del chorro debe ser bastante alta (15 m/s *min) para asegurar que entre suficiente aceite en el torbellino de aire, el cual es provocado por la rotación del rodamiento.

Los casos antes descritos se presentan en la figura 28. Existe otra forma de lubricación que se describe a continuación:

4) **Lubricación por goteo de aceite:**

Se alimenta de aceite en cantidades extremadamente pequeñas (aprox. 10 mg/hrs), dependiendo del tamaño del rodamiento, consiguiéndose una película de aceite resistente a la carga, que hace que el rodamiento sea lo menor posible y que la temperatura sea baja y estable. El aceite suministrado por el lubricador se distribuye por el caudal continuo de aire comprimido a largo de la pared del tubo, de forma que el aceite se desplace a través de un

inyector creándose una sobre presión en el conjunto del rodamiento que protege contra las impurezas.

En la figura 29 vemos este tipo de lubricación.

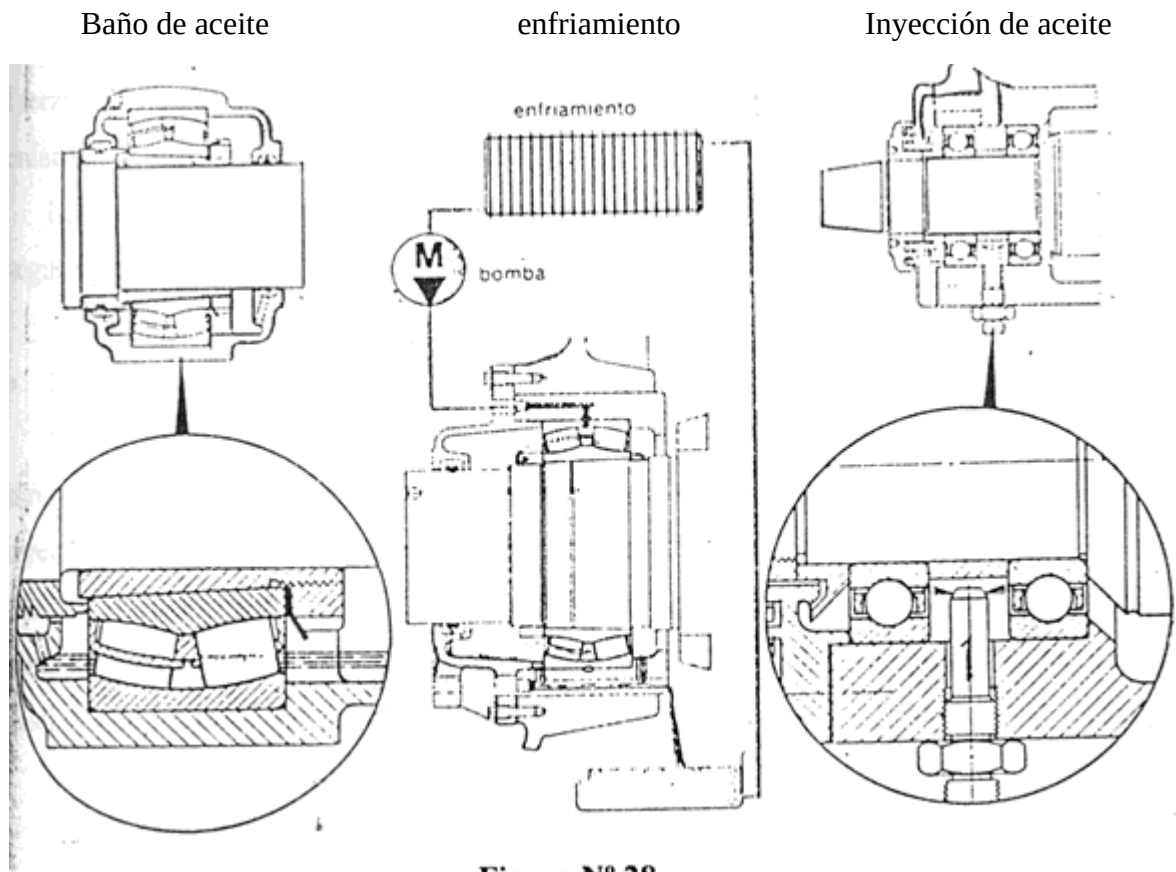


Figura N° 28.

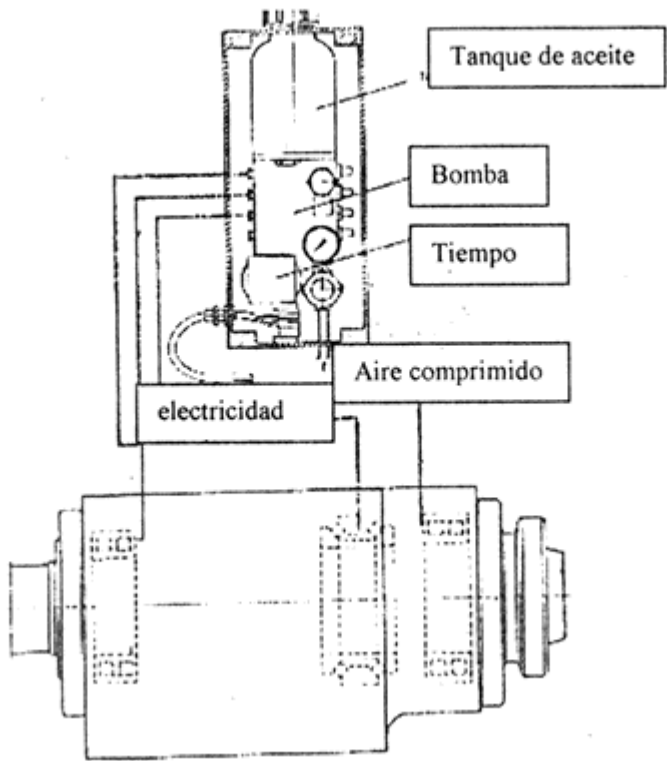


Figura N° 29

2.3.- Acoplamientos.

Para acoplar dos ejes en línea, se puede disponer de dos tipos de acoplamientos, los cuales son:

- a) Rígidos.
- b) Flexibles.

Los acoplamientos flexibles permiten una cierta desalineación de los ejes, debido a que las fuerzas que provocan cargas angulares, axiales o paralelas, son absorbidas en las juntas, enlaces o componentes pivotantes o deslizantes.

Los acoplamientos rígidos son adecuados donde la alineación de los ejes se mantiene con seguridad.

- **Montaje.**

Los acoplamientos flexibles deben ser usados siempre que un motor esté acoplado directamente a un reductor o a un eje de máquina. O cuando el reductor está acoplado directamente al eje de una máquina con dos cojinetes. En estas circunstancias no debe usarse nunca un acoplamiento rígido. Tampoco debe usarse un acoplamiento flexible para enmendar una descuidada o deliberada desalineación de los ejes, sino solo para absorber incorrecciones iniciales de montaje y posibles asentamientos de la fundación.

- **Definiciones.**

A continuación se definirán algunos parámetros importantes, los cuales serán tratados mas extensamente en el capítulo N°III.

1. **Desalineación angular:** Ocurre cuando los ejes están inclinados uno con respecto de otro. Puede ser medida su magnitud en las caras del acoplamiento.

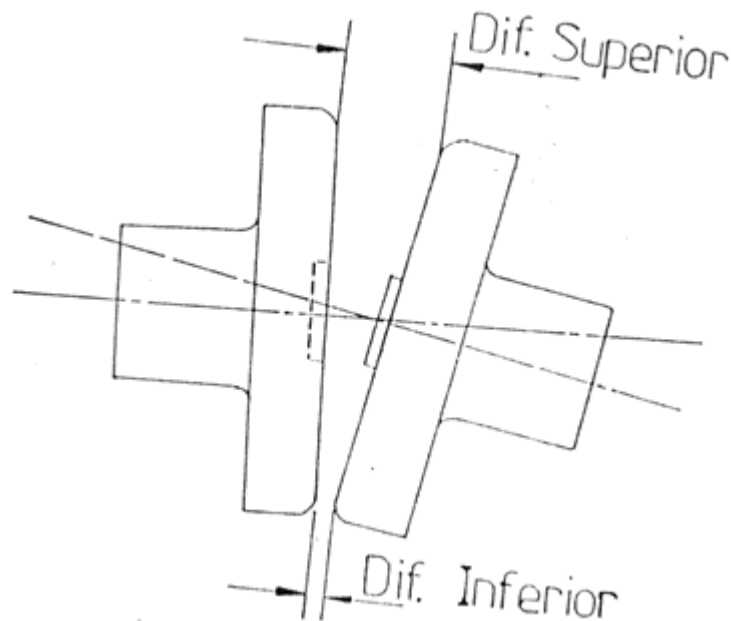


Figura N° 30.

2. **Desalineación axial o paralela:** Ocurre cuando los ejes, conductor y conducido son paralelos, pero están desplazados transversalmente:

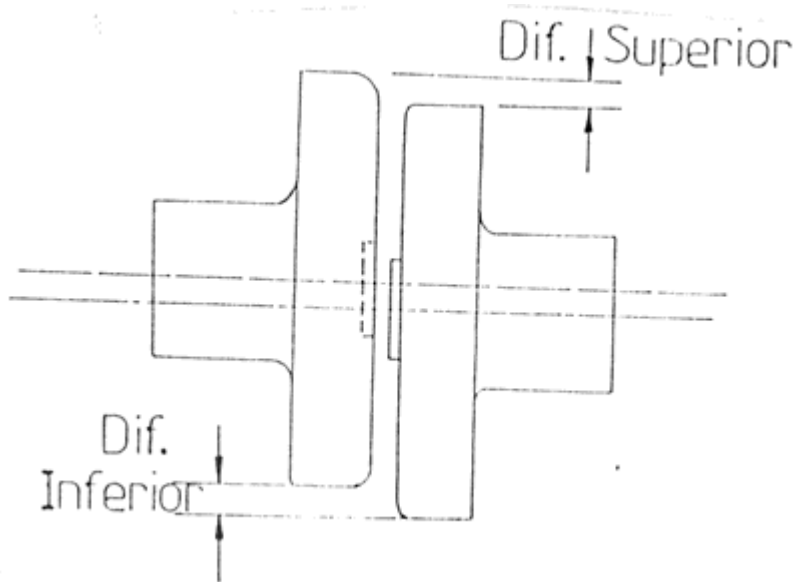


Figura N° 31

3. **Juego axial:** Es la facultad de permitir un desplazamiento axial relativo de los ejes acoplados. El movimiento axial suele originarse debido a miembros deslizantes, o a flexión de componentes resilientes.

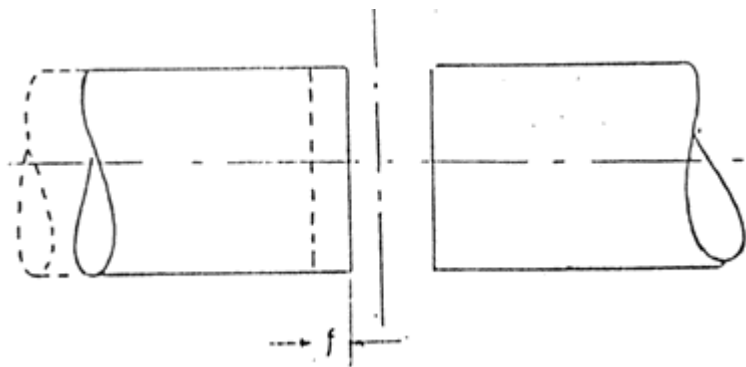


Figura N° 32.-

4. **Flexión torsional:** Es la característica de proyecto necesaria para permitir la adecuada amortiguación de cargas de choque e impulsivas. Se consigue mediante un elemento flexible como la goma, o muelles, dispuestos entre las mitades del acoplamiento.

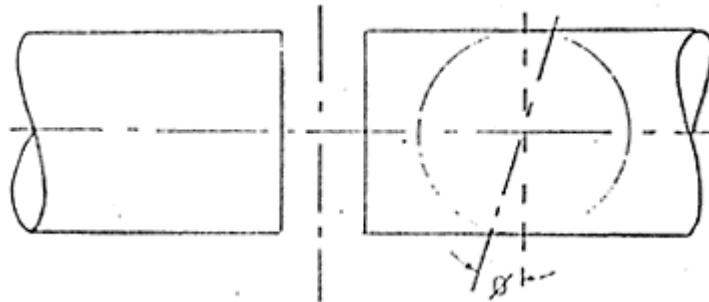


Figura N° 33

- **Selección.**

A fin el tipo y tamaño de los acoplamientos, debe tenerse presente la siguiente información:

1) Potencia a transmitir

- Normal
- Máxima
- Si es continua o intermitente

2) Características de la transmisión

- Tipo de elemento motor y equipo asociado
- Grado de impulsividad de la carga conducida

3) Velocidad en revoluciones por minuto

- A la cual se transmite la potencia normal
- A la cual se transmite la potencia máxima
- Velocidad máxima

4) Dimensiones de los ejes a acoplar

- Diámetro real
- Longitud del eje
- Detalles completos si existen (chaveteros, conoidades, etc.)

2.3.1.- Acoplamiento Vulkan.

El acoplamiento VULKAN está constituido básicamente de goma, con características elásticas omnidireccionales, de un conjunto de membranas y de piezas de conexión. Este acoplamiento va montado generalmente entre la caja reductora y el motor. Si se aprovecha la potencia del motor, se ubica entre el motor y el sistema de generación hidráulica.

La mayoría de los elementos de unión de este acoplamiento están dispuestos sin holgura, de forma que durante el funcionamiento no se produzcan desgastes de ningún tipo. Por lo anterior este tipo de acoplamiento no requiere mantención, pero, si debe ser protegido contra la acción permanente de aceites y contra la radiación del calor, en este caso no existe daño por el vapor ni por la pulverización del aceite. Se debe cubrir con “TECTYL” (protector anticorrosivo) las superficies de conexión y de encastre de los acoplamientos, al igual que de los taladros de ajuste y acabados interiores. Las superficies minutos antes de su instalación deben limpiarse con ayuda de algún disolvente. Una vez completamente secas deben engrasarse ligeramente para su posterior instalación.

Estos acoplamientos soportan temperaturas de -50 °C a 80 °C, gracias a su diseño se asegura una óptima disipación térmica del acoplamiento. Además, estos acoplamientos garantizan un buen amortiguamiento acústico.

Para garantizar un perfecto funcionamiento y un rendimiento óptimo de los ejes, se debe prever que todas las uniones mediante pernos estén sometidas a esfuerzos de transmisión del momento generado para esto. Es necesario apretar los pernos con una llave dinamométrica, verificando siempre, durante la operación de apriete, que exista contacto metálico en cada uno de los segmentos sobre la periferia exterior.

Antes de iniciar los trabajos de montaje de los elementos elásticos, se debe proceder a una verificación de la alineación. Es necesario verificar la desalineación en sentido radial, axial y angular, utilizando para esto instrumentos adecuados. Las tolerancias de desalineación recomendadas para el acoplamiento elástico, en estado frío de la planta propulsora, pueden ser deducidos de la siguiente tabla.

TABLA N°9

Serie	Tolerancia radial (a) mm	Tolerancia axial (b) mm	Tolerancia angular(c) mm
1210-2340	0,35	0,5	0,35
2410-3040	0,5	0,6	0,5
3210-55401	0,6	0,7	0,6

En la figura 34 se aprecia el acoplamiento Vulkan con las dimensiones a tomar para su posterior comparación con la tabla de tolerancias.

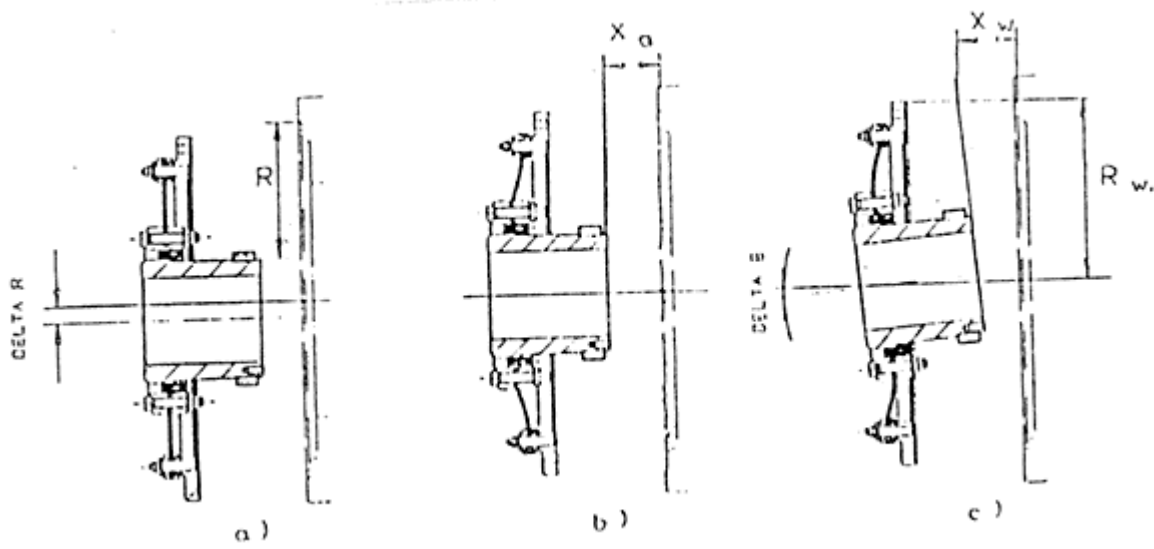


Figura 34, sin dispositivos de arrastre

Las tolerancias descritas anteriormente solo sirven de comparación, ya que se debe realizar un cálculo en cuanto a la alineación radial, axial y angular. Luego del valor obtenido se procede a comparar con la tabla N° 9.

Ejemplo: Un acoplamiento altamente elástico serie 1910 se considera lo siguiente:

Alineación radial sin elemento elástico incorporado: se tiene que, las mediciones se realizan a 90° en cuatro puntos del perímetro de la circunferencia obteniendo lo siguiente:

$R_1 = 195,1 \text{ mm}$	$R_3 = 194,1 \text{ mm}$
$R_2 = 194,4 \text{ mm}$	$R_4 = 195,7 \text{ mm}$

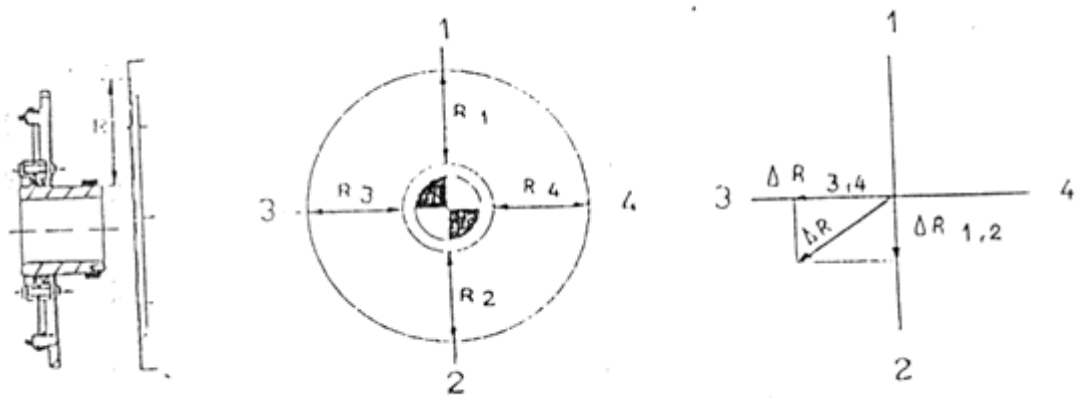


Figura N° 35

Terminadas las mediciones se debe obtener un ΔR , el cual representa la resultante del triángulo formado por $\Delta R_{12} = ((R_2 - R_1)/2)$ y por $\Delta R_{34} = ((R_3 - R_4)/2)$. Si el valor es superior al recomendado en la tabla N° 9, se sugiere corregir la alineación hasta conseguir un valor ΔR

menor o igual que 0,35 mm, debido a que el acoplamiento se encuentra entre la serie 1210 a 2340.

$$\Delta R_{12} = \frac{R_2 - R_1}{2} = \frac{194,4 - 195,1}{2} = -0,35 \text{ mm.}$$

$$\Delta R_{12} = \frac{R_3 - R_4}{2} = \frac{194,1 - 195,7}{2} = -0,8 \text{ mm.}$$

$$\Delta R = \sqrt{\Delta R_{12}^2 + \Delta R_{34}^2} = 0,87 \text{ mm}$$

Como el valor de ΔR es mayor se debe proceder a realizar una corrección de la alineación en sentido radial.

Alineación axial: Se realiza midiendo axialmente el acoplamiento se debe obtener un valor ΔXa menor o igual que 0,5 mm. Para este caso de no ser así se procederá a la verificación del desalineamiento.

En la figura 36 se representa con más detalle las mediciones necesarias para obtener una alineación axial.

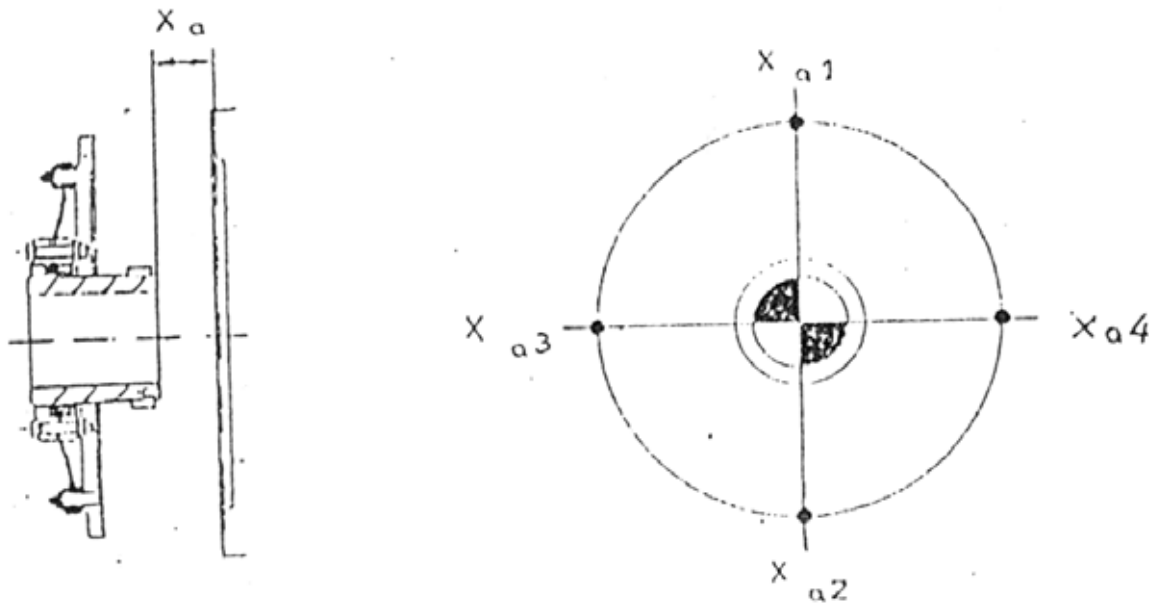


Figura N° 36

Si $X_a = 60\text{ mm}$ se tiene:

$$\Delta X_a = \frac{(X_{a1} + X_{a2} + X_{a3} + X_{a4})}{4} = X_a.$$

$$\Delta X_a = \frac{(61,1 + 61 + 59,9 + 59,9) - 60}{4} = 0,475\text{ mm}.$$

El valor obtenido es menor que el estipulado en la tabla N° 9 lo que implica que existe una adecuada alineación axial. Por último, la alineación angular se realiza de igual forma que la radial, tomando mediciones en cuatro puntos y obteniendo una resultante ΔX_w la cual debe ser menor o igual que 0,35 mm, según mediciones. Véase figura N°37 en la cual se tiene que:

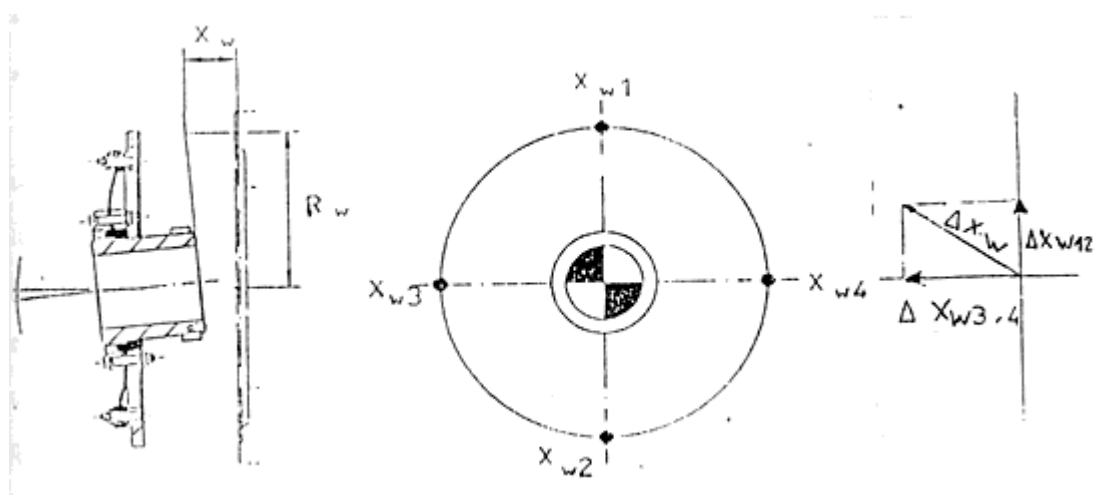


Figura N°37

$X_{w1} = 60,1\text{ mm}$ $X_{w2} = 60,3\text{ mm}$
 $X_{w3} = 60,0\text{ mm}$ $X_{w4} = 60,4\text{ mm}$

$$\Delta X_{w12} = \frac{X_{w2} - X_{w1}}{2} = 0,1\text{ mm}.$$

$$\Delta R_{12} = \frac{X_{w3} - X_{w4}}{2} = -0,2\text{ mm}.$$

$$\Delta X_w = \sqrt{\Delta X_{w12}^2 + \Delta X_{w34}^2} = 0,2236\text{ mm}$$

La resultante obtenida es menor que 0,35. Por lo tanto la alineación angular está correcta. Se debe considerar que la alineación radial excede el valor admisible, esto involucra que se debe verificar la alineación.

Una vez terminados los trabajos de alineación de ejes, la planta propulsora queda dispuesta para su funcionamiento, pero antes es imprescindible asegurarse de que han sido retirados del acoplamiento todos los sistemas auxiliares de montaje. Posteriormente se deben recubrir los acoplamientos, según norma de prevención de riesgos, o construir una rejilla metálica para lograr una buena ventilación del acoplamiento.

2.3.2.- Acoplamiento OK.

El acoplamiento OK constituye una forma diferente de conectar dos ejes, en lugar de utilizar bridas, pernos o chavetas.

Un acoplamiento OK consiste en:

- Un manguito interior de poco espesor de pared.
- Un manguito exterior de pared gruesa.

El manguito interior tiene un ligero cono exterior, y el manguito exterior el correspondiente cono interior. El aceite se introduce entre las dos superficies cónicas, de forma que se elimina prácticamente el rozamiento, al mismo tiempo que se cala el manguito exterior en el interior por medio de la herramienta hidráulica integral. Cuando el manguito exterior ha alcanzado su posición determinada, la presión de aceite se libera y se extrae el aceite. A continuación se libera la presión de aceite en la herramienta hidráulica integral para quedar conectados los ejes.

El acoplamiento OKF es un acoplamiento OK con brida. Tiene un sistema de montaje hidráulico integral para calar el manguito exterior. A continuación se muestran ambos acoplamientos. Figura N°38.

• **Capacidad de transmisión de potencia.-**

El torque transmitido por el acoplamiento OK y OKF, es “directamente proporcional a la superficie de presión entre el manguito interior y el exterior además de la superficie axial del eje”.

$$Mt \max \approx \frac{\pi \times B \times P \times u \times Da}{2 \times 10^3} (Nm)$$

Siendo:

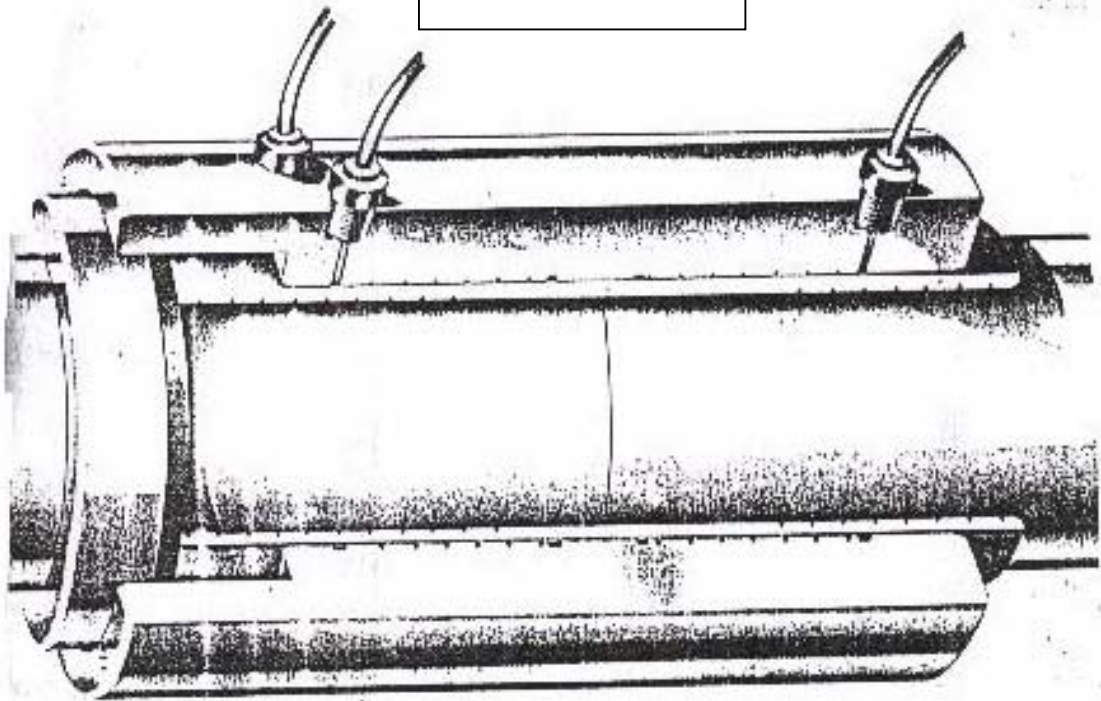
Da= Diámetro del eje en mm.

B= Longitud de presión efectiva en mm.

P= Mínima presión de presión entre eje y manguito interior N/mm² (1200 N/mm² para OK y 100 N/mm² para OKF)

u= Coeficiente de fricción 0,14.

Acoplamiento O.K



Acoplamiento O.K.F

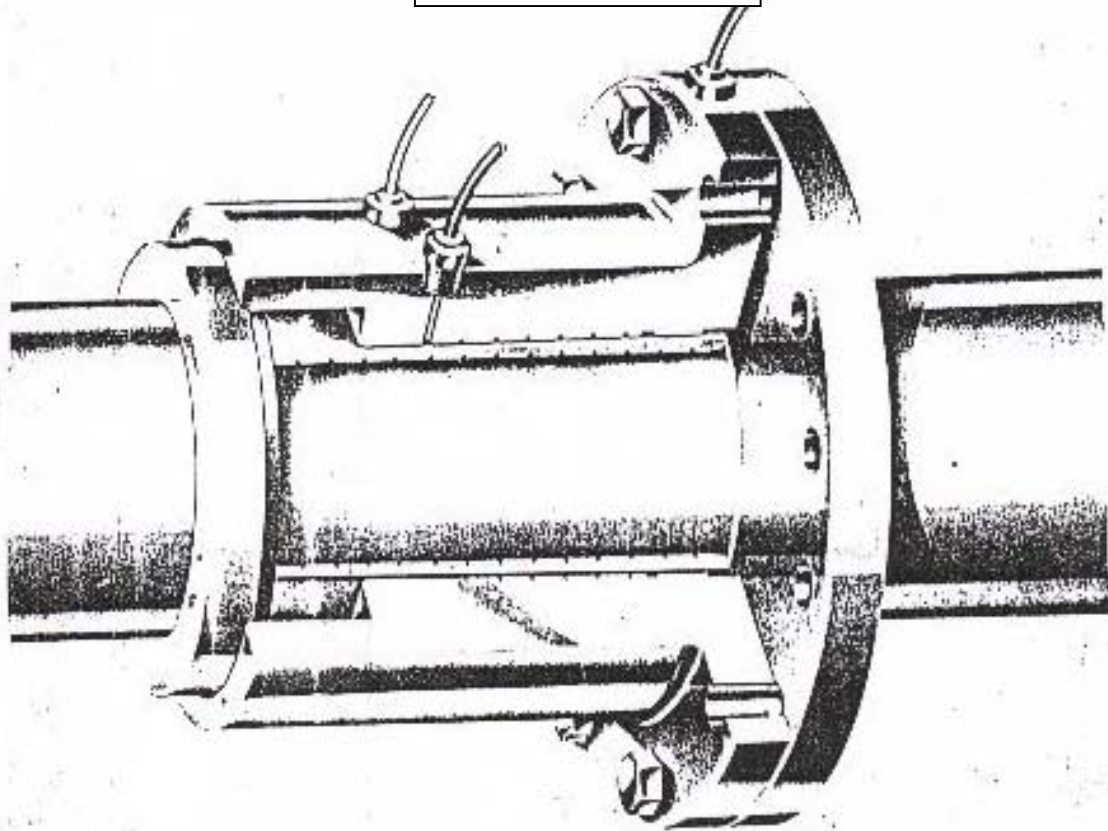


Figura N° 38, Acoplamientos

Si el acoplamiento esta sujeto a fuerzas axiales su efecto sobre la capacidad de poder de transmisión es generalmente para una fuerza (N) y un diámetro de eje dado en (mm), el torque transmitido se obtiene por siguiente ecuación:

$$M_{to} = \sqrt{(M_{t \max})^2 - \left(\frac{F * Da}{2 * 10^{-3}}\right)^2} (Nm)$$

El torque permisible es obtenido por:

$$M = \frac{M_{t \max} * M_t}{F} (Nm)$$

Donde:

f= factor de seguridad que varía de 2-4, dependiendo esto de la sociedad de clasificación correspondiente.

2.3.3.- Método de inyección de aceite (método hidráulico).-

Este método se presenta en el mercado a principios de la década de los 40, adquiriendo una vertiginosa aplicación en muchas ramas de la ingeniería. La inyección de aceite soluciona la unión de ejes que transmiten fuerzas intermitentes, ya sea de acoplamientos, como el montaje de hélices, o descansos que son parte de este modo hidráulico. Se basa en el principio de evitar la fricción en seco que se produce sobre las superficies en contacto, durante el montaje y desmontaje. Y consiste en introducir entre dichas superficies aceite a elevada presión.

En el caso de acoplamientos, cuando la presión de aceite sube, el diámetro interior del manguito aumenta, el diámetro del árbol disminuye, el líquido penetra por las partes más alejadas de la unión, formando una película oleaginosa de 0,01 mm de espesor, como se muestra en la figura N°39., en las figuras N° 40,41 y 42 se muestra la imagen de una brida de acoplamiento hidráulico.

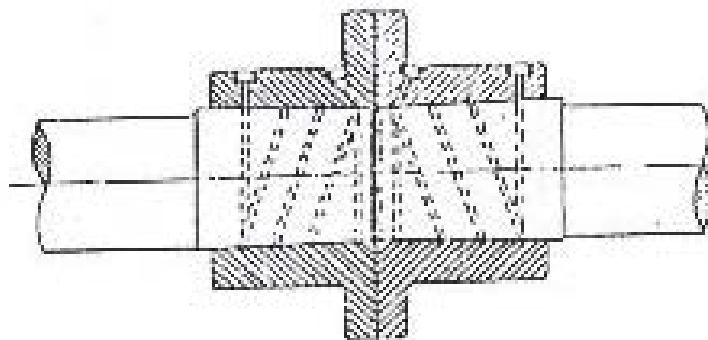


Figura. N°39



Figura N° 40 acoplamiento hidráulico conicidad



Figura N° 41 Acoplamiento hidráulico en prueba de contacto



Figura N°42 Acoplamiento en posición de unión

- **Recomendaciones para diseño de componentes:**

- a) Normalmente se recomienda una conicidad de 1:30 para aquellos componentes que se van a montar utilizando el método de inyección de aceite. Aunque se emplea una conicidad de 1:50 cuando los componentes están sometidos a tensiones de flexión considerables. Si las superficies de contacto son grandes se utiliza generalmente una conicidad de 1:80.
- b) Cuando se montan rodamientos sobre asientos cilíndricos o cónicos la ranura de aceite debe situarse aproximadamente a $\frac{1}{3}$ del ancho del rodamiento.

Para obtener la máxima capacidad de transmisión de potencia entre las superficies de contacto montados con el método de inyección de aceite, es esencial que el aceite pueda vaciarse de las superficies de contacto al término del montaje. Para esto es necesario disponer de ranuras de vaciado en las superficies de contacto.

- **Herramientas de montaje y desmontaje:**

En el método de inyección de aceite es de gran importancia disponer de algún tipo de prensa hidráulica. Esta varía de acuerdo a su utilidad, condiciones de trabajo, materiales empleados, etc.

Por ejemplo la tuerca HMV es especialmente utilizada para el montaje y desmontaje de acoplamientos, descansos, hélices o elementos hidráulicos que requieran su ubicación. Ella impide que los componentes se separen repentinamente.

En la figura N° 43 se puede apreciar la herramienta hidráulica y la tuerca HMV.

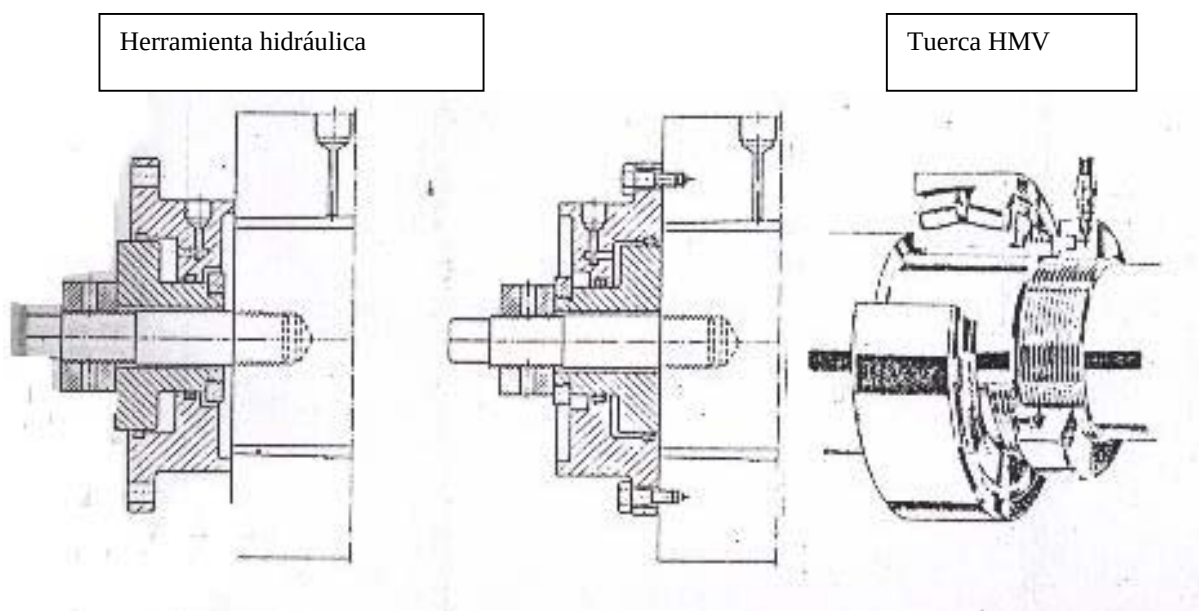


Figura N°43

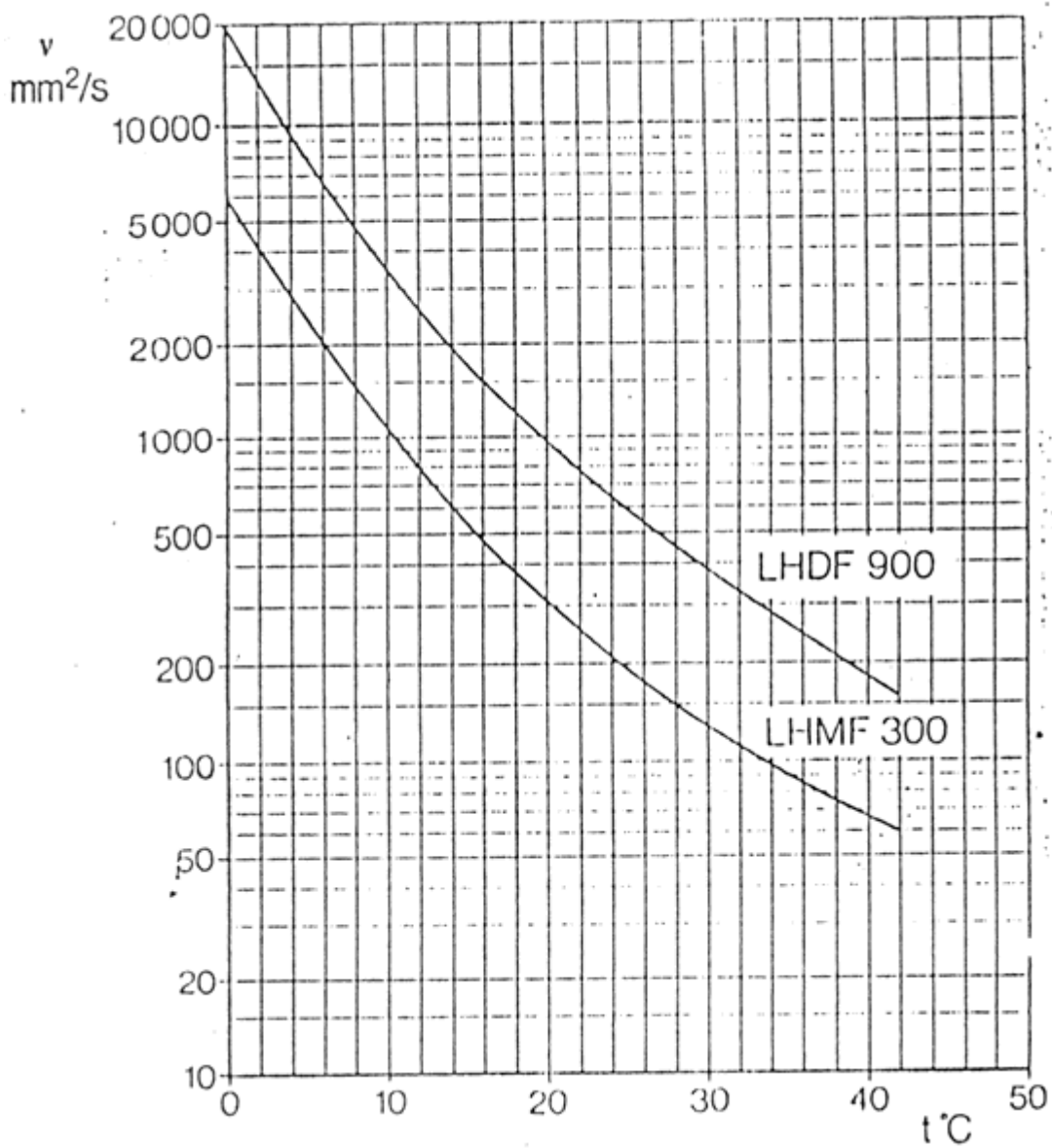
• **Líquidos de montaje y desmontaje.-**

Cuando se utiliza el equipo hidráulico de SKF, se recomienda el líquido de montaje LHMF¹ 300 (viscosidad de 300 mm²/s a 20° C), y el líquido de desmontaje LHDF 900 (viscosidad de 900 mm²/s a 20° C). Cuando se precisa trabajar con una temperatura inferior de funcionamiento se recomienda para el desmontaje el líquido de montaje.

Se debe comprobar que los líquidos estén siempre limpios, puesto que cualquier tipo de contaminación puede dañar seriamente el equipo y la superficies de contacto. Se recomienda utilizar bombas distintas para los líquidos de montaje y desmontaje.

₁= líquido hidráulico de montaje de fricción.

Gráfico N° 9



2.3.3.- Metodología de cálculo de acoplamientos.

Los tornillos de acoplamiento deberán ubicarse todos de igual manera. La dirección de los tornillos deberá ser de popa a proa y se indicará en los planos de los ejes.

El cálculo de diámetro de los pernos será según las siguientes fórmulas:

- **SEGUN LLOYD'S REGISTER.**

El diámetro mínimo en mm de un acoplamiento será:

$$D = C \sqrt{\frac{d^3 * z}{n * r} \left(\frac{T_s + 16}{T_b} \right)} = mm.$$

Siendo:

D= Diámetro mínimo en mm.

n= Número del perno del acoplamiento.

r= Radio de círculos de centros de pernos en mm.

T_b= Resistencia a la tracción mínima especificada en Kg/mm².

C= 0,51

d= Diámetro del eje intermedio en mm.

z= 1,0.

T_s= Resistencia a la tracción mínima obtenida para el eje intermedio en Kg/mm².

- **SEGUN GERMANICHER LLOYD'S.**

$$d = \sqrt{16 \left(\frac{10^6 * Ne}{n * z * D * d_b} \right)} = mm.$$

Siendo:

d= Diámetro mínimo del acoplamiento en mm.

z= Número total de pernos en el acoplamiento.

D= Diámetro de círculos de centros taladrados mm.

d_b= Resistencia a la tracción del material (pernos Kg/mm²).

N_e= Potencia efectiva de la máquina acoplada al eje (HP).

n= Revoluciones del eje intermedio a la potencia N_e (rpm).

- **SEGÚN BUREAU VERITAS.**

$$d = \sqrt{\frac{d_1^3}{2,8 * n * r}} = mm.$$

Siendo:

d= diámetro mínimo del acoplamiento en mm.

d_1 = diámetro reglamentario de los ejes intermedios mm.

n = Número de pernos de cada acoplamiento.

- **SEGÚN AMERICAN BUREAU.**

$$d = 0,54 \sqrt{\frac{D^3}{N * r}} = mm.$$

Siendo:

d = diámetro de los pernos en mm.

D = Diámetro exigido para el eje.

N = Número de pernos en el acoplamiento.

r = Radios del círculo de centros de los pernos en mm.

2.4.- Sellos del tubo codaste.

Los sellos son elementos de vital importancia, ya que ellos, impiden el paso de agua hacia el interior del tubo codaste; así como también la salida del aceite del mismo hacia la sala de máquinas o al exterior del buque los sellos se conocerán generalmente como “sello de proa” y/o “sello de popa”. El sello de proa estará constituida por 2 anillos de goma tipo retén lubricados con aceite y el sello de popa por 3 anillos de goma tipo retenes, 2 estancos al agua y 1 estanco al aceite. Esto varía de acuerdo al sistema de patente utilizado, ya que los sellos SIMPLEX presentan diferencias con los sellos CEDERVALL y estos a su vez con los WAUKESHA-LIPS.

Las instrucciones que a continuación se presentan están basadas en las recomendaciones de los fabricantes que cada empresa entrega, en relación a las mejores condiciones de servicio para el óptimo funcionamiento de estos sistemas.

Antes de introducir los retenes, se debe chequear la limpieza de todo el tubo codaste. Los retenes deben sacarse de la cubierta plástica en que son envueltos, solo un momento antes de ser colocados, esto debido a que pueden dañarse estos y perder sus propiedades sellantes o bien pueden ensuciarse introduciendo pequeñas partículas de polvo o tierra al sistema y dañar el liner.

2.4.1.- Sellos SIMPLEX.

- **Sello de popa.**

Para colocar el sello de popa se debe en primer lugar introducir el eje porta hélice, acto seguido, colocando el anillo de goma y el anillo de collar sobre el eje , luego se fijan los

retenes de goma dejando el sello estanco al agua y al aceite, la fijación de los retenes se ejecuta por medio de la utilización de tornillos de acero cromo (figura N° 44).

Posteriormente se procede a montar la hélice, tirándose el eje con la hélice hasta la ubicación del sello, usando las piezas separadoras entre la hélice y el tubo de codaste. Estas piezas son de vital importancia y se debe evitar su deformación. Estas piezas son importantes debido a que ellas permiten que el sello tenga una longitud adecuada, ya que impiden que la hélice comprima el sello y se evite de esta manera dañar los retenes de goma, lo que provocaría que el sello no cumpla su objetivo de impedir que entre agua al sistema o salga aceite de este.

Es importante sacar las eslingas usadas para el montaje y fijar estanco el liner en la hélice, por medio de tornillos. El anillo de goma se deberá por lo tanto prensar contra el anillo collar de la hélice.

Se pone el eje a la dimensión exacta indicada en el plano y se aseguran los tornillos por medio de un alambre especial para amarrar. Por último se guardan las eslingas del montaje, de modo que puedan volverse a usar en caso de reparación.

En la figura N° 44 se representan los componentes principales de los sellos de popa.

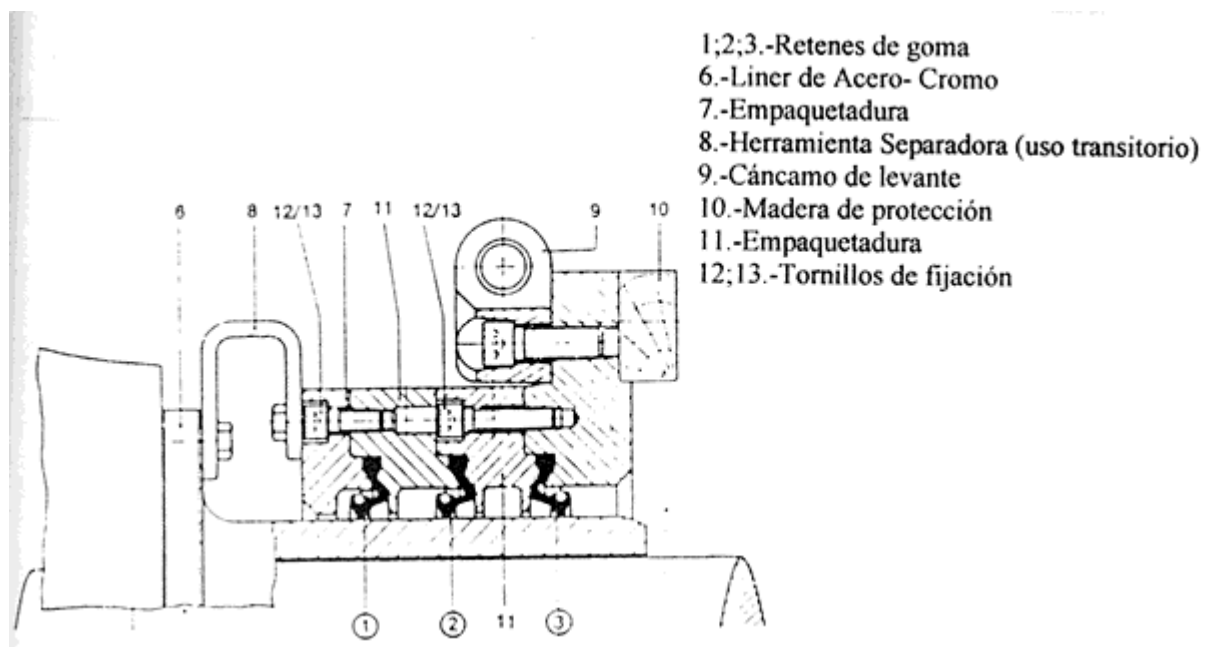


Figura N° 44

- **Sello de proa para ejes porta-hélice que van a ser sacados fuera de borda.**

En este caso se procede a sacar el eje porta-hélice. El eje porta-hélice debe descansar en la bocina del tubo de codaste. Se debe empujar hacia delante todo el sello, con el liner puesto y

el anillo de goma sobre el eje, siempre con el máximo cuidado de no dañar ningún elemento comprometido en la operación.

Después de colocar el sello de popa, el sello de proa debe fijarse estanco al aceite sobre el tubo de codaste. La envoltura, o caja, queda por lo tanto centrada en el liner, para este efecto se deben utilizar los instrumentos de medición que permitan el adecuado centrado de este.

Se procede a fijar el anillo-mordaza de dos piezas sobre el eje de acuerdo, a las dimensiones dadas en el plano, asegurándose que esté paralelo con el sello.

Se debe liberar el liner, desde el sello y atornillar al anillo-mordaza, con lo cual el retén de goma es presionado en el bisel del revestimiento de acero cromo.

Se chequea el paralelismo entre el flange del revestimiento y el sello por medio de compases de calibre. Este paso es común en todas las verificaciones que se realizan en la alineación.

- **Recomendaciones.**

- El eje impulsor debe descansar bajo un perfecto asiento en las bocinas del tubo codaste.
- Durante el tiempo posterior de colocación da la instalación del tubo de codaste, especialmente del sello de proa, este debe ser protegido cuidadosamente contra la introducción de cuerpos extraños, mugre, etc. Esto se puede realizar colocando un paño a lo largo del tubo.
- Se debe tener gran cuidado en toda circunstancia, asegurándose, que cuando se coloquen o saquen sellos, los revestimientos de acero cromo no salgan de las cajas, para evitar dañar las superficies de los revestimientos o de los labios de los sellos. El sello debe ser sacado como una sola unidad.

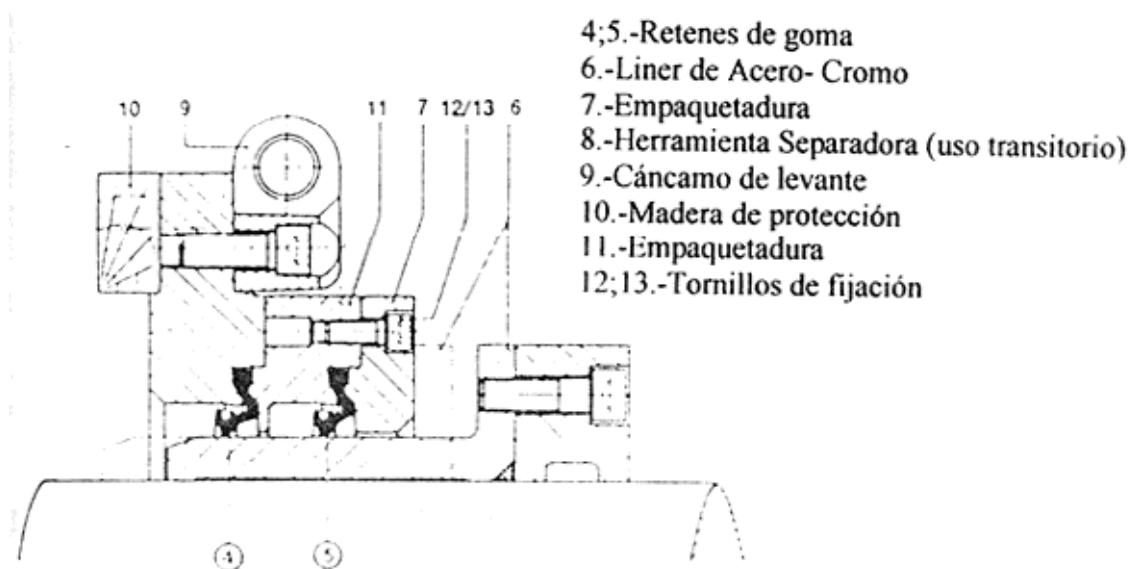


Figura N° 45 Sello de Proa. Tipo SIMPLEX



Figura N° 46 Liner o Revestimiento de acero cromo



Figura N° 47, Sello SIMPLEX de proa, de una embarcación pesquera

En la figura N° 48 el sistema de circulación natural de lubricación tipo SIMPLEX, se llama natural ya que no posee una bomba.

2.4.2.- Sellos WAUKESHA LIPS.

• Descripción de los sellos del tubo de codaste.

1. Sello de popa

El ensamble del sello de popa es de un labio de goma, con tres contactos entre los sellos de goma y el liner (revestimiento cromado). El sello de goma mas a proa, apunta hacia el tubo y evita que el aceite salga del tubo codaste, el sello de goma central, previene el paso de agua de mar dentro del tubo codaste. El sello de mas a popa apunta hacia el agua de mar y previene el ingreso de polvo, grandes partículas y otros materiales que puedan dañar la capacidad sellante del sello central.

2. Sello de proa.

El sello de proa del tubo de codaste, tiene dos labios de goma sellantes en un liner rotatorio, ambos sellos apuntan hacia popa, en oposición al flujo de aceite, evitando la salida de este hacia la zona de la sala de máquinas. El liner esta fijo al eje mediante un o'ring de anclaje.

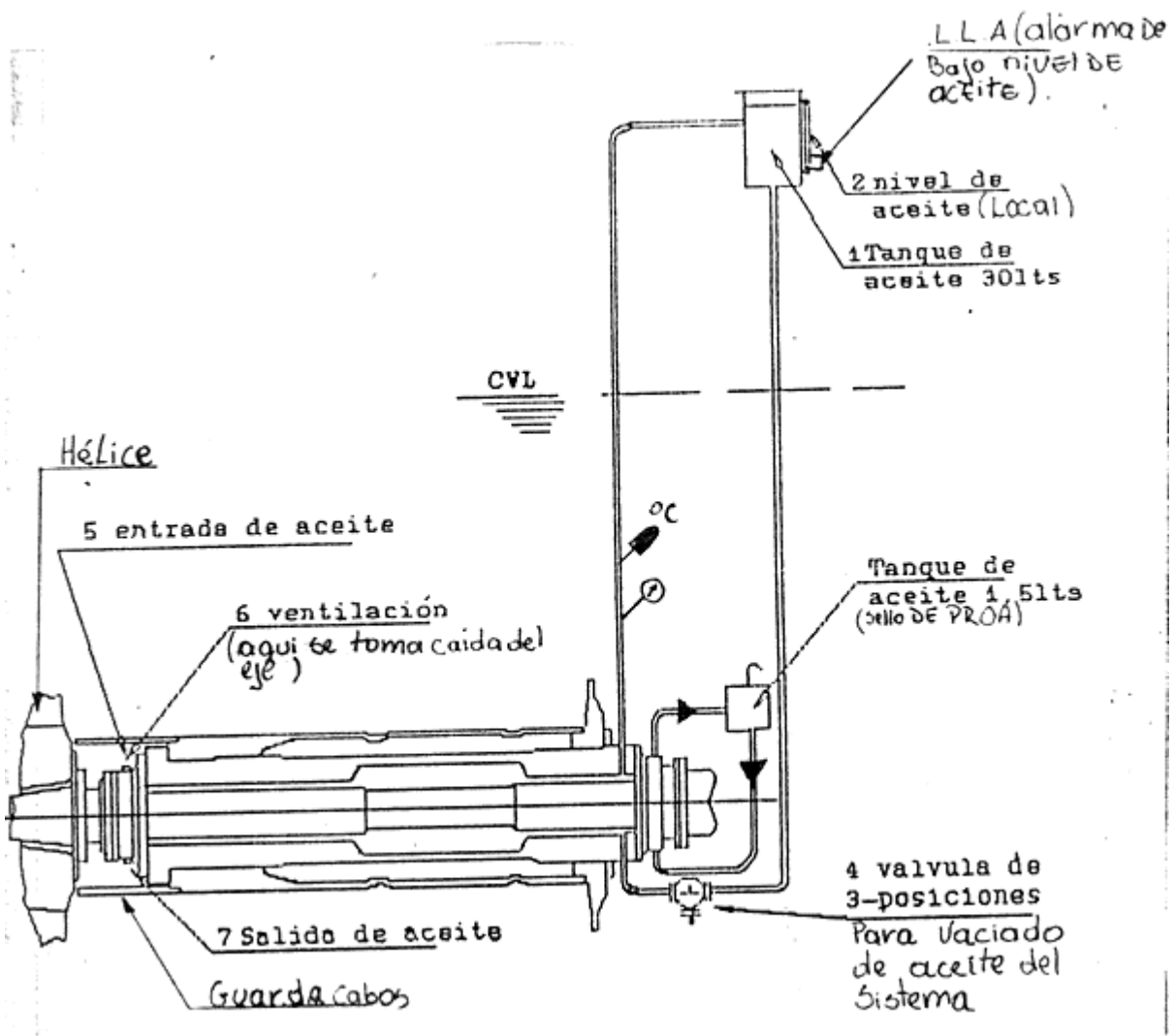


Figura N° 48, sistema e circulación natural de lubricación tipo SIMPLEX.

- **Mantenimiento y operación.**

El único mantenimiento que se requiere en el sello de popa, drenarlo (sacar el aceite), enjaguarlo (flush) y rellenar la cavidad del sello y tomar una lectura cada vez que la embarcación entre en dique.

Después que el sello de proa es colocado en operación, un chequeo periódico debe ser realizado para verificar que las temperaturas se mantengan constantes y que el tanque de alimentación de aceite este lleno (en la figura 51 se muestra el circuito de lubricación del sello de proa y popa). Después de una semana de operación, el tanque de alimentación de aceite del sello de proa es drenado, lavado y el aceite se cambia por uno nuevo.

Los nuevos labios de goma, siempre tendrán depósitos de carbono en la superficie, los cuales se saldrán durante los primeros días de operación y estos restos deben ser eliminados del sistema para así evitar la destrucción del sello.

Cada vez que el buque entre a dique se debe leer la caída del eje porta hélice, y se debe rellenar con aceite la cavidad de los sellos (el aceite en este caso, es cebado en el espacio entre los dos sellos delanteros). Esta lubricación es también usada cuando existe una excesiva transferencia de calor. Una vez colocado el sello de proa se debe realizar un chequeo periódico para verificar los cambios de temperatura.

El mantenimiento del sello consiste en asegurar que el nivel de aceite en el tanque permanezca entre los niveles máximos y mínimos, para asegurar un ciclo térmico adecuado.

En las figuras 52 y 53 podemos ver los sellos de proa y popa WAUKESHA LIPS.



Figura N° 49, Sello de popa, WAUKESHA LIPS.



Figura N° 50, Sello de proa en su posición de funcionamiento

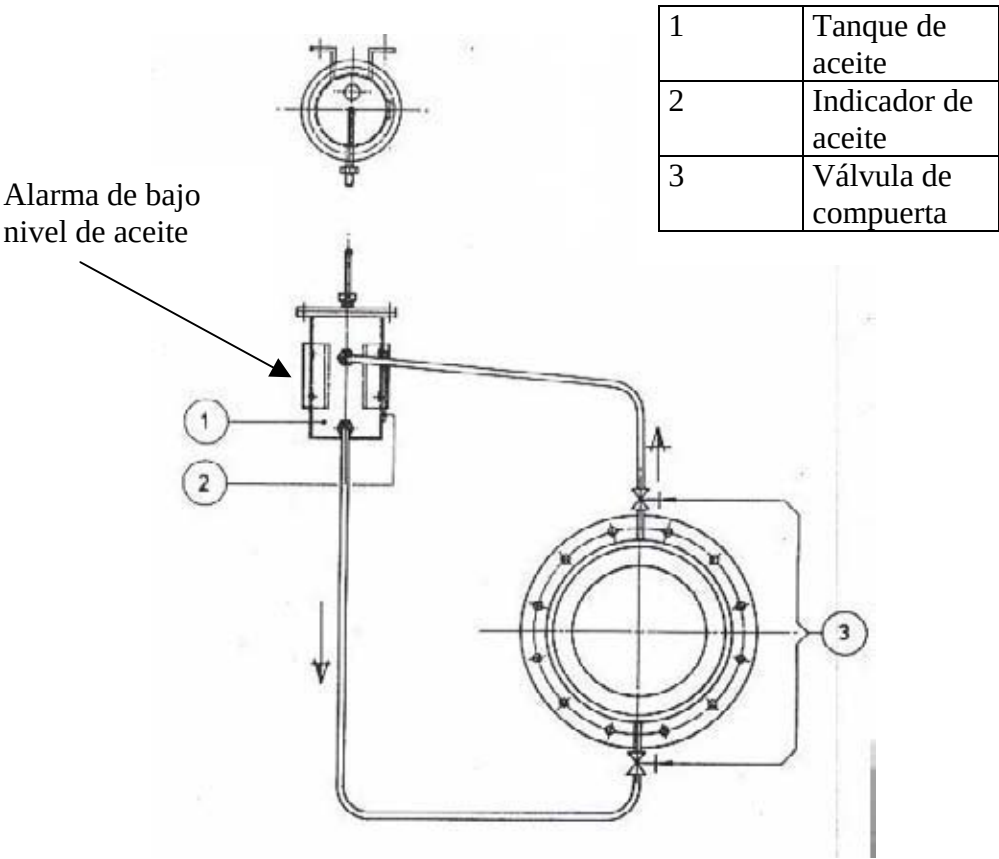
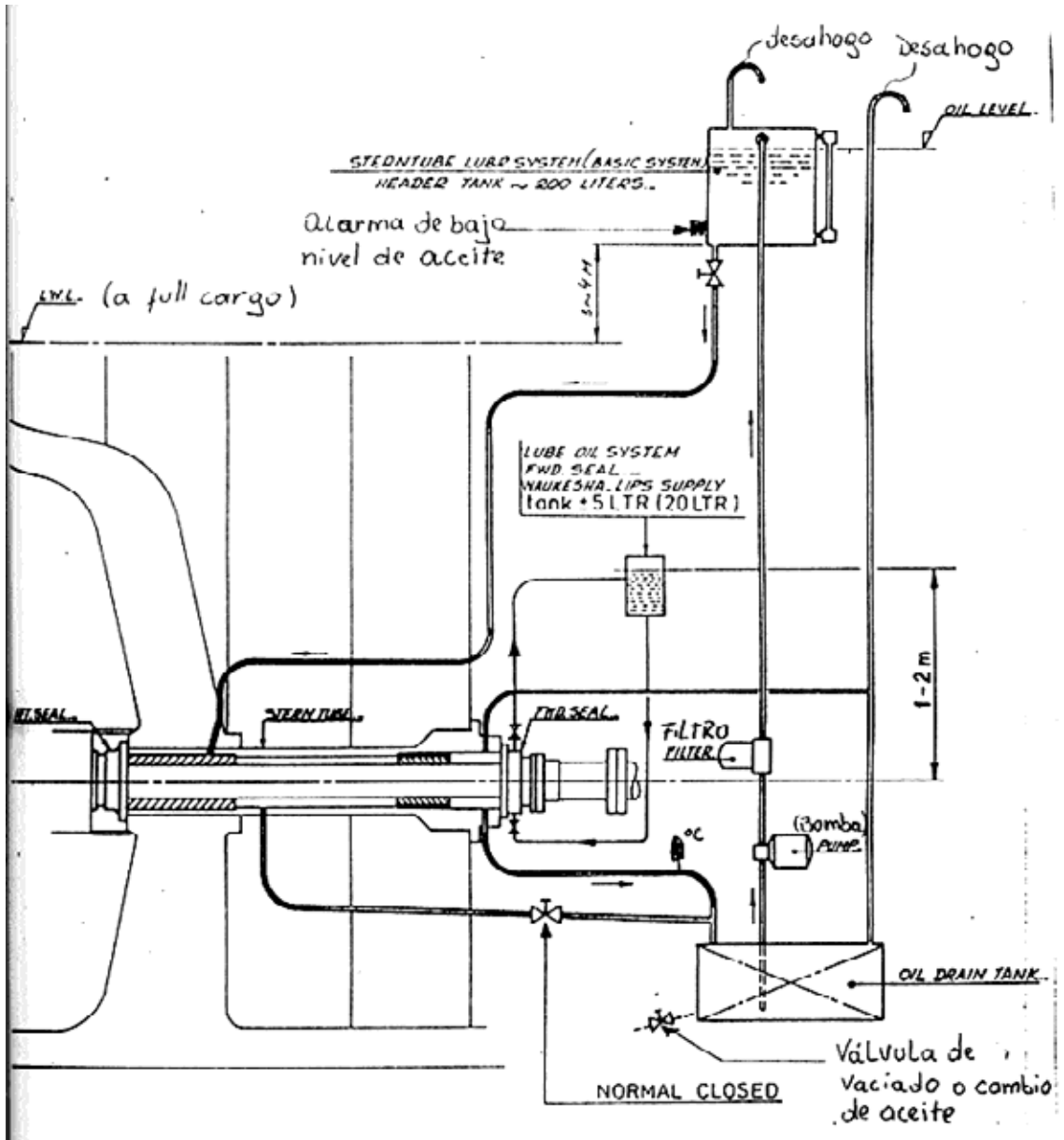


Figura N° 51, Circuito sello de proa WAUKESHA LIPS



Figurra N° 52, Sistema de lubricación tipo WAUKESHA LIPS

2.4.3.- Sellos CEDERVALL.

Los sellos CEDERVALL son una forma diferente de evitar la entrada de agua al tubo de codaste. Estos sellos se ajustan por medio de resortes y giran con el eje, estando en contacto una superficie de metal blanco y otra pulida (enlozada), disminuyendo la fricción entre las partes. Esto es ajustado con una estopa (véase figura N° 53) que se atornilla entre el tubo de codaste, utilizando una empaquetadura por medio de tornillos de seguridad.

El anillo de alojamiento (21) es atornillado y asegurado en el impulsor con una empaquetadura entre estos resistente al aceite. Antes de colocar el anillo (20) se deben ubicar

los o'rings de silicio cubierto con caucho (23; 24 y 25) correctamente en sus ranuras. El anillo debe ser capaz de deslizarse con una pequeña fuerza y estar en una posición recta con la tapa, es recomendable usar aceite cuando sea necesario en el o'ring.

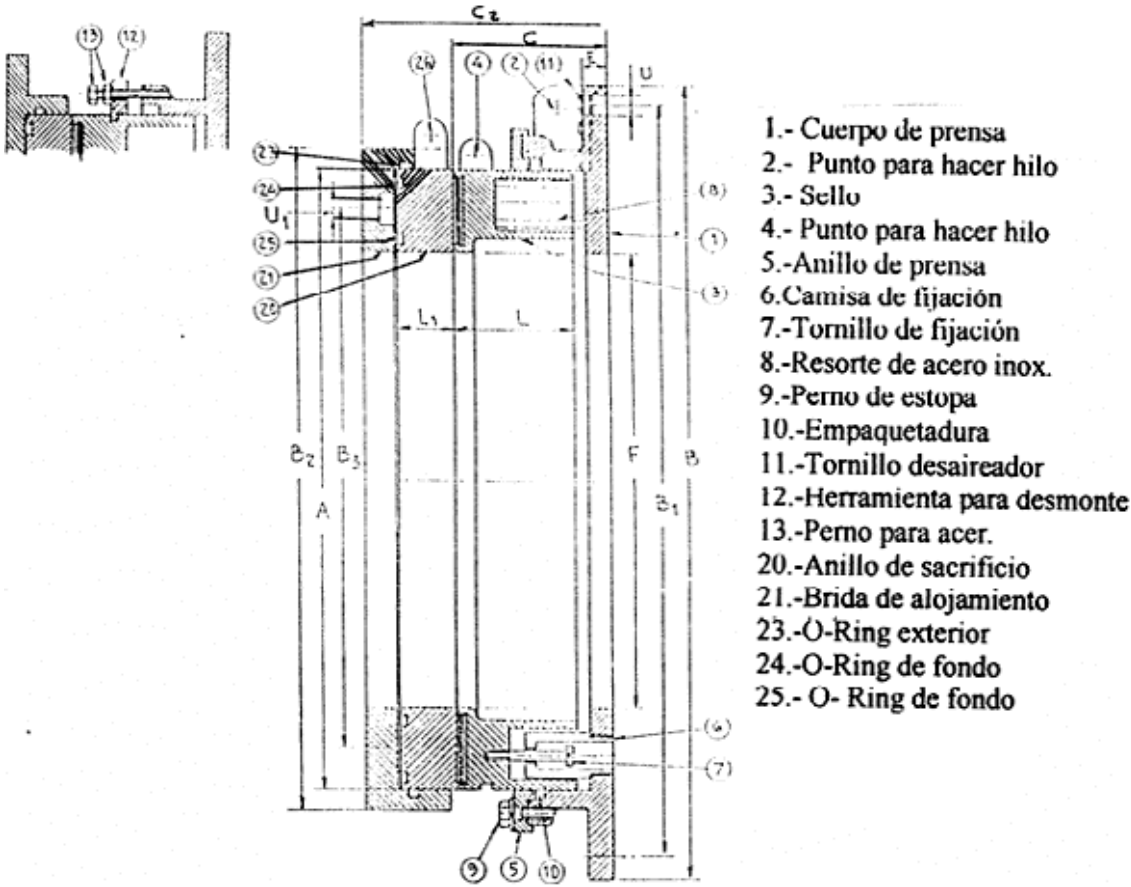


Figura N° 53, Sello de popa o exterior

Cuando se pone el anillo (20), este puede ser pulido durante el trabajo de reparación, si su superficie exterior se encuentra rayada se puede reemplazar. Hay que tener presente que antes de colocar en posición la hélice y juntarla con la superficie de sellado se debe limpiar con cuidado esta y debe lubricarse con aceite limpio, luego, el eje es prensado dentro del tubo de codaste y conectado correctamente. Cuando el estanque esta por sobre el tubo de codaste, este es llenado con aceite sacando el tornillo (9), para expulsar el aire retenido en el interior del codaste y reemplazarlo por aceite, una vez que el aceite aparece sin burbujas se vuelve a posesionar el tornillo dejando operativo el sistema.

• **Ventajas del sello CEDERVALL.**

- a) El sello impide el contacto con el agua de mar.
- b) Evita la acción de corrientes galvánicas.
- c) Reduce las pérdidas por rozamiento, debido a que el eje trabaja extremadamente bañado en aceite.

- d) Reducción de las dimensiones de popa a consecuencia del mayor ajuste y del menor desgaste en el casquillo que soporta el eje.
- e) En la versión bipartida los cierres pueden montarse y desmontarse sin sacar el eje o la hélice.
- f) No es necesario desmontar el acoplamiento del eje y empujar el eje hacia la proa para realizar el desmontaje del cierre exterior

Estos elementos constituyen una forma diferente del sellado del tubo de codaste a los ya nombrados sellos SIMPLEX o WAUKESHA LIPS.

• **Cierres bipartidos y enterizos.**

Los cierres de bocina cedervall pueden obtenerse en versión dividida (bipartida) ó entera para uso externo e interno.

Los cierres bipartidos tienen una brida de prensa y anillo de prensa de teflón en mitades que se juntan con pernos. Estos cierres son mas complicados, lo que implica que su producción es mas cara que la de los cierres de ejes enteros, pero tienen muchas ventajas desde el punto de vista de servicio. Es además muy ventajoso utilizar una versión dividida ya que semejantes cierres pueden desmontarse y montarse sin sacar el eje o la hélice, tampoco hace falta desarticular el acoplamiento del eje y empujar el eje hacia proa para realizar el desmontaje del cierre exterior bipartido.

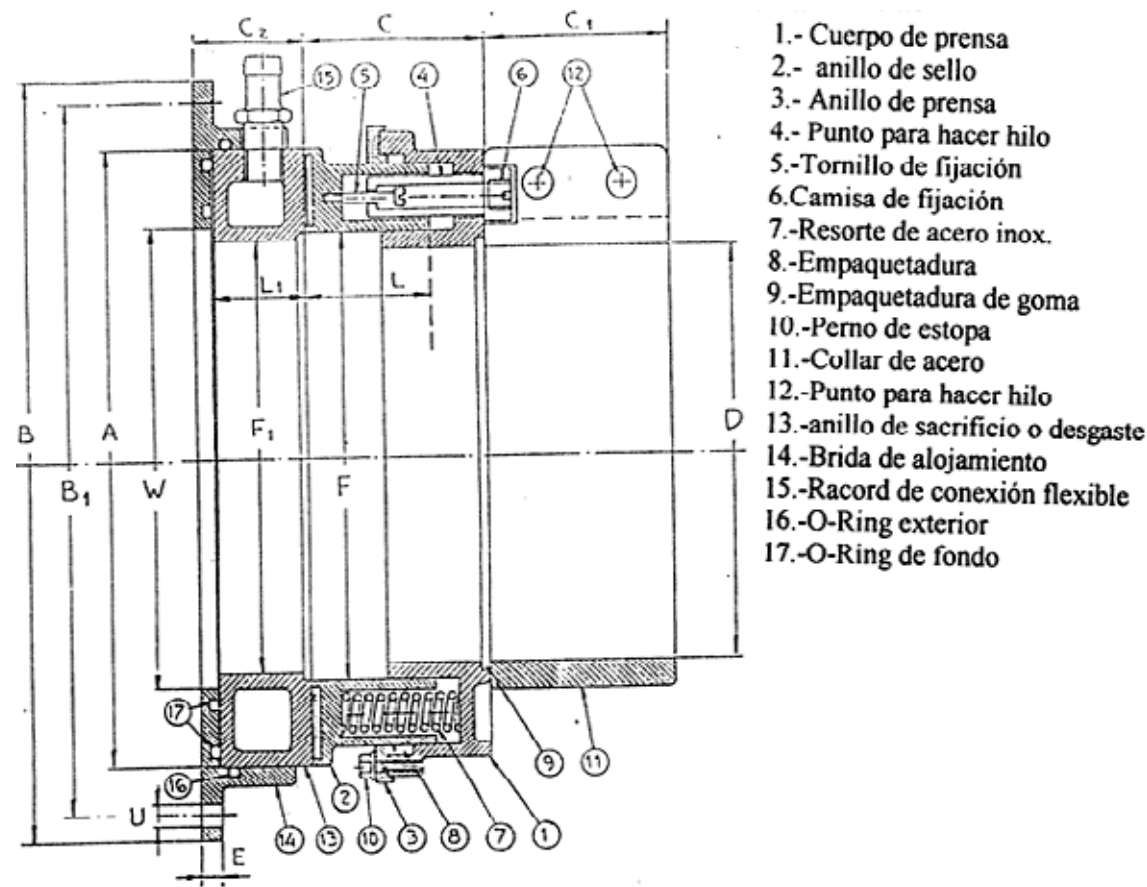


Figura N° 54, Sello de proa o interior

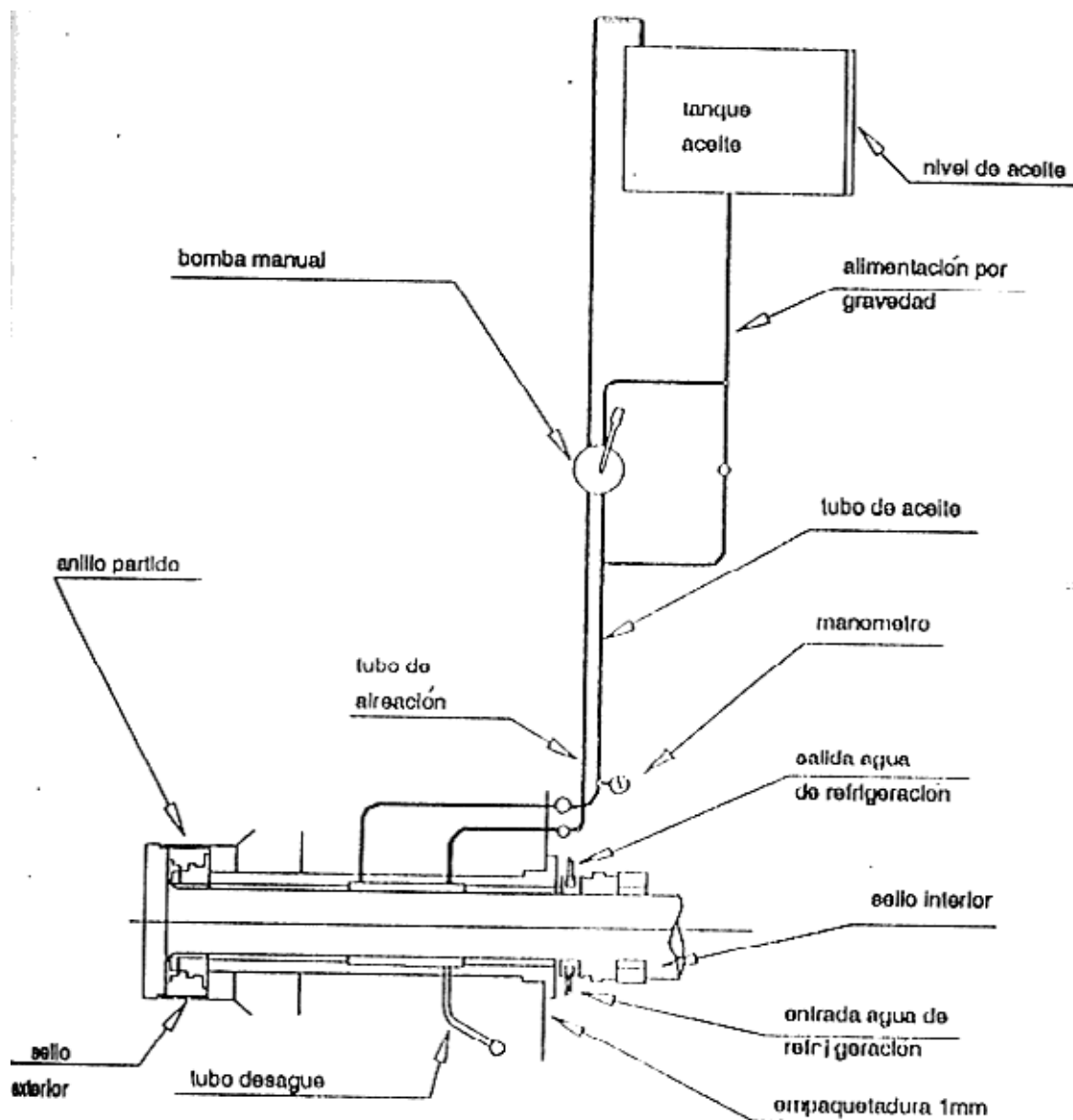


Figura N° 55, sistema de lubricación, sello CEDERVALL.

2.4.4.- Cambio anillos de sello.

Los cambios de anillos de sello es un trabajo muy común en la entrada a dique de los buques. Estos se producen aproximadamente a los dos años y medio de funcionamiento según la casa clasificadora, a menos que se presente alguna avería antes, que provoque su desmontaje. En estos sistemas muchas veces se debe realizar un desmontaje de timón, Hélice y acoplamiento para solo hacer un cambio de sello de proa. Lo anterior considerando que se

busca siempre tener la mas elevada precisión en el montaje de todos los elementos. El procedimiento a seguir se utiliza en astilleros ASENAV, durante una práctica, y es igual para los sellos del tipo SIMPLEX Y WAUKESHA LIPS.

- a) En caso de reparación, se fija el liner o camisa de los sellos, por medio de eslingas especiales. Con la ayuda de tecles, se mantienen suspendidas para soltar los pernos de fijación.
- b) Se procede a dismantelar los sellos en secuencia opuesta a la de colocación, trasladándolos al taller para su posterior inspección. Luego, se saca el liner y se limpian cuidadosamente, montándose con las nuevas piezas correctamente.
- c) Se saca el liner y se fijan en el tubo por medio de las eslingas o pernos para su montaje. Luego, se colocan los retenes en la posición que se encontraban (previa limpieza de estos),hay que tener en cuenta si el retén es de agua o aceite, esto se hace por medio de una inspección visual fijándose. Acto seguido y después de haber dado una limpieza a cada parte componente del sello, este se instala en el tubo codaste. Si fuese necesario cambiar un anillo de sello, antes de la debida fecha de inspección por la sociedad clasificadora, este puede cambiarse en un corto tiempo sin necesidad de entrar a dique.
- d) Cuando se instala un sello, se debe usar el aceite recomendado por el fabricante, para la lubricación del tubo codaste. Sin embargo, debe ponerse atención que el aceite elegido no influencie de manera peligrosa los anillos del sello. En las zonas de trabajo se cae en errores al momento de utilizar el aceite adecuado. Si bien usar un aceite no recomendado por el fabricante de vez en cuando entrega resultados, no es conveniente para la vida óptima de los sellos, lo mas adecuado es seguir las recomendaciones del fabricante. En la tabla N° 10.

e)

Tabla N° 10.

TIPO DE ACEITE	VISCOSIDAD A 50° C
CASTROL LIMITED	5,0-19,0
CHEVRON (STANDARD)	5,8-10,0
SHELL	1,8-13,0
TEXACO INC.	5,0-11,5
WISURA, BREMEN	5,6-10,5
ESSO	5,0-14,7
MOBIL OIL	5,0-31,4

NOTA: Cuando se llene el tubo de codaste se debe poner especial atención al hecho de que haya suficiente ventilación de aire para garantizar un completo llenado de aceite.

Cuando esta en normales condiciones de operación y se detecta que hay agua en el sistema, de esto nos podemos dar cuenta debido a la presencia de agua en el estanque de alimentación de aceite, se tendrá que actuar rápidamente y seleccionar otro tipo de aceite lubricante, el cual deberá tener la propiedad de poder lubricar en forma correcta ante la presencia de agua. Otro de los síntomas que nos pueden ayudar a detectar que existe una falla en el sellado del tubo de codaste es un aumento en la temperatura de operación de este.

CAPITULO III

METODOLOGIA EN LA ALINEACION DE LA LINEA DE EJES.

En este capítulo se revisan algunos de los factores externos más dominantes que influyen en la alineación de los ejes en servicio.

Podemos definir como alineación, el proceso de montaje de dos elementos móviles de tal modo que sus ejes de simetría presenten continuidad dentro de ciertos parámetros (tolerancias) preestablecidos.

Un trabajo de suma importancia en la instalación del sistema propulsor lo constituye el alineamiento de ejes, en donde debemos considerar cuatro posibles formas de alineamiento, las cuales son:

1. Método de alineamiento racional
2. Método de alineamiento óptico
3. Método de alineamiento con cuerda
4. Método de alineamiento mecánico

Para la selección del criterio de alineamiento se debe tener en consideración la etapa de realización del proyecto, ya sea de la etapa de proyecto y diseño (alineamiento racional), o en etapa de construcción de la embarcación (óptico, con cuerda o láser) y finalmente con el buque a flote (alineamiento definitivo o mecánico).

Las reglas de las sociedades de clasificación establecen en general que la alineación del eje, en lo posible tiene que proporcionar reacciones admisibles en los cojinetes y momentos flectores en el eje. Hay que demostrar con datos que la alineación del eje es tal, que las reacciones propias de los ejes se mantienen en todas las condiciones de funcionamiento.

Existen diversas situaciones y formas por las cuales el alineamiento debe ser hecho de manera muy cuidadosa, de las cuales podemos destacar las siguientes:

1. Aparecimiento de vibraciones en la línea de ejes
2. Como consecuencia, desgaste prematuro de descansos y riesgos de rotura de elementos por fatiga.

3.1.- Factores que influyen sobre la alineación del eje

- a. Efectos térmicos: Como la primera alineación de la línea de ejes tiene que efectuarse en frío, es esencial disponer de una precisión fiable de la magnitud de la diferencia de temperatura de cojinetes de la caja reductora con relación a los cojinetes de la chumacera, en condiciones normales de funcionamiento.
- b. Calado: En general la rigidez de la línea de ejes ha aumentado, y la del doble fondo se ha reducido, esto significa que la línea de ejes principal, especialmente en buques de gran tamaño, se ha hecho más sensible que antes a los cambios de calado y a la mar gruesa. Como la alineación de los ejes se realiza en condiciones de muy poco calado o incluso en el dique de construcción, es evidente que cualquier influencia importante sobre la alineación, debida a cambios en las deformaciones del doble fondo en diversas condiciones normales de carga del buque deben documentarse con el mayor cuidado, con el fin de obtener:
 - i. Las correcciones necesarias de la curva de alineación en la condición de armamento
 - ii. Las modificaciones necesarias posibles de la disposición del eje (por ejemplo, distancia de los cojinetes, o la rigidez de la estructura del doble fondo)
- c. Empuje: Las fuerzas de empuje excéntricas de la hélice introducen un momento flector (M.F) en el extremo de popa de la línea de ejes que disminuye gradualmente hacia el extremo de proa (véase figura N° 56 a). La magnitud y dirección del M.F., depende en gran parte de la geometría de la estela y de la hélice y pueden determinarse por pruebas con modelos.

La posición media del centro de empuje cambia con el calado y las condiciones de funcionamiento, especialmente en los grandes petroleros con diferencia de calado considerable entre las condiciones de carga y lastre, la magnitud y también en algunos casos la dirección del momento flector (M.F) pueden variar considerablemente.

El momento flector debido al empuje influirá principalmente sobre las reacciones de los cojinetes de la parte de popa de la línea de ejes. Especialmente la distribución de presión en el casquillo de la bocina puede variar con la condición de funcionamiento.

El descanso de empuje y su asiento pueden deformarse o inclinarse debido a la fuerza de empuje (véase figura N° 56 c), esta figura muestra la inclinación proa del descanso que se experimenta normalmente. Una inclinación similar del descanso de empuje, se produce en la mayoría de los casos durante la carga del buque, la inclinación del descanso de empuje puede dar lugar a una distribución no uniforme de empuje entre los segmentos de empuje de los cojinetes, lo cual induce un momento flector externo adicional (M.F.E) en la línea de ejes aplicadas en el collarín de empuje, (véase figura N° 56 b).

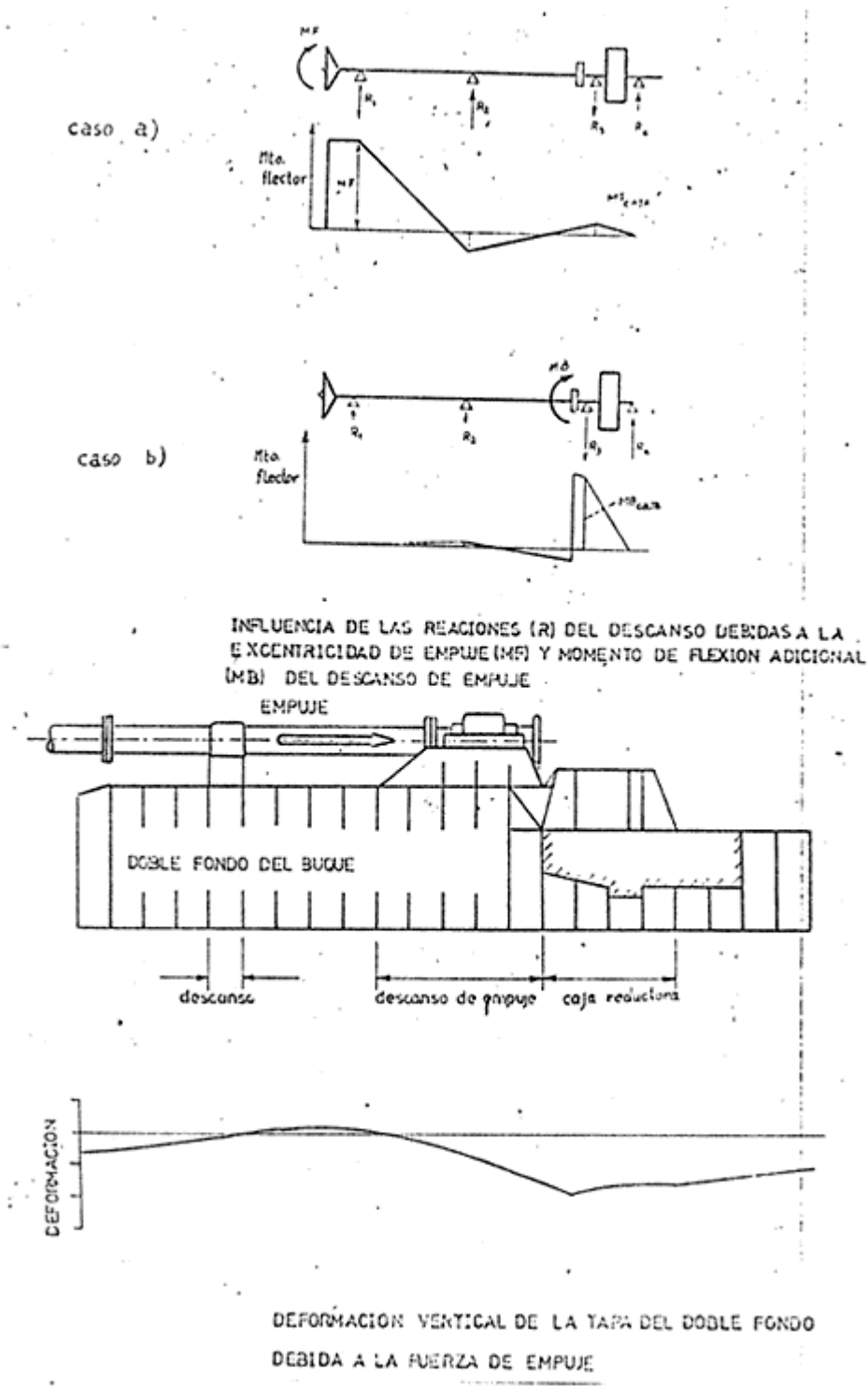


Figura N° 56

3.2.- Objetivos que debe conseguir una alineación aceptable.

De lo expuesto anteriormente se desprende que el alineamiento que se selecciona debe cumplir con las siguientes condiciones.

- 1) Asegurar que todos los apoyos (descansos) de la línea de ejes en todas las condiciones de servicio tengan reacciones positivas, es decir, que la línea de ejes se apoye siempre en la parte baja de su cojinete. Al aparecer una reacción negativa en cualquier condición de servicio, significaría que el eje estaría levantando el descanso, lo cual induciría un deterioro de este (calentamiento por falta de lubricación) y aparición de vibraciones que podrían conducir a la rotura de elementos por fatiga de material.
- 2) Se debe conseguir que la carga sobre los descansos del tubo codaste (bocina) sea lo más distribuida posible en todas las condiciones de servicio.
- 3) Asegurar que en todas las condiciones de servicio el efecto de la línea de ejes sobre el motor, es decir, la fuerza cortante y el momento flector transmitido a través del acoplamiento, sean totalmente aceptables para el fabricante del motor. Esto se logra haciendo que las diferencias de las reacciones de los descansos de proa y popa del engranaje del reductor sean mínimas.

Las condiciones descritas en los puntos 1; 2; 3 se pueden imponer a la línea de ejes, variando la altura de los descansos.

3.3.- Método de alineamiento racional.

Se entiende por alineamiento racional la realización de un estudio mas o menos complejo, ya que se considera las deformaciones del casco. Este estudio debe permitir determinar la posición mas adecuada de los descansos, elementos motores, etc.

Este método está basado en el análisis del sistema de ejes como una viga continua soportadas en múltiples puntos, los que representan los descansos, en una línea recta base, que es considerada como la línea central del sistema. El análisis racional del sistema de ejes, suele ser largo y complejo, lo que implica que normalmente se utilice un ordenador. Del análisis se obtiene la carga que soporta cada uno de los descansos y la variación de esta carga, al levantar o bajar cualquier descanso desde la línea base.

La línea relativa de los descansos respecto a la línea base puede ser usada como dato de entrada para el cálculo de:

- Deflexiones.
- Pendientes
- Fuerza de corte
- Momento flector en puntos específicos del sistema.

El alineamiento racional deberá ser tal que satisfaga las siguientes condiciones:

- a) Que se consiga una buena distribución de carga en los descansos.
- b) Que las reacciones de todos los descansos sean en lo posible positivas.
- c) Que tanto la carga como el momento flector no sean inferiores a los niveles aceptados.
- d) Que la diferencia de reacciones entre los descansos del engranaje reductor tengan un valor aceptable, determinado por el fabricante del reductor.

El cálculo para este tipo de alineamiento se realiza en la etapa de proyecto de la embarcación, se sabe que por resistencia de materiales se puede obtener la reacción de cada uno de los apoyos de la línea de ejes. Se debe siempre considerar que se desea obtener una curva suave de desplazamiento, para la determinada variación de descansos, ya que al variar la altura de los apoyos se produce una variación en los momentos a lo largo de toda la línea de ejes, lo que nos lleva a una variación en las reacciones en los descansos, y así estos desplazamientos llevan al material a esfuerzos que estén dentro del campo elástico (en la figura 57 se aprecia la posición de los descansos para la obtención de una curva suave).

Supóngase que se tiene una línea de ejes de “n” descansos y que el descanso i ésimo sufre un desplazamiento unitario, este desplazamiento traerá como consecuencia una variación en la reacción de un descanso cualquiera “K”, de este modo se definirá un factor S_{ik} como coeficiente de influencia que multiplicado por el facto de desplazamiento Δ_i dará el valor de la reacción R_{ik} en el descanso K motivado por dicho desplazamiento (véase figura 58).

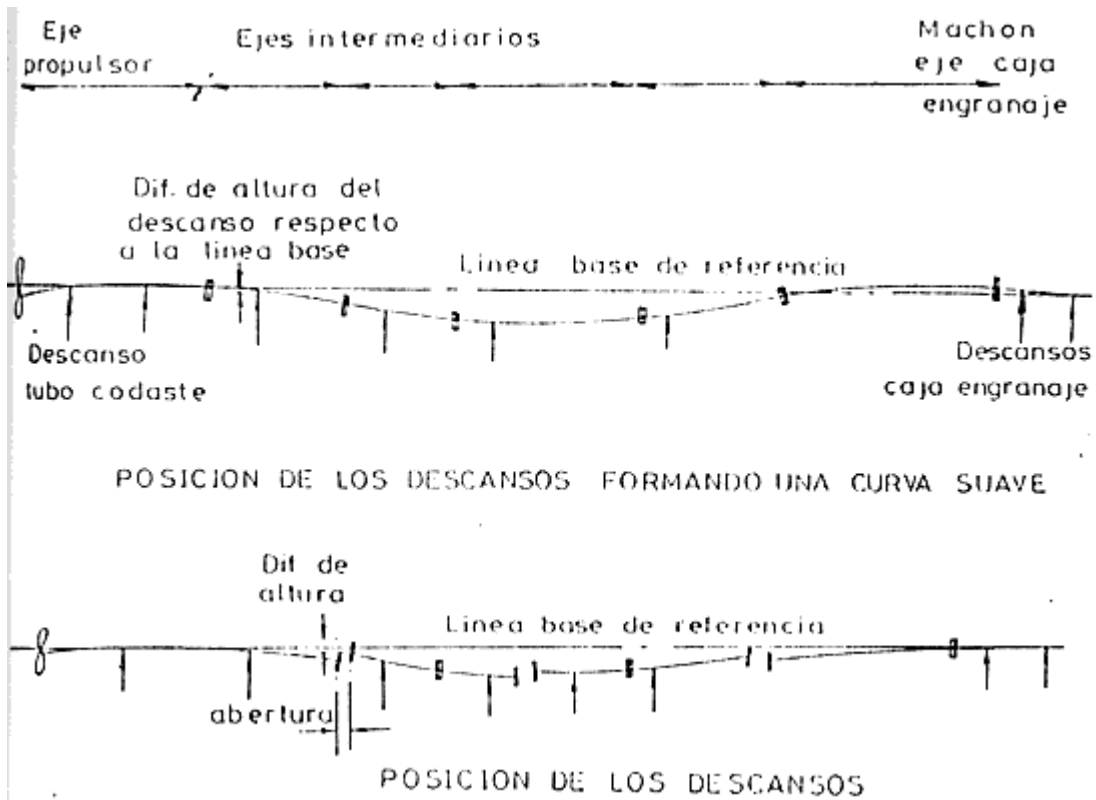


Figura N° 57.

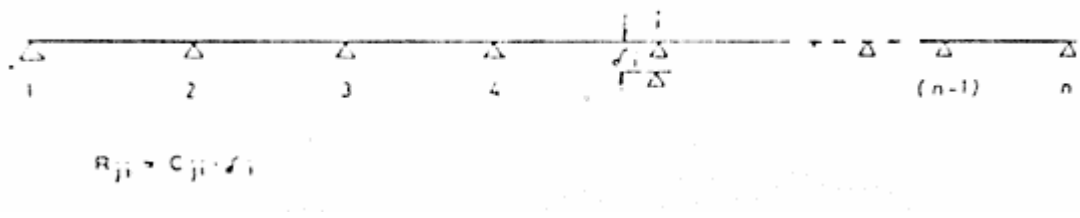


Figura N° 58.

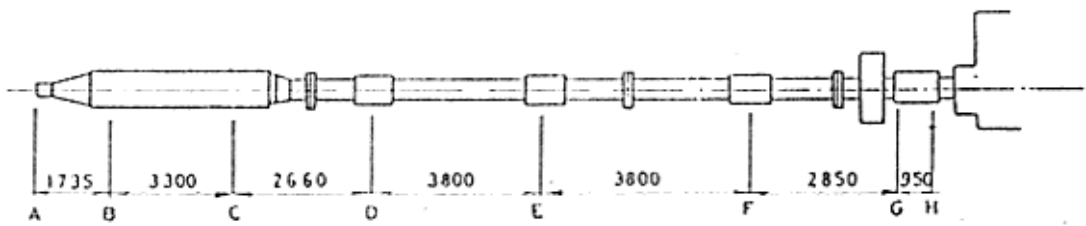
Para esto se considera que el coeficiente de influencia se calcula con el peso propio del eje y la carga de la hélice, obteniéndose una flecha o desplazamiento en sus apoyos, luego se procede a desplazar la posición de los descansos, la cual multiplicada por el coeficiente de influencia, da como resultado las reacciones correspondientes.

Imagínese ahora que todos los descansos tendrán un desplazamiento Δ , luego las reacciones en los descansos será la sumatoria de la variación producida por cada desplazamiento Δ_i en cada uno de los “n” descansos, de esta manera podemos escribir la matriz de los números de influencia.

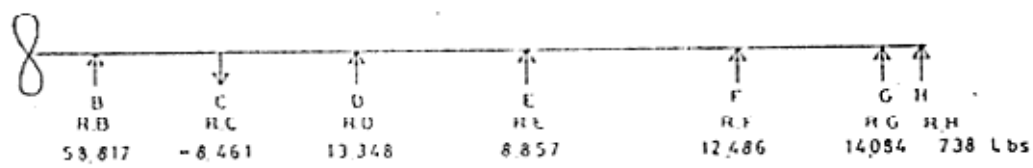
$$\begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & S_{13} & \dots & S_{1n} \\ S_{21} & S_{22} & S_{23} & \dots & S_{2n} \\ S_{31} & S_{32} & S_{33} & \dots & S_{3n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ S_{n1} & S_{n2} & S_{n3} & \dots & S_{nn} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \delta_1 \\ \delta_2 \\ \delta_3 \\ \vdots \\ \delta_n \end{bmatrix} \equiv \begin{bmatrix} R_1 \\ R_2 \\ R_3 \\ \vdots \\ R_n \end{bmatrix}$$

Si consideramos una línea de eje corta, en que la distancia entre el propulsor y el eje porta-hélice oscila entre 8-10 m, es evidente que no solamente las deformaciones de la viga buque la que influyen en las reacciones de los apoyos de la línea de eje, sino que también están presentes las deformaciones de la estructura del doble fondo, ya que es sobre esta estructura en la que se apoyan los descansos, que soportan la parte de la línea de ejes que se encuentra a proa del propulsor, zona de sala de máquinas.

En definitiva se trata de preveer la distribución racional de las reacciones, y la elástica de la parte de popa de la línea de ejes y porta-hélice, según apreciamos en la figura N° 59.



DISPOSICION DE LA LINEA DE EJES DE UN PETRO-
LERO DE 23.630 TONS.



DISTRIBUCION DE LAS REACCIONES EN LOS DES
CANSOS DE LA LINEA DE EJES.

Figura N° 59

El alineamiento racional implementado a través de un programa computacional permite:

- Aplicarlo a un sistema hiperestático con “n” descansos.
 - Calcular las reacciones en los descansos.
 - Calcular la deflexión angular del eje en los diversos apoyos.
 - Calcular los momentos flectores y tensión en el eje para los diversos apoyos.
 - Calcular los números de influencia para las chumaceras de apoyo
 - Calcular los valores de la flecha y abertura de flange para las uniones de plato cuando éstas se encuentran desmontadas.
 - Obtener un plan de alineamiento económicamente óptimo, de acuerdo a su planteamiento.
- Es decir, que además de ser la alternativa óptima desde el punto de vista económico, asegura que los valores de las variables en juego (reacciones, momento flector del eje, etc.) están dentro de un rango admisible.

3.3.1.- Verificación de la carga en cada descanso.-

- a) Una vez efectuado el alineamiento racional, se procede a verificar la carga que está soportando cada descanso. Para esto, se utiliza una gata hidráulica con indicador de carga. Una forma de realizar la verificación de la carga es la siguiente:

- 1) Se retira la tapa del descanso y se saca el casquete superior.
- 2) Se reinstala la tapa del descanso y se pone un reloj comparador fijo a ella de modo de poder medir el movimiento del eje respecto a la tapa, luego se ajusta a cero el comparador.
- 3) Se ubica la gata hidráulica en el eje inmediatamente adyacente al descanso, tan cerca como se pueda de él.
- 4) Luego se procede a subir el eje a intervalos constantes de carga, tomando la lectura del comparador en cada uno de ellos. De igual forma se procede cuando se baja el eje.

Los datos obtenidos se llevan a un gráfico de desplazamiento v/s carga, obteniéndose así una curva denominada curva de histéresis, como se muestra en la figura N° 60.

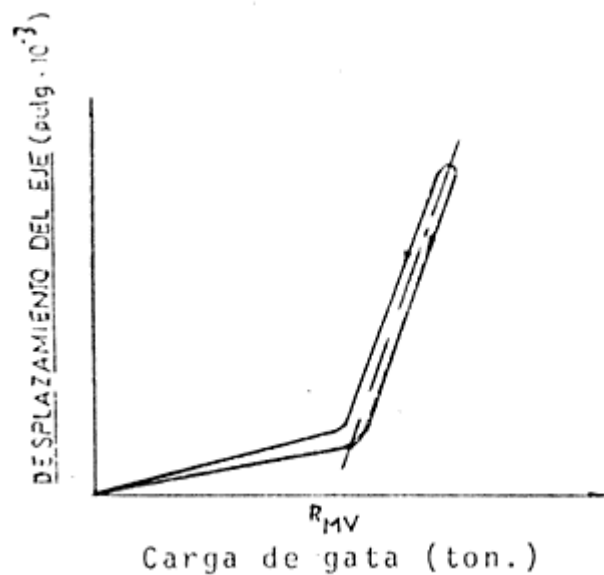


Figura N° 60

Como se puede apreciar en el primer tramo, la carga aumenta rápidamente respecto al movimiento del eje. Este representa la condición en la cual aún no se despega el eje del casquete inferior del descanso.

La pendiente del gráfico, se ve afectada por la flexibilidad del descanso y por el efecto de histéresis natural del sistema eje descanso. El punto en el cual la pendiente cambia, corresponde al momento en que el eje se despega del descanso.

La pendiente de la curva en el segundo tramo, representa el cambio de carga del descanso con respecto al movimiento vertical del eje, es decir, representa el coeficiente de influencia de ese descanso sobre si mismo.

La forma de obtener la reacción del descanso es proyectando la pendiente media del segundo tramo sobre el eje horizontal R.

Debido a que la carga del descanso se mide en un lado adyacente a él, esta carga se debe corregir por un factor de correlación entre los números de influencia medido y calculado. Por lo tanto se tendrá que:

$$R_{i_{real}} = P \times R_{mv}$$

Donde:

$$P = N_{i_{e/d}} / N_{i_{n/g}}$$

$N_{i_{e/d}}$ = Número o coeficiente de influencia del eje sobre el descanso (teórico)

$N_{i_{n/g}}$ = Número o coeficiente de influencia medido.

NOTA: este procedimiento se repite en todos los descansos

Podemos señalar,. Que generalmente se realiza otra operación, la que consiste en subir el eje hasta que se despegue del descanso y se vuelva a bajar. Con esto se logra disminuir la histéresis natural del sistema eje-descanso.

b) Verificación de la carga, utilizando además de la gata hidráulica, una celda de carga.

Debido a que la verificación mediante el sistema de gateo presenta algunos problemas tales como:

1. Que el sello del pistón transmite parte de la carga (del pistón) directamente sobre las paredes del cilindro, lo que distorsiona la lectura. Este error puede ser fácilmente de un 10% de la carga sobre la gata y puede ser considerable en la curva de histéresis cuando se grafica para determinar la reacción en los descansos.
2. Errores de medición por que la gata no se puede colocar en la línea del centro del descanso.
3. Que la presión calibrada en Lb de carga sobre la gata es rara vez tan buena como 1,0% de la carga total.

Incorporaremos una celda de carga (véase figura N° 61). La cual tiene una precisión de – 0,25 % del total de la carga y están estandarizadas con una histéresis especificada de no menos de 0,05 % de la carga. Esta celda de carga se conecta a un lector divisor que tiene un indicador digital.

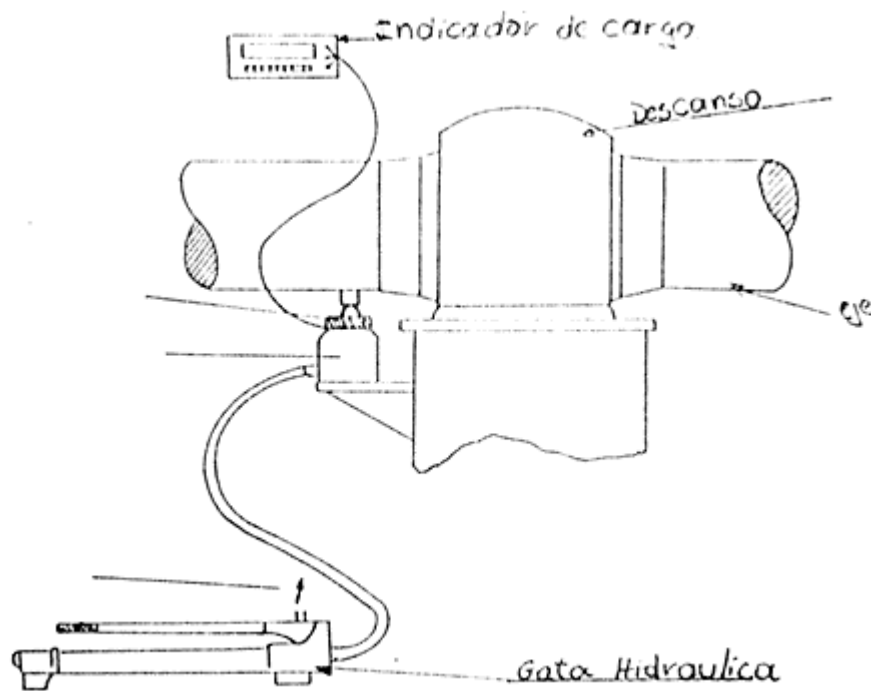


Figura N° 61

3.4.- Método de alineamiento óptico.

El alineamiento óptico es un método que permite cuantificar el Desalineamiento entre dos o más elementos separados entre sí.

Este método consiste en usar una línea recta de referencia formada por una línea visual, obtenida por medio de instrumentos ópticos, con lo que se asegura que todos los descansos queden en una línea recta. Las mediciones obtenidas pueden ser muy exactas, dependiendo del uso cuidadoso del mecanismo telescópico y de los aparatos utilizados.

Los instrumentos que han encontrado más aplicación en alineamientos ópticos, son aquellos desarrollados originalmente para mediciones geodésicas (niveles ópticos, teolitos), los cuales son especialmente adaptados para montarse en el extremo de la línea de ejes.

Este método tiene una amplia gama de aplicaciones, tales como:

- Comprobar la linealidad de superficie, alinear tuberías, descansos y verificar linealidades de una serie de perforaciones.
- Permite efectuar un alineamiento tanto vertical como horizontal.
- El método permite realizar el alineamiento en forma relativamente rápida, si se utiliza un blanco por cada estación a alinear, ya que en caso contrario se debe ir ubicando el blanco móvil en cada estación, previo un ajuste.
- No se ve afectado por las corrientes de aire, lo que permite utilizarlos en lugares abiertos obteniéndose medidas confiables.
- Permite realizar alineamiento con una precisión de $\pm 0,127$ mm.
- Durante el tiempo que dure el alineamiento no debe estar ningún equipo funcionando, ya que esto alteraría la medición debido a la sensibilidad del equipo.

- g) La mesa sobre la cual se instala el lente, debe ser lo más rígida posible, esto se debe a la sensibilidad del telescopio ante cualquier movimiento o deformación.

• **Supuestos bajo los cuales se efectúa el alineamiento óptico.**

- El alineamiento óptico se debe efectuar a una hora en la cual la deformación, debido a la temperatura, sea la mínima.
- El equipo o sistema al cual se le realiza el alineamiento óptico no debe sufrir deformaciones, ya que de lo contrario se podría perder parcialmente o totalmente el alineamiento efectuado.

Para proyectar el eje de acoplamiento se puede proceder de 2 maneras:

- a) Montar el telescopio de alineamiento fuera del buque, apuntando a través de los descansos del eje y el tubo de codaste hacia el acoplamiento del reductor. La base donde descansa el instrumento deberá soldarse al casco.
- b) Montar el instrumento telescópico por medio de un soporte tipo cruceta al flange de acoplamiento del mismo eje del reductor, o al machón del eje cigüeñal (al no existir reductor de velocidad en la línea de eje), de modo de apuntar a través del tubo codaste y descansos.

3.4.1.- Descripción general del alineamiento óptico.

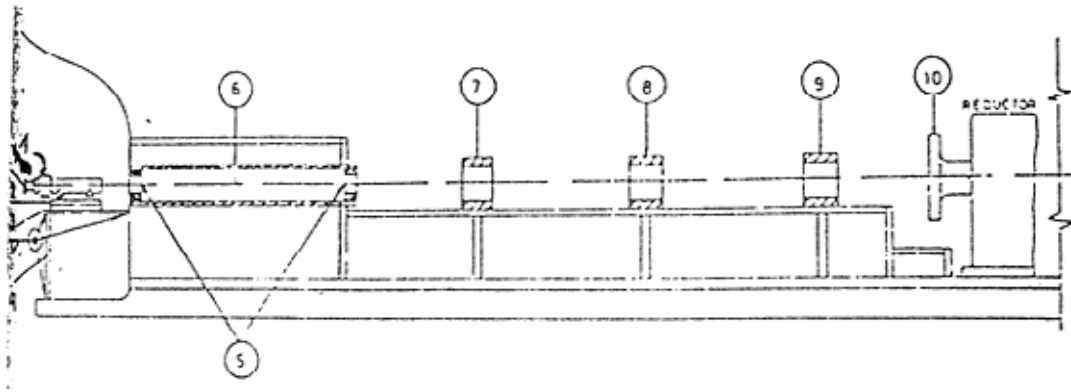


Figura N° 62

- | | |
|-------------------------|------------------------------|
| 1.- Telescopio | 5.- Porta blanco |
| 2.- Base del telescopio | 6.- Tubo codaste. |
| 3.- Mesa de montaje | 7; 8; 9.- Descanso |
| 4.- Columna de refuerzo | 10.- Machón de acoplamiento. |

Para efectuar un acoplamiento óptico se debe utilizar dos blancos fijos, que determinan la línea de referencia y blancos móviles que irán definiendo los centros físicos de las estaciones a alinear.

La idea es ubicar un blanco en cada una de las estaciones a alinear (descansos), ya que de esta manera se disminuye el tiempo necesario para efectuar el alineamiento.

El procedimiento para implementar y efectuar el alineamiento es el siguiente:

- Se posiciona el telescopio y su base, de manera que la línea óptica una los dos puntos de referencia dados por los blancos fijos (ubicados en los extremos del sistema a alinear).
- Fijar los micrómetros del telescopio en cero, mediante los tornillos de ajuste de la base del telescopio; centrar las líneas cruzadas en el blanco de referencia. Con esto queda establecida una línea visual.
- Ubicar el blanco móvil con su placa adaptadora en la estación siguiente al extremo opuesto del lente (figura N° 63), luego medir el desalineamiento existente entre la imagen del blanco intermediario y las líneas cruzadas del telescopio, con los micrómetros.
- Proceder de igual forma que en punto anterior, con las demás estaciones, teniendo presente la necesidad de comprobar la posición del telescopio con los blancos de referencia, en el transcurso de las mediciones.
- Finalmente, los valores obtenidos se llevan a un gráfico donde se decide la acción a tomar para lograr el alineamiento correcto.

• **Ventajas del método.-**

- a) Centrando el telescopio con los blancos en el tubo codaste y en el centro del machón de acoplamiento, podemos centrar cada uno de los descansos.
- b) Centrando el telescopio en el tubo de codaste y los descansos, podemos verificar si la máquina esta centrada.
- c) Centrando el telescopio con un blanco a popa del tubo codaste y el machón de acoplamiento, podemos ver si el extremo de proa del tubo de codaste esta fuera del la línea.
- d) Centrando el telescopio con un blanco a pro y el machón de acoplamiento, podemos ver si el extremo de popa del tubo codaste esta descentrado.

- **Desventajas del método.-**

- a) El alineamiento debe efectuarse con el buque en dique, con lo que las condiciones son diferentes a las existentes con el buque a flote, por las deformaciones que se producen en el casco al estar el buque en las camas de la varada. Se debe considerar que este método sirve como una primera aproximación, debiendo efectuarse de todas maneras una verificación del alineamiento con el buque a flote.
- b) Debe efectuarse un desmonte completo de la línea de ejes, para usarse como referencia los descansos (o bocinas) del tubo codaste, desde el exterior y el machón del eje de salida de la caja de reducción de engranajes.

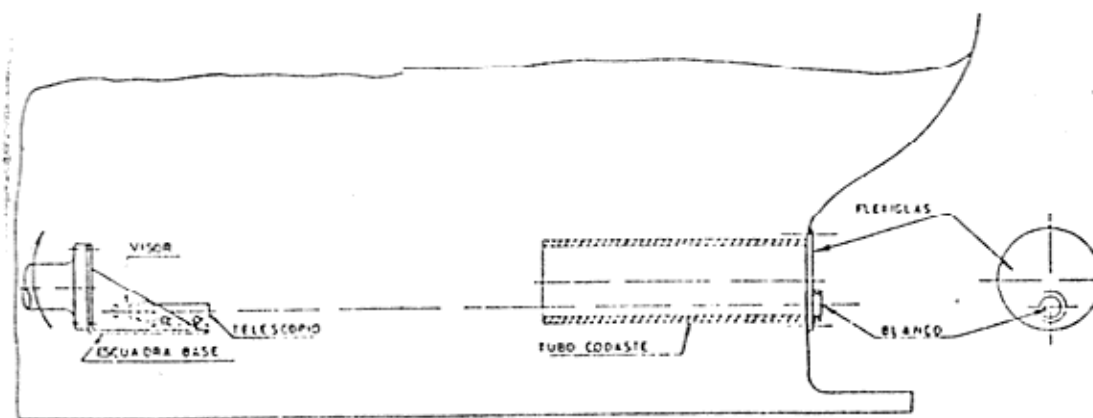


Figura N° 63

3.4.2.- Disposición para buscar el desalineamiento del tubo codaste con respecto a la maquinaria.

El telescopio es montado sobre el flange de acoplamiento del eje usando un soporte especial (figura N° 64).

Esto consiste en un disco (1), con una escuadra soldada (2), y los soportes (3), para el telescopio y dicho instrumento es asegurado en los soportes para los anillos (4).

Para rotar el eje durante el alineamiento del telescopio es usado un disco (7), asegurado al flange del soporte por perno (8).

Los tornillos (5), permiten el ajuste angular del soporte para traer al eje del telescopio a la posición paralela con respecto a la línea central del eje, ajustando los tornillos (9), permite el soporte ser desplazado en el plano del flange del eje, para hacer coincidir el eje del telescopio con la línea central del eje. Los pernos (6), sirven para asegurar el soporte al flange de acoplamiento del eje.

El procedimiento para efectuar este alineamiento es el siguiente:

- Se ubica la base de la escuadra en el machón de acoplamiento, sobre la base del telescopio.
- En el extremo de popa del tubo de codaste se coloca un disco de flexiglass.
- Sobre el disco de flexiglass se pone un blanco en el cual proyectamos un punto a través del telescopio, observando mediante el viso.
- El centro proyectado lo marcamos sobre el flexiglass, esta marca se realiza cada 45° (en 4 puntos).
- Se unen los centros no consecutivos y obtenemos el centro óptico.
- Este centro óptico lo comparamos con el centro físico del tubo codaste y se mide la diferencia entre los centros, además, el centro óptico nos sirve para trazar sobre la cara de popa del tubo de codaste un círculo que será la base para obtener la diferencia, mediante tornos portátiles.

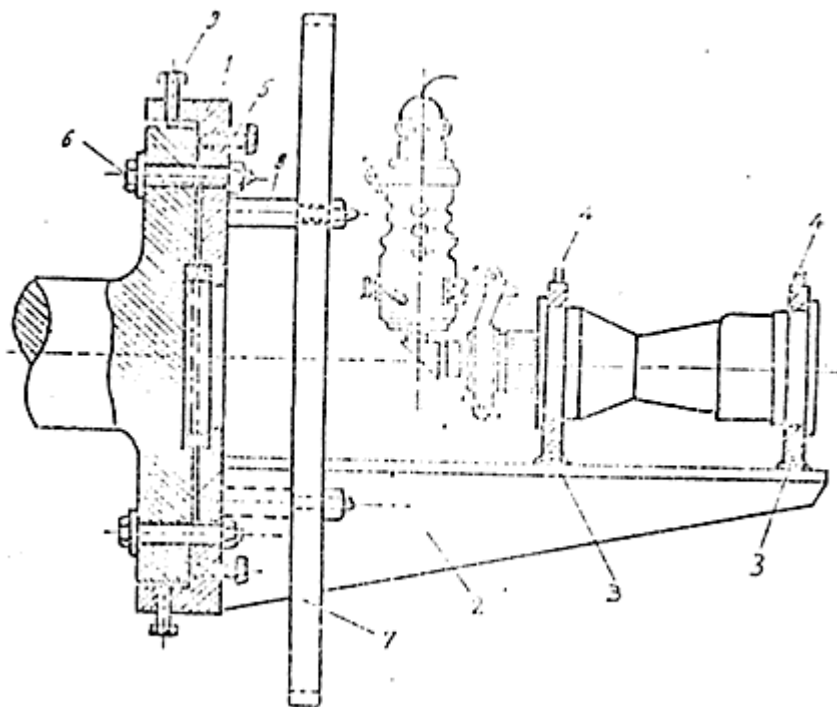


Figura N° 64, Telescopio montado en el flange del eje

3.5.- Método de alineamiento con cuerda

Aunque el uso del alambre de acero está casi totalmente descartado en la alineación de la línea de ejes, todavía se usa y con resultados satisfactorios, en embarcaciones pequeñas. De todas maneras su uso es necesario por que una vez determinada la línea de centro, con el alineador óptico, láser o cualquier otro instrumento, se extiende un alambre de acero de

aproximadamente 1/64" de diámetro, para servir de referencia al soldador, durante el procedimiento de unión de los elementos soldados del sistema de propulsión.

Este método se puede aplicar tanto para un alineamiento horizontal como vertical, ambos partiendo de la línea de referencia preestablecida.

El método de alineamiento con cuerda consiste en colocar una cuerda tesa y centrada en los descansos extremos que sirven como línea de referencia para todos los descansos intermedios, según podemos apreciar en la figura N° 65. Este método es usado preferentemente cuando es pequeña la longitud del alineamiento horizontal, la flecha de la cuerda es despreciable y su rigidez es tal que se puede identificar con una línea recta.

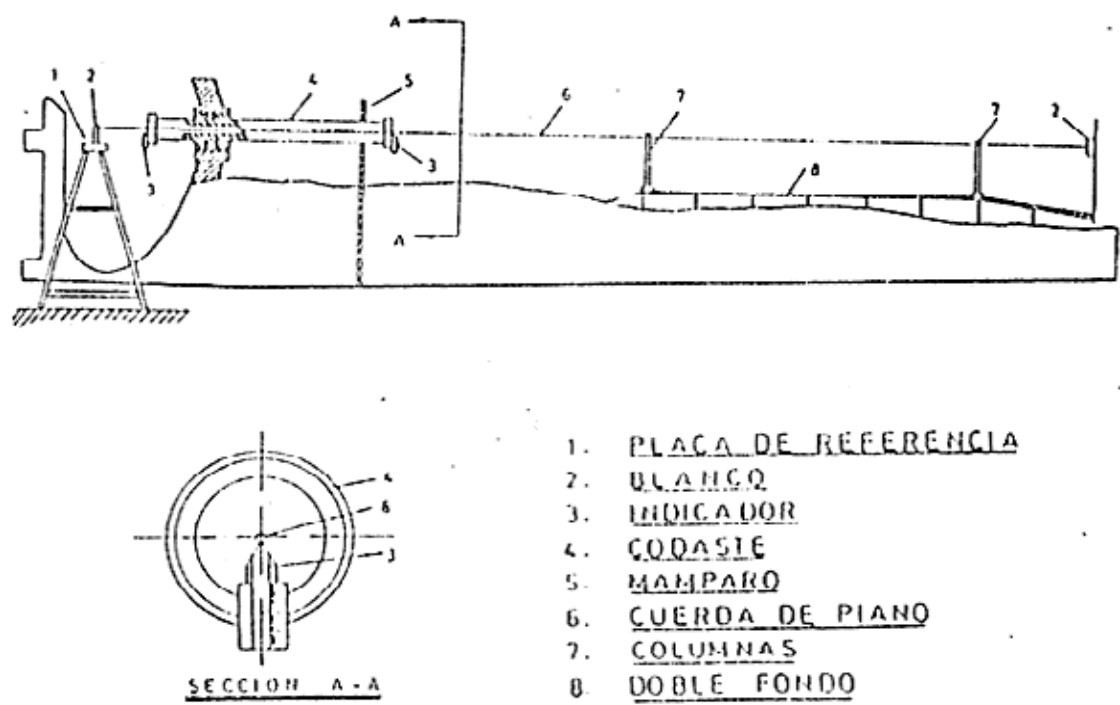


Figura N° 65

Cuando se puede utilizar este procedimiento es excelente desde el punto de vista práctico, teniendo siempre en consideración que para obtener un alineamiento satisfactorio la distancia ala cual están ubicados los elementos y/o equipos es superior a 3 m de largo, los valores obtenidos con el micrómetro de interior deben ser corregidos de acuerdo a la tabla de configuración catenaria, véase tabla N° 11 “flechas de cuerdas tensionadas”, previa tensión de la cuerda.

Tabla N° 11

DISTANCIA DEL SOPORTE		TABLA DE FLECHAS DE CUERDA TENSIONADA, MOSTRANDO LOS VALORES PERMISIBLES DE LA FLECHA EN ALINEAMIENTO CON CUERDA																			
		DISTANCIA ENTRE SOPORTES EN PIES																			
en Pies		12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	44	46	48	50
1		1.5	2.0	2.0	2.5	3.0	3.0	3.5	3.5	4.0	4.5	4.5	5.0	5.0	5.5	5.5	6.0	6.5	6.5	7.0	7.0
2		3.0	3.5	4.0	4.5	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0	9.0	9.5	10.0	10.5	11.0	11.5	12.5	13.0	13.5	14.0
3		4.0	5.0	5.5	6.5	7.5	8.5	9.0	10.0	11.0	12.0	13.0	13.5	14.5	15.5	16.5	17.0	18.0	19.0	20.0	20.5
4		4.5	6.0	7.0	8.0	9.5	10.5	11.5	13.0	14.0	15.0	16.5	17.5	19.0	20.0	21.0	22.5	23.5	24.5	26.0	27.0
5		5.0	6.5	8.0	9.5	11.0	12.5	14.0	15.5	17.0	18.5	20.0	21.0	22.5	24.0	25.5	27.0	28.5	30.0	31.5	33.0
6		5.6	7.0	9.0	10.5	12.5	14.0	16.0	17.5	19.5	21.0	23.0	24.5	26.5	28.0	30.0	31.5	33.5	35.0	37.0	38.5
7			7.0	9.0	11.5	13.5	15.5	17.5	19.5	21.5	23.5	25.5	27.5	30.0	32.0	34.0	36.0	38.0	40.0	42.0	44.0
8				9.5	11.5	14.0	16.5	19.0	21.0	23.5	26.0	28.0	30.5	33.0	35.0	37.5	40.0	42.0	44.5	47.0	49.5
9					12.0	14.5	17.0	20.0	22.5	25.0	27.5	30.5	33.0	36.5	39.0	41.0	43.5	46.0	48.5	51.5	54.0
10						14.5	17.5	20.5	23.5	26.5	29.5	32.0	35.0	38.0	41.0	44.0	47.0	50.0	53.0	56.5	59.5
11							17.5	21.0	24.0	27.5	30.5	34.0	37.0	40.0	43.5	46.5	50.0	53.0	56.5	59.5	63.0
12								21.0	24.5	28.0	31.5	35.0	38.5	42.0	46.0	49.0	52.5	55.5	60.0	63.5	67.0
13									25.0	28.5	32.5	36.0	40.0	44.0	47.5	51.5	55.0	59.0	63.0	66.5	70.5
14										28.5	33.0	37.0	41.0	45.0	49.0	53.5	57.5	61.5	65.5	69.5	74.0
15											33.0	37.5	42.0	46.0	50.5	55.0	59.5	63.5	67.5	71.5	77.0
16												37.5	42.0	47.0	51.5	56.0	61.0	65.5	70.5	75.0	79.5
17													42.5	47.5	52.5	57.0	62.5	67.5	72.5	77.0	82.0
18														47.5	53.0	58.0	63.5	69.5	74.0	79.0	84.5
19															53.0	59.5	65.0	71.5	76.0	81.5	86.5
20																58.5	64.5	70.5	75.0	80.0	85.0
21																	64.5	70.5	77.0	83.0	89.5
22																			77.5	84.0	90.5
23																					91.5
24																					91.5
25																					91.5

Los valores de corrección están en milésimas de pulgadas.

Como es necesario tomar en cuenta la flecha de la cuerda, bajo su propio peso, esta se puede calcular con la siguiente fórmula:

$$Y \approx \frac{Px(1-X)}{2T}$$

Donde:

Y= Flecha en el punto bajo investigación en mm.

P= Peso de la cuerda por metro de longitud en kg.

X= Distancia desde el punto bajo consideración al punto final en metros (m).

T= Carga en kg.

L= longitud de la cuerda en metros (m).

La flecha de la cuerda en el punto medio es:

$$Y \approx \frac{P \times L^2}{2T}$$

Para efectuar el alineamiento con cuerda se necesitan algunos elementos adicionales, además de la cuerda, tales como, elementos de fijación, dinamómetro (si el alineamiento es horizontal), micrómetro de interior (para fijar la posición de los descansos respecto a la línea de referencia).

Con todos estos elementos podemos proceder el alineamiento de los elementos intermedios (descansos) y se procede como se indica a continuación:

- Se ubican los descansos en los lugares previamente establecidos.
- Se mide con el micrómetro interior la distancia que hay desde la cuerda a distintos puntos del descanso.

• **Suposiciones bajo las cuales se aplica el alineamiento con cuerda.-**

Para realizar el alineamiento con cuerda de acero y obtener buenos resultados, se debe considerar:

- a) Que exista un paralelismo entre los elementos extremos a alinear.
- b) Que la cuerda sea colineal con la línea de centro de los elementos extremos.

• **Desventajas en el empleo del método.**

- a) La catenaria que se produce puede dar como resultado un alineamiento defectuoso. Este será mayor mientras mayor sea el peso del cable y la distancia que separa los elementos

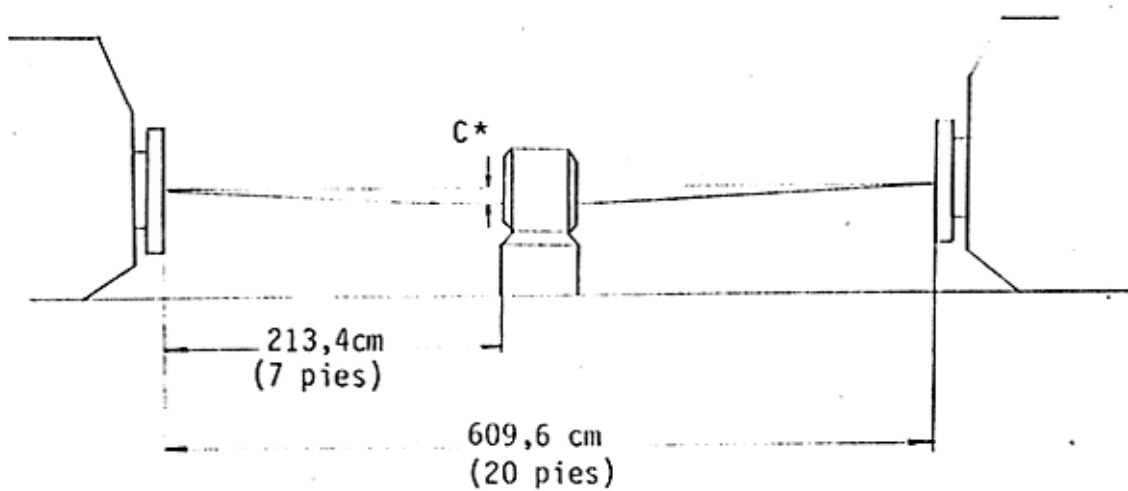
extremos. Para asegurar un buen alineamiento deben corregirse las medidas de acuerdo con la tabla de configuración catenaria específica para cada tipo de cuerda.

- b) Debido a la gran movilidad (vibración) y sensibilidad a los contactos accidentales y corrientes de aire. Se hace difícil apreciar el contacto con los instrumentos de medición por efecto de su vibración.
- c) La cuerda se puede cortar o formar una parábola.

- **Ventajas del empleo del método.-**

- a) Permite alinear elementos tales como descansos, tubos, etc., tanto en forma vertical como horizontal.

- **Ejemplo de cálculo.-**



El valor de corrección se obtiene intersectando la columna correspondiente a 20 pies de distancia entre soporte, con la fila que corresponde a 7 pies de distancia del soporte.

El valor de corrección será según la tabla de 13,5 milésimas de pulgada.

3.6.- Método de alineamiento con láser.-

Otra forma de alineamiento es el sistema con “rayo láser”, el cual esta acorde con el avance tecnológico y es usado para encontrar el eje teórico de la línea de ejes, de esta manera dicho eje es marcado en ciertas partes del casco y son usados como guías para corregir ajustes de la línea de ejes.

El principio básico del sistema consiste en que un emisor de rayos láser, es montado en un eje o acoplamiento, describe un círculo al ser girado. El centro de este círculo es siempre el eje de rotación de los rodamientos de la maquinaria.

En estos sistemas se utilizan dos emisores de rayos láser y dos detectores, combinados en dos unidades (“x” e “y”). Las dos unidades se montan una frente a la otra en los ejes, o acoplamientos coincidentes. Comparando las lecturas, obtenemos una respuesta directa sobre como están posesionados los ejes respecto uno del otro.

Se emite un rayo láser desde la máquina estacionaria “y”, que muestra el sentido de rotación de este acoplamiento, mientras el detector “x” mide la concentricidad entre los dos acoplamientos. El detector “y” se coloca en la maquinaria estacionaria midiéndose el rayo láser que se emite desde la unidad “x” en la máquina al ser movida. Comparando las dos lecturas se puede determinar el error angular (paralelismo) entre los ejes de rotación.

Con este método se puede simplificar el proceso de medición, se debe considerar que:

- a. Se debe mirar siempre hacia la máquina estacionaria desde la máquina a ser movida.
- b. Cuando el equipo se encuentra en posición 9 (véase figura N° 66), se debe poner en cero la pantalla. (detector)

Para evitar errores, la luz es proyectada cuando se ha llegado a una etapa definitiva en la construcción o reparación del buque, de modo que las siguientes operaciones habrán sido completadas antes de que la proyección sea hecha.

1. En la región del sistema de ejes, hacia arriba e incluyendo la cubierta superior, todo el trabajo de soldadura y ajuste en el casco haya sido completado.
2. Las pruebas de estanqueidad hayan sido efectuadas en todos los compartimentos y tanques en la región del sistema de ejes y en la parte de popa del buque.
3. Las bocinas del eje han sido ajustadas y aseguradas

Esta es una de las técnicas más avanzadas en alineamiento de ejes y es desarrollada por SKF con el nombre de DIGILASER-COMBI.

En el trabajo de reparación de buques, la necesidad de ejecutar la línea central óptica del eje, nace como consecuencia del reemplazo de la estructura de cuadernas y planchaje del casco, las cuales pueden haber traído algún cambio en la posición de la maquinaria principal y descansos del eje.

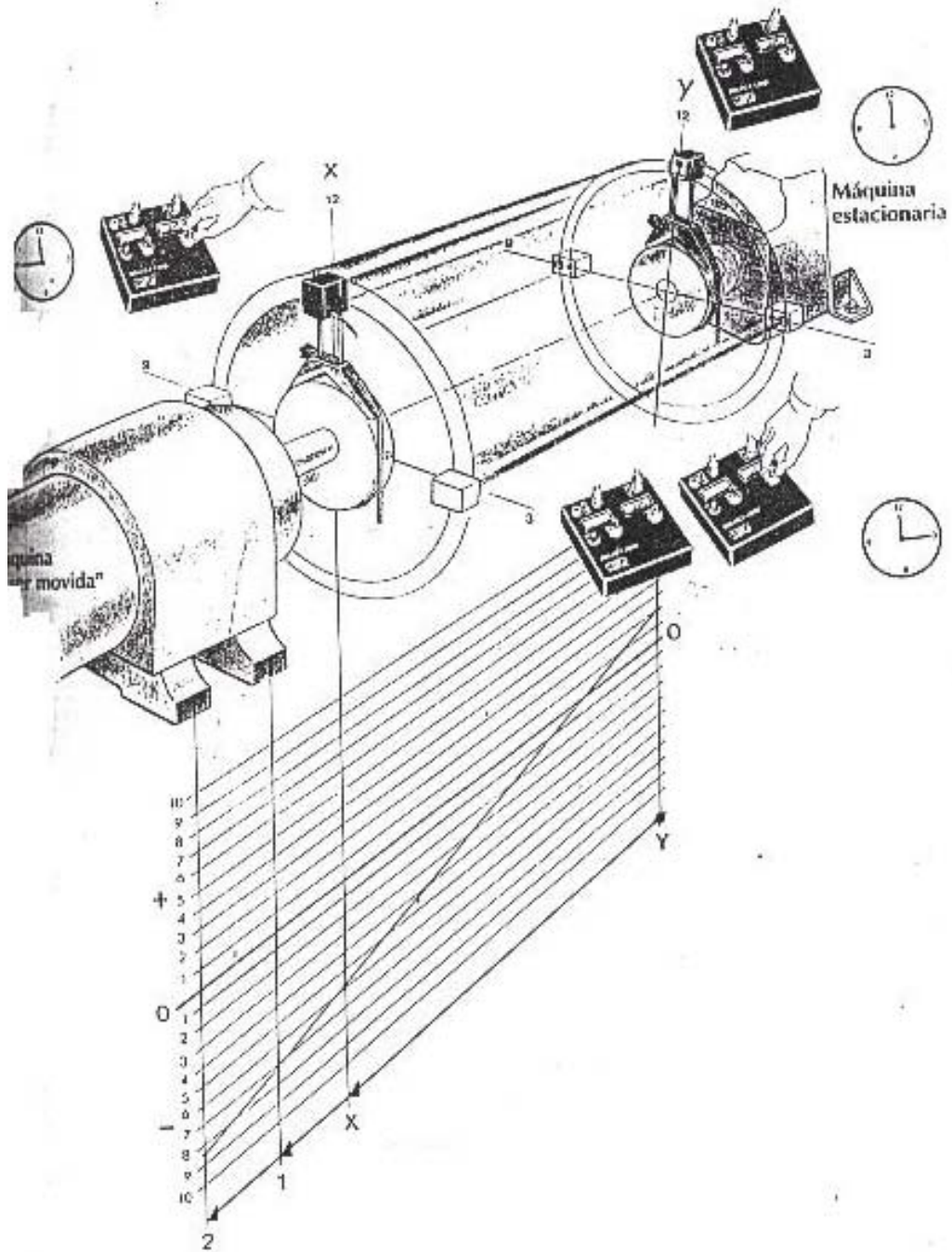


Figura N° 66, método DIGILASER-COMBI

En otras palabras, al reparar el buque el método de luz tiene que ser usado, cuando la línea central teórica de la línea de ejes tiene que ser restablecida.

Otra forma de alineamiento con rayo láser, es la tradicional ubicación del aparato de proyección láser en la parte de popa por fuera de la embarcación (figura N° 67)

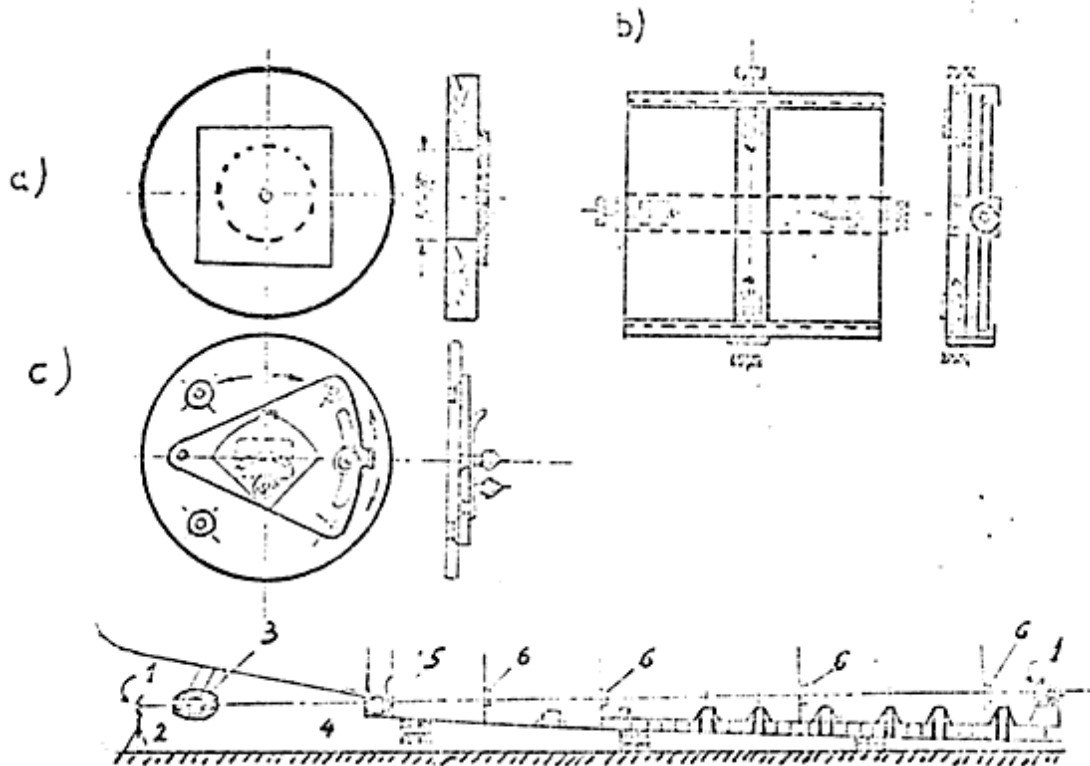


Figura N° 67, Proyección de una luz para determinar el eje de la línea de ejes (a, b, c, blancos)

En la bocina, tubo de codaste, o mamparos transversales, a través de los cuales pasa la línea de ejes, se ubican placas de madera, ellas tienen aberturas de 50 –70 mm de diámetro; los blancos están asegurados a estas placas. A menudo se usan blancos con paneles ajustables, por que ellos se pueden ajustar fácilmente al rayo de luz.

Mirando a través de la abertura (1), figura N° 67 y procediendo sucesivamente desde popa hacia proa, o viceversa, las aberturas en las miras intermediarias (2; 3; 4; 5 y 6), están alineadas para coincidir con el rayo de luz usando los blancos extremos como referencia.

Cuando ha sido establecida una línea óptica a través de todos los blancos, se trazan círculos de control sobre superficies anulares del tubo de codaste y sobre el mamparo transversal. Para verificar la seguridad de la operación, el rayo de luz es proyectado otra vez después de que los círculos de control han sido trazados.

Habiendo proyectado la luz a través de los blancos se hace una verificación para ver si la luz está en línea con la línea central del motor de la maquinaria principal.

Cuando no se desea mover la maquinaria principal, es necesario (si es posible), cambiar la base para la operación de alineamiento, para adoptar el círculo de control sobre la bocina, dibujado durante la construcción del barco y otro círculo de control en el mamparo de la sala de máquinas.

Si tales círculos de control no han sido dibujados, o el eje de la caja de reducción puede ser tomado como un punto de referencia, el otro punto de referencia es el extremo trasero del tubo de popa. Los blancos alineados son montados como corresponde, las aberturas de los blancos son hechas para coincidir en los centros geométricos de la superficie de la base.

3.7.- Alineamiento paralelo y angular de las caras del flange

El alineamiento de la línea del sistema de propulsión al flange de transmisión marina (flange de la caja reductora), debe tener una tolerancia específica, para una satisfactoria vida de servicio de la transmisión. Las exigencias al alinear el flange de transmisión al flange del eje, es que deben estar dentro de limitaciones específicas paralelas y angulares. Esto debe ser cumplido mientras el eje esta colgando libremente de su punto de soporte al punto de un montaje de la transmisión marina.

Podemos distinguir dos tipos de desalineamiento en los flanges

- Desalineamiento paralelo.
- Desalineamiento angular.

El desalineamiento paralelo ocurre cuando la línea central de la transmisión y del flange del eje están paralelos, pero no coincidentes (véase figura N° 68)

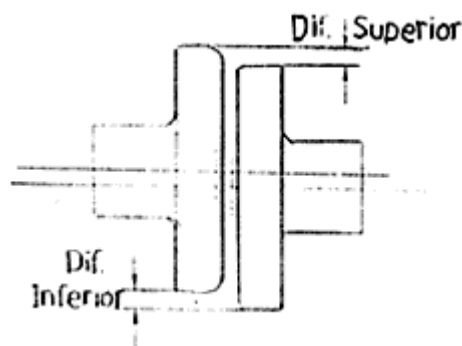


Figura N° 68

El desalineamiento angular ocurre cuando los centros de la transmisión marina y el flange del eje no están paralelos (figura N° 69)

También podemos encontrar un tipo de desalineamiento combinado, donde se presentan los dos casos anteriores en forma simultanea. (figura N° 70)

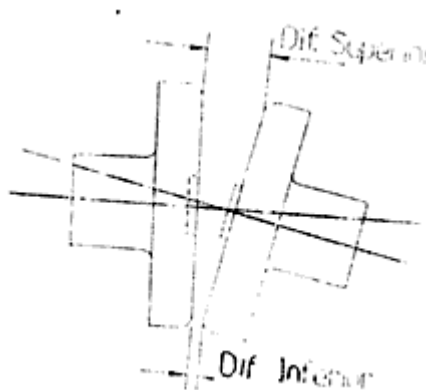


Figura N° 69

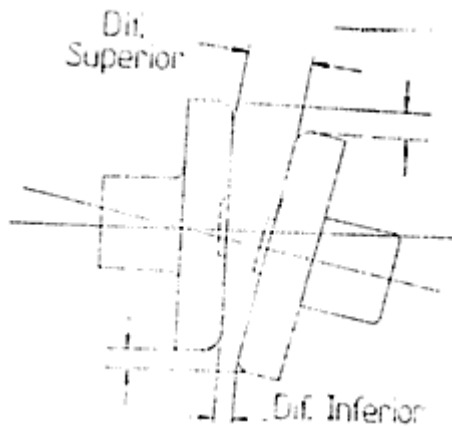


Figura N° 70

3.7.1.- Alineamiento paralelo de las caras del flange.-

Se toman las diferencias de medidas en los diámetros, debido a la excentricidad de los flanges en cuatro puntos igualmente espaciados y marcados con A; B; C; D., como en la figura N° 71. Se debe hacer un ajuste apropiado de la posición con los pernos de la máquina localizados en la transmisión marina, ajustados a una tolerancia de 0,172 mm de diferencia de medidas e diámetro. Cuando esta condición se ha alcanzado se encajan las superficies de los flanges pilotos llevando al eje propulsor y el flange del eje hasta 4,5 mm aproximadamente de separación de las caras en todos los puntos alrededor de diámetro de los flanges.

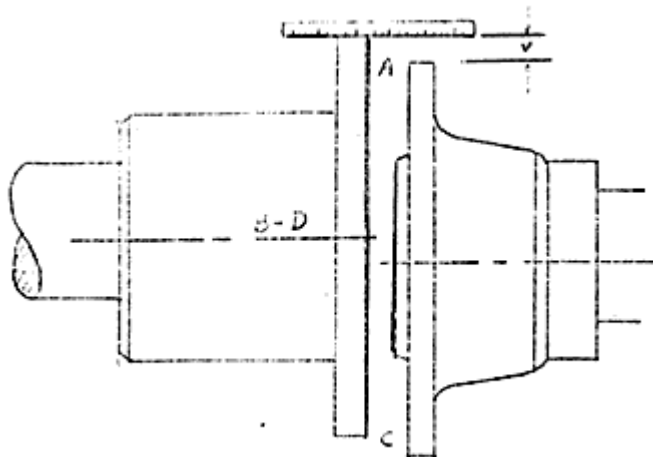


Figura N° 71, Alineamiento paralelo

3.7.2.- Alineamiento angular.-

Ajustada la posición de la maquinaria y la transmisión puede ahora ser hecho el alineamiento del flange de transmisión marina, a un apropiado ángulo o posición de alineamiento de las caras de los flanges. Usando un FEELER se toman medidas de separación de las caras de los flanges en cuatro posiciones igualmente espaciadas(A; B; C; D. Figura N° 72). Ahora se tabulan las lecturas de las mediadas, se comparan estas lecturas tomadas

diametralmente opuestas de 1 a 3 y de 2 a 4 y se sustrae la lectura menor de la mayor, por ejemplo, si 1 es 5,00 mm., y 3 es 4,75 mm., entonces se resta 4,75 de 5,00 mm., dando como resultado 0,25 mm. La diferencia resultante es proporcional a la cantidad de desalineamiento angular de las caras.

La tolerancia admisible para el desalineamiento es de 0,005 mm por centímetro de diámetro del flange del eje. Si la lectura de la diferencia de separación excede de este valor, la maquinaria y la transmisión marina deben ser movidas por un perno guía de deslizamiento, hasta la tolerancia requerida. Se verifican todas las lecturas de alineamiento, se colocan los pernos en los flanges y se prepara el soporte de la maquinaria principal para el aseguramiento final de la estructura del buque.

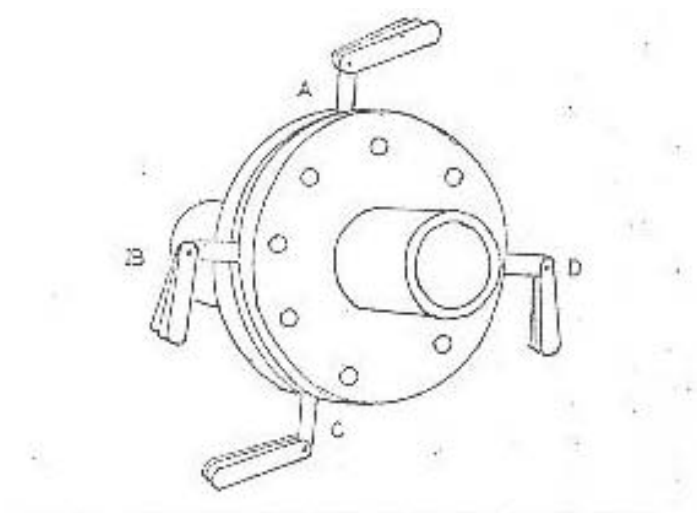


Figura N° 72, Alineamiento de las caras del flange

3.8.- Alineamiento mecánico.-

Es el método más usado en la industria naval. Este método se realiza estando el buque a flote y por lo general es precedido por un alineamiento óptico o cuerda de acero y se aplica una vez que los elementos están instalados, pero sin haber acoplado los machones.

La finalidad es corregir la posición tanto de los descansos como del motor (si es factible), de tal forma que se anulen las cuñas y caídas entre los machones adyacentes.

El equipamiento necesario para efectuar el alineamiento con este método es el siguiente:

1. Relojes comparadores
2. Reglas y Feeler.
3. Lainas de relleno
4. Tacle cadena para permitir colocar o sacar lainas.

Con la utilización, en forma independiente de las dos primeras, se obtienen los valores de las cuñas y caídas de los machones adyacentes, que permitirán posteriormente determinar el desalineamiento existente.

Podemos decir que existen dos métodos para efectuar este alineamiento:

- a. Método de los diales.
- b. Método Feeler y regla.

3.8.1.- Métodos de los diales.-

En este método se pueden diferenciar dos casos; estos dependen de la disposición de los relojes carátulas para efectuar la medición.

- 1) Montar los diales con las abrazaderas porta reloj en el eje de uno de los equipos que se esta alineando, con un reloj ubicado en el sentido vertical y el otro axial, ambos tocando el machón opuesto (figura N° 73).
- 2) Montar los diales con las abrazaderas porta reloj en los ejes de cada unidad que se va a alinear. (figura N° 74).

Para el método de los diales se debe realizar el procedimiento de la siguiente forma:

- Se instalan los diales según A ó B.
- Se ajustan los diales s cero
- Se gira el eje en 360°, tomando la lectura a intervalos de 90°.
- Graficar los valores obtenidos para determinar la medida de corrección. Esta se obtiene según sea el caso de la siguiente manera.

CASO I

Desalineamiento Angular

$$\alpha = \frac{\text{Luz superior-luz inferior}}{\phi \text{ del machón}}$$

Desalineamiento Vertical

$$\text{Corrección paralela} = \frac{\text{Dif de altura superior} - \text{Dif de altura inferior}}{2}$$

CASO II

Desalineamiento Angular

$$\alpha = \frac{\text{Lectura sobre el eje móvil} - \text{Lectura sobre el eje fijo}}{2 \text{ veces la distancia entre machones}}$$

Desalineamiento Vertical

$$\text{Corrección paralela} = \frac{\text{Lectura sobre el eje móvil}}{2}$$

Relojes comparadores

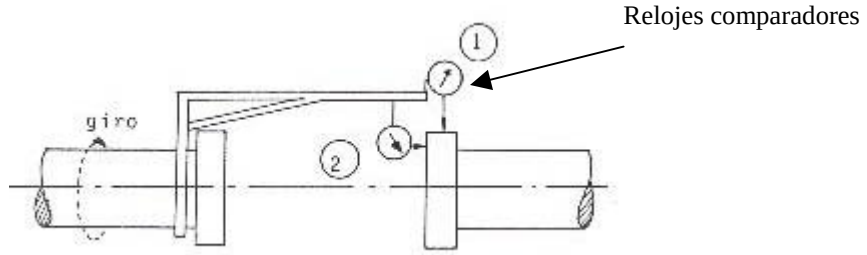
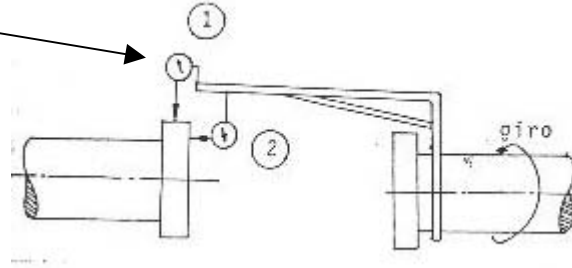


Figura N° 73

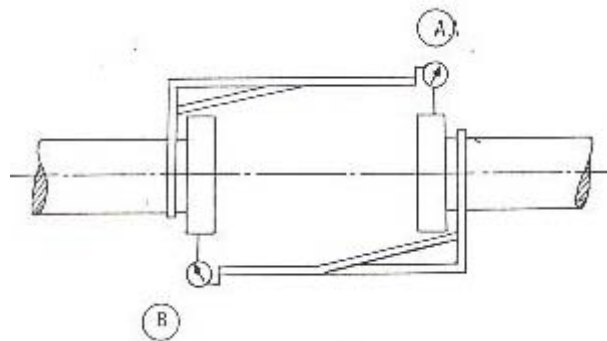


Figura N° 74

3.8.2.- Método Regla Feeler.-

Para aplicar el método regla Feeler, se debe proceder de la siguiente forma.

- Colocar la regla a lo largo de los centros de los machones de acoplamiento, operación que debe realizarse en 4 puntos equidistantes (cada 90°), de esta forma estamos verificando el desalineamiento vertical.
- Para verificar si existe desalineamiento angular se utiliza el feeler. La medición se debe realizar en cuatro puntos al igual que en el caso anterior (cada 90°).

CAPITULO IV

PROBLEMAS Y SOLUCIONES MAS FRECUENTES DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA PROPULSOR

4.1.- Rotura en ejes (mas frecuentes).-

Las causas más frecuentes que producen averías en los ejes propulsores son las camisas defectuosas y lo más grave es la ruptura en la región del cono.

La ruptura del eje propulsor y la consecuente pérdida de la hélice, es siempre un acontecimiento grave, especialmente si ocurre en viaje con el buque cargado, pues además de la pérdida de la hélice e inutilización del eje, el buque se ve en la obligación de ser remolcado para arribar al punto mas próximo, donde deberá descargar para poder entrar a dique.

La ruptura del eje propulsor en el cono ocurre de un modo general, debido a procesos de fatiga provenientes de dos causas principales a saber:

1. Vibraciones torsionales.
2. Hélice desapretada.

Sobre la primera causa, es materia de muchos estudios e investigaciones, las cuales han sido realizadas para equilibrar correctamente los problemas relacionados a los varios tipos de vibraciones. Este fenómeno se analizará en el capítulo VI con mayor profundidad.

La segunda causa es debida a un apriete insuficiente de la hélice en el respectivo cono del eje. Esto puede suceder por un descuido de montaje o por un deficiente ajuste de las superficies cónicas del eje y del núcleo o de la chaveta en la respectiva ranura y por lo tanto siempre se debe examinar con cuidado y a fondo el ajuste del cono y el apriete correcto de la hélice.

La hélice no suficientemente apretada acaba por deslizarse sobre el cono, ampliando las trepidaciones y las vibraciones torsionales y sus efectos de fatiga, además de forzar la chaveta que acaba mordiendo la respectiva ranura provocando concentraciones de tensiones y generando puntos de inicio de fractura.

En fin, la hélice suelta facilita la penetración de agua salada en el cono y lubricando las superficies favorece el martilleo, el desgaste de material y la corrosión que lo llevan a la ruptura.

4.2.- Fatiga y daño.-

Los principales tipos de fatiga y daño son encontrados en los ejes de empuje y ejes intermedios, son la fatiga de los descansos y la formación de aristas, marcas de rasguños y desgaste en los mismos; fatiga y desgaste de los rodamientos de empuje; deformación de los

orificios de los pernos en las bridas; corrosión; agrietamiento; doblamiento y fractura de los ejes.

En los ejes de cola, además de las formas de daños enumeradas anteriormente, puede que acontezca el debilitamiento y daño de la camisa, daño de los hilos (contracción, mella), daño del chavetero en la parte cónica del eje de cola, fracturas, las cuales acontecen principalmente en la transición de la parte aconicada hacia la parte cilíndrica.

La fatiga de los cojinetes conduce a la reducción del diámetro y a la formación de cojinetes elípticos o aconicados.

La formación de aristas ocurre cuando la acción de fatiga afecta solo aparte de la longitud del cojinete.

El daño de las superficies del cojinete que aparece en forma de marcas de rasguño y desgaste es causado principalmente por partículas duras, las cuales penetran hacia el espacio muerto entre el descanso y su cojinete. El desgaste también puede acontecer si acaso los revestimientos del cojinete comienzan a deshacerse.

Los orificios de los pernos en las bridas pueden llegar a estar deformados como resultado del desalineamiento de la línea de ejes, debido a la no-observancia de los procedimientos correctos al tensar los pernos.

Los agrietamientos en los ejes pueden resultar a partir de concentraciones de tensión local, tensiones térmicas, impactos, baja calidad del material (descascaramiento, porosidad), defectos de soldadura (en la soldadura de fusión o corrección). Las tensiones pueden ser provocadas por la forma incorrecta de los componentes (radio de filete incorrecto, aberturas, etc.), corrosión local, desalineamiento del juego de ejes y tensiones térmicas provocadas por un alza en la temperatura debido a lubricación insuficiente. No se puede permitir que los agrietamientos permanezcan en el eje y deben ser reparados de una vez.

Los ejes de cola trabajan bajo condiciones más difíciles que otras partes de la línea. Si acaso la hélice ha padecido de corrosión o daño de erosión o, especialmente, si acaso una de las palas de la hélice se ha llegado a fracturar, el equilibrio de la hélice esta trastornado y las fuerzas flectoras periódicas adicionales creadas, las cuales provocan tensiones adicionales en eje de cola.

Las tensiones flectoras en el eje de cola se ven incrementadas cuando el barco navega sin cargamento o lastre debido a la excentricidad del empuje de la hélice, resultado de la aparición parcial de la hélice.

La fatiga de las camisas del tubo codaste, y particularmente el cojinete de mas a popa, provoca el doblamiento del eje de cola y un incremento en la amplitud de las tensiones flectoras.

Los factores principales que contribuyen a las dificultades operacionales con las cuales la hélice tiene que soportar, son la acción corrosiva del agua de mar, acción de fuerzas alternantes de flexión, impacto del hielo, objetos flotantes o fondo del mar.

La principal razón para la fractura de los ejes de cola en las áreas de transición desde la parte cónica a la cilíndrica es la fatiga de corrosión del material.

Después de un período relativamente largo, los agrietamientos cruciformes aparecen sobre la superficie del eje de cola entre las camisas. Ellos son provocados por la acción prolongada de las tensiones torsionales.

4.2.1.- Determinación del daño y fatiga.-

Los ejes, descansos y otras partes del juego de ejes, los cuales han de ser separados de acuerdo a un estudio preliminar de defectos, son llevados al taller donde ellas son limpiados de la suciedad y oxidación y se les proporciona una inspección mas completa.

Ejes de empuje, ejes intermedios y ejes de cola, son examinados externamente para encontrar cualquier fisura, corrosión, torcedura y otros defectos, los cuales pueden estar presentes.

El resultado de la fatiga axial es encontrado mediante la medición de los descansos con un compás micrométrico. Las mediciones son realizadas en dos planos mutuamente perpendiculares, como mínimo en tres puntos a lo largo de los descansos.

La máxima elipticidad y conicidad permisible de los descansos de ejes intermedios y de las camisa de ejes de cola son:

1. Para los ejes de cola con los mismos diámetros: la conicidad va desde 0,40 a 0,70 mm, elipticidad desde 0,3 a 0,6 mm.
2. Para los ejes intermedios con diámetros desde 120 mm a 500 mm: elipticidad desde 0,25 a 0,45 mm, conicidad desde 0,25 a 0,5 mm.

Si comparamos los valores dados de fatiga con los valores máximos permisibles, puede tomarse la decisión si reparar o no.

Para examinar la condición del descanso de empuje, el eje de empuje es montado en las puntas de un torno. La presencia de deformación y fatiga es verificada con micrómetros y compases de cuadrante. La necesidad de reparación de los orificios en las bridas axiales es determinada mediante la aplicación de un calibrador de corredera, compás de calibre o un compás de diámetros. Los orificios más grandes (en ejes grandes) son medidos con un compás micrométrico o con un compás de diámetros utilizados en conjunto con un indicador calibrador de espesor.

La condición del hilo de la tuerca de la hélice en el eje de cola es verificada, y así lo es también el hilo de la tuerca de la hélice misma. La condición del hilo puede ser determinada a

simple vista, mediante la medición del perfil del hilo, o mediante la instalación de una tuerca experimentalmente en el eje de cola. El hilo debería ser liso sin porciones estropeadas. La tuerca debería recorrer toda la longitud del hilo bajo el torque normal de apriete; las tuercas sueltas son reemplazadas. La tuerca cuando es atornillada contra el eje de la hélice sin forzamiento (sin martillar la llave de tuercas), debería tener la totalidad de la superficie de empuje en contacto con el eje.

Al examinar los chaveteros en las partes cónicas de los ejes de cola, se pone atención a la condición de los costados y los bordes del chavetero. Si acaso los costados están distorsionados o en caso contrario dañados, y el daño se extiende a mas del 25% de la longitud o más del 30% de la profundidad del chavetero, las reparaciones serán necesarias. El incremento permisible de la anchura del chavetero es de un 10% de la anchura nominal.

Si acaso aparecen fisuras sobre la superficie de los ejes, su extensión y profundidad deberán ser determinadas. Entonces el diámetro mínimo aceptable del eje es calculado y, es comparado con el diámetro que sería obtenido si acaso las fracturas fueran completamente eliminadas mediante la reparación del eje en la zona dañada.

Si el cálculo muestra que el eje todavía será suficientemente fuerte después de eliminar a máquina los agrietamientos, este método de reparación es recomendado. En caso contrario, las fisuras deberán ser soldadas.

El problema de reparar las fisuras en la parte cónica del eje de cola, o en la parte cilíndrica en el área de transición, depende del espacio muerto entre la hélice y la bocina del tubo de codaste. Si la parte cónica después del trabajo a máquina se encuentra que son suficientes, y si el espacio muerto entre la hélice y la bocina del codaste es normal, el trabajo a máquina puede ser recomendado. En caso contrario se debe usar la soldadura para reparar las grietas.

4.3.- Mecanizado de los ejes y reparación de los hilos en eje de cola.-

4.3.1.- Mecanizado de los ejes.-

Si los descansos de los ejes están gastados y por lo tanto han llegado a ser elípticos o cónicos mas allá de los límites permitidos, o si hay daño de superficie en las camisas (fisuras, rayas, muescas, cavidades) y descanso de empuje, o si es detectado un juego mayor de lo permisible, las camisas y los descansos deben ser reparados y pulidos.

Ahora si las camisas de los ejes de empuje e intermedios pueden ser reparados hasta un diámetro el cual no será menos que el diámetro de las porciones no sostenidas del eje, entonces se permite la reparación, puesto que la cuestión de la reducción general de la rigidez del eje no se alterará. Sin embargo, una reducción mayor de los diámetros de las camisas la rigidez del eje es ve debilitada, y por lo tanto las operaciones de maquinado deben ser reconsideradas.

Los orificios de guía de un eje son utilizados para montar el eje en un torno, si estos no estuviesen, se asegurarán a las bridas unos discos con orificios.

Al trabajar en torno las camisas, es necesario, no mover el eje del torno, y verificar, si es necesario, trabajar en el torno la cara de la brida y margen hacia las dimensiones de las otras bridas, y rectificar el paso de guía en la brida. Al trabajar en torno el paso de guía, el anillo de brida debería ser montado en caliente y trabajado en torno, en conjunto con la brida.

Al tornear las superficies de trabajo de los ejes de cola, la parte cónica deberá ser medida y, si es necesario, trabajarla en torno. El hilo para la tuerca de la hélice debe ser suavizado.

En los ejes reparados las siguientes mediciones de holgura son aceptables:

1. En camisas, descansos y línea de guía menos de 0,03 mm.
2. En las caras de la brida y caras de collarines de empuje menos de 0,015-0,02 mm.
3. En márgenes de brida, no más de 0,01 mm por cada 10 mm de diámetro de brida.
4. En las porciones sin apoyo de eje 0,1 mm.

La concavidad de la cara de brida no debería exceder los 0,05 mm; la convexidad no está permitida.

La elipticidad y conicidad permisibles de las espigas de ejes intermedios y mangas de ejes de cola después de las reparaciones siguientes:

1. Para los ejes de cola con diámetros de 120-500 mm: la elipticidad desde 0,02 a 0,05 mm, la conicidad desde 0,03 a 0,06 mm.
2. Para ejes intermedios con los mismos diámetros: la elipticidad desde 0,02 a 0,04 mm, la conicidad desde 0,02 a 0,05 mm.

Si el daño de corrosión en las conicidades del eje de cola es profundo, la conicidad puede ser pulida. Este tipo de reparación es aconsejable si un reemplazo de la hélice o del acoplamiento está contemplado a corto plazo.

4.3.2.- Reparación de los hilos en los ejes de cola.-

El hilo del eje de cola es verificado y reparado al mismo tiempo que las camisas o descansos son trabajados a máquina. Los bordes levemente mellados del hilo pueden ser eliminados mediante rabarbado de una capa delgada del material. Si el daño es local, puede repararse el daño mediante limadura manual, teniendo la precaución de que no menos de la mitad de la altura del perfil del hilo sea dejada y que la longitud del hilo afectado sea menos que el 60% de la circunferencia y la longitud total de los hilos reparados, de esta manera no sea más del 15% de la longitud total del hilado. El daño mas serio al hilo es eliminado mediante el corte de un nuevo hilo al siguiente diámetro mas pequeño y preparando una tuerca nueva que calce.

Si acaso el diámetro del hilo no puede ser reducido, el hilo debería ser reparado mediante un depósito soldado eléctricamente sobre las porciones afectadas del hilo, o sobre toda el área del hilo, con el subsecuente trabajo a máquina. El hilo en la tuerca debería corresponder al hilo en el eje de cola y debería ser liso y continuo. Las muescas individuales sobre los bordes de la tuerca deberán ser limadas.

4.4.- Reparación y reemplazo de las camisas del eje de cola.-

Las camisas pueden ser reparadas para eliminar la elipticidad, conicidad y daño de la superficie, teniendo cuidado en que el espesor remanente de la camisa no sea menos que el 50% del espesor original.

El espesor mínimo de una nueva camisa se determina a partir de la siguiente ecuación:

$$T = \frac{d + 235}{32} \text{ mm.}$$

Donde:

t= espesor mínimo de la camisa ,en mm.

d= Diámetro del eje de cola, en mm.

En barcos pequeños con diámetros de eje de cola no mayores a los 120 - 150 mm., pueden ser utilizadas camisas de latón, por ejemplo, el latón al manganeso y el latón al manganeso-hierro. Estas aleaciones pueden ser utilizadas solo con cargas livianas. Además, ellas no se desempeñan muy bien en el flujo de agua de mar, debido a su tendencia a la dezincificación.

Las bocinas de codaste revestidas con metal antifricción son lubricadas con aceite, por lo tanto las camisas de ejes de cola de acero-níquel, pueden ser utilizadas con ellas. Las camisas de eje de cola en los barcos grandes pueden alcanzar una longitud de 3 - 4 metros. Fundir tales mangas es muy difícil y pueden acontecer grandes errores en su trabajo a máquina. Además, calzar tales camisas largas en el eje de cola involucra dificultades y separación entre la camisa y el eje de la hélice. Por lo tanto, la camisa es hecha en secciones separadas, cada una de tres a cuatro diámetros axiales de longitud, ellas son calzadas en el eje en sucesión, siendo sus extremos subsecuentemente rotados en un torno. Este es un método conveniente y satisfactorio de unir los extremos, y es ampliamente utilizado en los astilleros de reparación de barcos de la marina mercante. El siguiente procedimiento tecnológico puede ser recomendado para calzar camisas compuestas de eje de cola.

Las secciones fundidas de la camisa son acabadas a máquina en sus superficies internas y de los extremos, según lo apreciado en la figura N° 75. Esto es seguido mediante la prueba hidráulica de las secciones bajo una presión de 1,5 atmósferas. El eje en el cual las camisas han de ser calzadas es montado horizontalmente en bloques de madera. Las secciones de la

camisa son calentadas en cajas especiales de calentamiento a $300^{\circ} - 400^{\circ} \text{ C}$, verificando su expansión diametral a la vez. Una expansión diametral de $1 - 1,5 \text{ mm}$ sobre el diámetro axial es suficiente para mover las camisas fácilmente a lo largo del eje. Las camisas son deslizadas sobre el eje utilizando cintas provistas para este propósito sobre las cajas de calentamiento y después de posicionarlas en sus lugares deseados en el eje, ellas son enfriadas con aire comprimido, desde el extremo que estará en contacto con la próxima sección de la camisa; así las uniones de la camisa van a unirse al eje antes de que las partes remanentes de cada camisa.

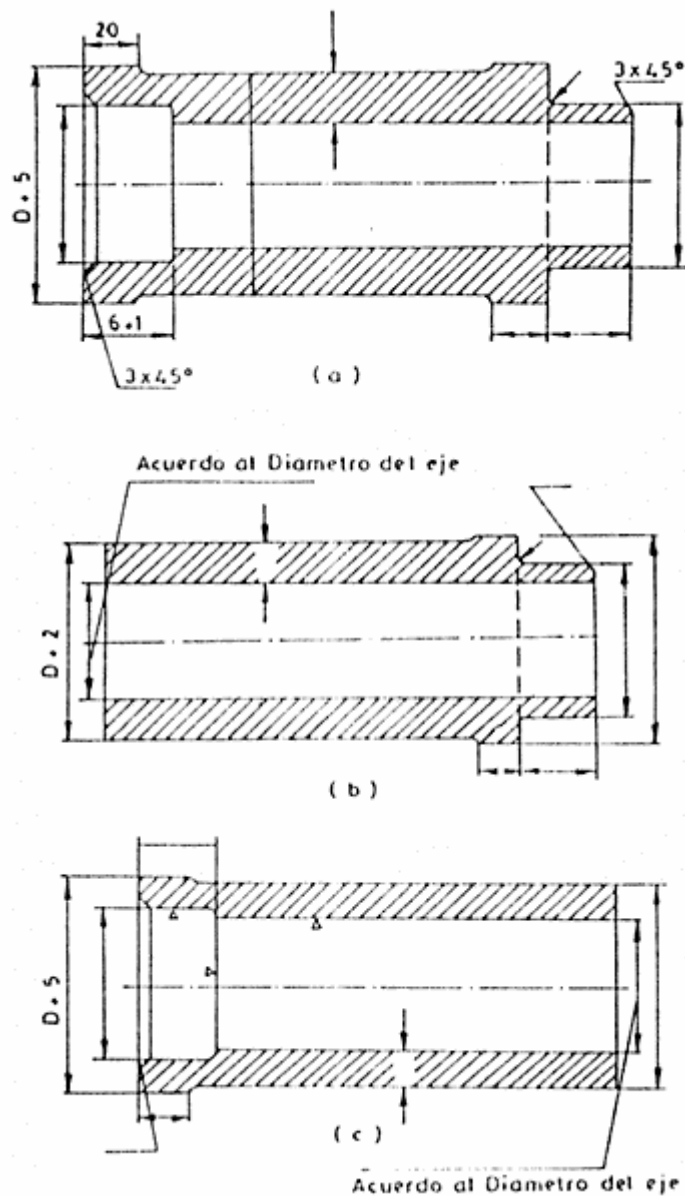


Figura N° 75, Maquinación de las camisas con juntas embutidas.

- a) Camisa intermedia
- b) y c) Camisas terminales.

Las subsecuentes secciones de las camisas son calzadas en la misma manera.

El eje con sus camisas en su lugar, es montado en un torno, y la uniones de las camisas son desbastadas en dos etapas. La primera etapa es realizada a una profundidad de desbaste de 1 mm., Toda la camisa es entonces rebajada a esta profundidad y se ejecuta la segunda operación de desbaste, esta vez a una profundidad de desbaste de 0,5 mm. Entonces el eje es rebajado nuevamente y la camisa es pulida hasta que se obtenga el espesor especificado.

4.5.- Corrientes galvánicas

Los ejes de cola se corroen más intensamente en los lugares donde el contacto entre materiales disímiles acontece, con mayor rapidez. La situación se hace más complicada por el hecho de que es imposible mantener vigilado el eje de cola en servicio, entonces, el barco requiere ser puesto en dique o, alternativamente, debe padecer una secuencia complicada de operaciones si acaso este trabajo va a ser llevado a cabo con el barco a flote.

El procedimiento anticorrosivo denominado protección catódica, elimina o reduce las pérdidas por corrosión, evitando las reparaciones permanentes de cualquier estructura metálica enterrada o submarina. Para entender este fenómeno hacemos una mención a las teorías modernas sobre la corrosión y la protección catódica. Estas están basadas en la estructura atómica de la materia, el átomo esta conformado por un equilibrio de cargas positivas (protones) y de cargas negativas (electrones).

Los metales tienden a perder electrones, el átomo en estas circunstancias se transforma en un ion positivo. Al sumergir un metal en un electrolito, espontáneamente los iones positivos entran en solución. Se dice entonces que ha comenzado la corrosión en un medio húmedo con una circulación simultanea de corriente eléctrica (corriente galvánica).

La zona donde la corriente sale del metal hacia el electrolito se denomina anódica, la zona donde la corriente penetra se llama catódica. En la zona anódica habrá disolución del metal en forma de iones positivos, correspondiendo a una oxidación (corrosión), en consecuencia como el bronce es mas noble que el acero, este último se corroe y el tipo de corrosión se denomina cuplo o par galvánico (véase figura N° 76).

Con la protección catódica se neutraliza cualquier corriente que circula por una estructura y que origina corrosión, para esto, la protección catódica necesita de una corriente continua externa, capaz de llevar el cátodo al potencial del ánodo o circuito abierto. La corriente externa puede ser suministrada por una fuente de corriente continua, por la acción galvánica con la utilización de ánodos solubles de magnesio, aluminio o zinc, o por un sistema mixto.

Por lo anteriormente explicado se tiene que la corrosión es la destrucción o deterioro químico o electro-químico de un metal por reacción con el medio que lo rodea, lo que se produce de varias maneras:

- a) Por acción de corrientes vagabundas.
- b) Por heterogeneidad del metal.
- c) Por heterogeneidad del electrolito.

El caso que es de mayor interés para nosotros es el caso b, por lo siguiente:

“ Todo metal sumergido en un electrolito forma un potencial respecto al medio”, la heterogeneidad más evidente es la que resulta de la unión de dos metales de naturaleza diferente sumergidos en un mismo electrolito, por ejemplo el acero forjado (generalmente constituyen la construcción de ejes) y el bronce (la gran cantidad de bocinas que son de este material), se establecerá una corriente eléctrica que saldrá del acero hacia al agua (electrolito). En tal caso el eje se corroe y la camisa de bronce se protege.

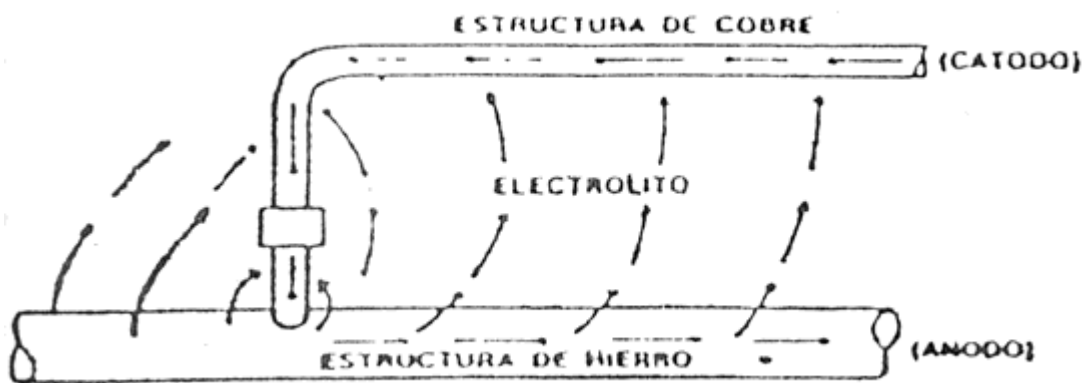


Figura N° 76

4.5.1.- Sistemas de protección más usados.-

4.5.1.1.- Sistema de ánodos galvánicos.-

El sistema más antiguo utilizado en la protección no solo en cascos de navíos, sino también, en toda clase de equipamientos navales tales como, condensadores, intercambiadores de calor, cañerías, etc.

El zinc y el magnesio fueron los metales mas comúnmente empleados, en la protección de cascos, pero en la actualidad están siendo reemplazados por aleaciones de aluminio que operan con un potencial levemente más negativo que el zinc, tales como, la aleación galvanum con 0,45% de zinc y 0,04% de mercurio. Otra aleación empleada es la que contiene 3% de zinc y 0,2% de estaño.

Para el cálculo de la protección catódica se necesita conocer la superficie mojada y el área total de los metales catódicos. Como orientación 1m² de zinc puede proteger 100 m² aproximadamente de casco de un buque detenido y con mar calma. Claro que esta área se reduce a la mitad para el navío en movimiento, la superficie protegida dependerá, del tipo de acero del casco, de los metales catódicos y del esquema de pintura. Para condiciones normales de operación se puede esperar una vida útil de 2.4 años en caso de ánodos de zinc y aluminio.

4.5.1.2.- Sistema de corrientes impresa automático.-

Hace algún tiempo ha comenzado a desarrollarse el sistema de protección catódica con corriente impresa de control automático. El éxito logrado por la referida instalación esta basado en las siguiente ventajas.

- a. El sistema de protección es controlado automáticamente, reduciendo o eliminando los riesgos provenientes de esquemas de pintura deficiente, fallas de aplicación o daños mecánicos.
- b. Empleo de ánodos prácticamente inertes a la corrosión aumentandando considerablemente la vida útil del sistema.
- c. Protección completa de toda la superficie sumergida del casco, incluyendo hélice, eje porta-hélice y timón.
- d. Posibilidad de reducción del superdimensionamiento del espesor del casco.
- e. Importante economía de combustible por menor corrosión de la chapa del casco.

Estos sistemas son proyectados generalmente con densidades de corriente de 40-80 (mA/m²), debiendo ser capaces de mantener un potencial uniforme dentro de los límites de inmunidad de la corrosión o sea para decir que se encuentra en buen estado la pintura del casco, el sistema deberá operar entre un 30-50% de su máxima intensidad.

Cabe mencionar que los navío que utilizan sistemas de corrientes impresas, deberán emplear pinturas compatibles tales como, vinílicas, caucho clorado, de base epóxica.

Un sistema de protección de casco de navíos mediante este sistema será como se muestra en la figura N° 77.

Donde:

A= Anodos de aleación de metal altamente resistente al desgaste, originado por la emisión de corriente continua, tales como, titanio, plomo-plata, etc. Se instalan sobre placas dieléctricas para aislarlos del casco, estos distribuyen corrientes muy altas hasta 150 amperes y su vida útil es de 15 años.

E= Electrodo de referencia instalados en el casco, en contacto con el agua. Estos sirven como referencia para la medición de potencial entre la estructura sumergida (a ser protegida) y el medio (agua de mar). Normalmente son, plata, cloruro de plata o de zinc.

C= Control de las señales del potencial entre estructura y el medio.

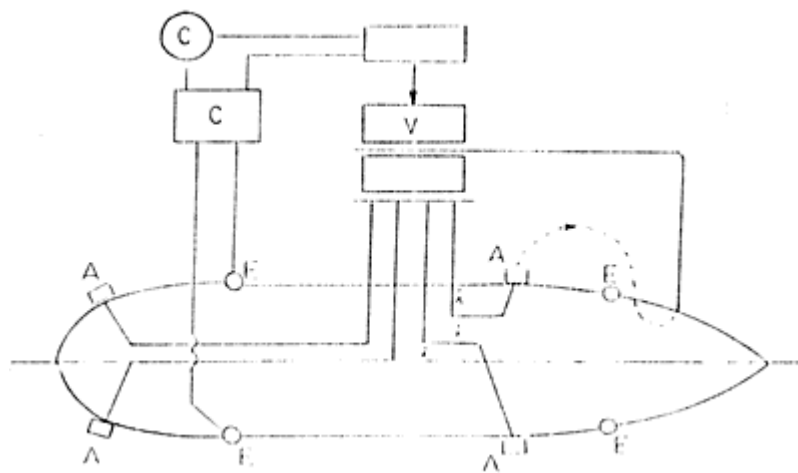


Figura N° 77

NOTA: la información de corrientes galvánicas fue extraída de la tesis N° 382 de Marlo Obrequé.

4.6.- Montaje y desmontaje de la línea de ejes.-

4.6.1.- Consideraciones de la operaciones de montaje en reparaciones del eje.-

Las condiciones del montaje de ejes en los barcos bajo reparación difieren de aquellas que se utilizan para los barcos en construcción. La diferencia principal es que la instalación del juego de ejes reparado tiene que ser adaptada a la posición relativa existente del motor principal y la bocina del codaste, las cuales a menudo están fuera de alineamiento.

Si acaso el desalineamiento excede los límites permisibles y consecuentemente el juego de ejes no puede ser instalado con el grado necesario de alineamiento, entonces la bocina del codaste tiene que ser perforada excéntricamente, lo cual no es lo adecuado, o el motor tiene que ser desplazado. Tales operaciones son laboriosas o caras.

Como ya se ha mencionado, el alineamiento del eje de cola y del motor (y la posibilidad de instalar el juego de ejes) son los factores primordiales al momento de ver la posibilidad de su instalación. Estos factores son analizados antes de que sean iniciadas las reparaciones.

4.6.2.- Pautas generales del desmontaje de una línea de ejes.-

A continuación se entregan las pautas de trabajo, utilizadas para el montaje y desmontaje de una línea de ejes de un buque. Este trabajo se realizó en astilleros ASENNAV Valdivia al remolcador PANGUI que tiene un propulsor de paso controlable. El objetivo del desmontaje del eje fue el cambio de este por uno nuevo ya que producto del acorbatamiento de un cabo en la bahía de San Vicente el eje se flectó en el sector de la caja de reducción y no funcionaba obviamente en buenas condiciones. La caída del eje no se tomó ya que este estaba en malas condiciones, como referencia se utilizó la caída del eje de estribor.

- a) Como preparación de la zona de trabajo se deben retirar defensas y pasamanos del túnel de máquinas, como también hacer limpieza y además desconectar y retirar circuito de aceite a servomotor (timón) y descansos si es que hubiesen. En esta etapa se considera el marcado de elementos e instalar maniobras e teclados y estrobos para desmontar.
- b) Desconexión de circuitos de aceite de los sellos y desinstalar freno del eje (si es que hubiese).
- c) Retirar medias lunas de recubrimiento del machón y desacoplar este, retirando pernos del machón y barra inversora de paso.
- d) Desmontar la caja de sellos de proa y popa.
- e) Desajustar barra de accionamiento de paso variable para echar hacia atrás la hélice.
- f) Desmontar timón y girar las palas de la hélice a una posición que permita el retiro de conjunto eje hélice.

Una vez fuera de la embarcación, el conjunto eje-hélice se llevó a taller para el desmonte de la hélice de su posición y la colocación de esta en el nuevo eje.

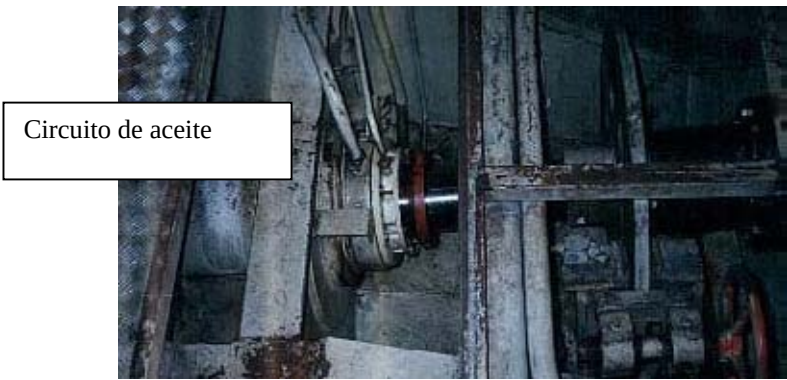
A la hélice se le cambiaron dos palas, las cuales eran de giro derecho. La pala N° 1 tenía una masa de 175 kg y un torque de 77 kg-m., y la pala N° 2 tenía una masa de 174 kg y un torque de 76 kg-m, se debió dar un apriete (torque) a los pernos de las palas de aproximadamente 850 kg-m según catálogo del propulsor.

- g) Engrasar el núcleo de la hélice y caja de sello de popa y proa
- h) Montar en taller nuevo conjunto eje-hélice.
- i) Introducción en la embarcación del conjunto eje-hélice e reubicación y fijación de todos los elementos que fueron desinstalados y soltados para el desmonte del eje, para posterior llenado de aceite en el tubo de codaste

- j) Por último, se deben probar las palas de la hélice con presión, accionando avante y atrás con un diapasón de 67° 30' y carrera del pistón de 207 mm en un tiempo de 28 segundos según especificaciones de funcionamiento del propulsor. Una vez instalado todos los elementos se realiza el alineamiento con reloj magnético, virando el eje en 8 puntos y registrando un centrado axial y radial del liner.

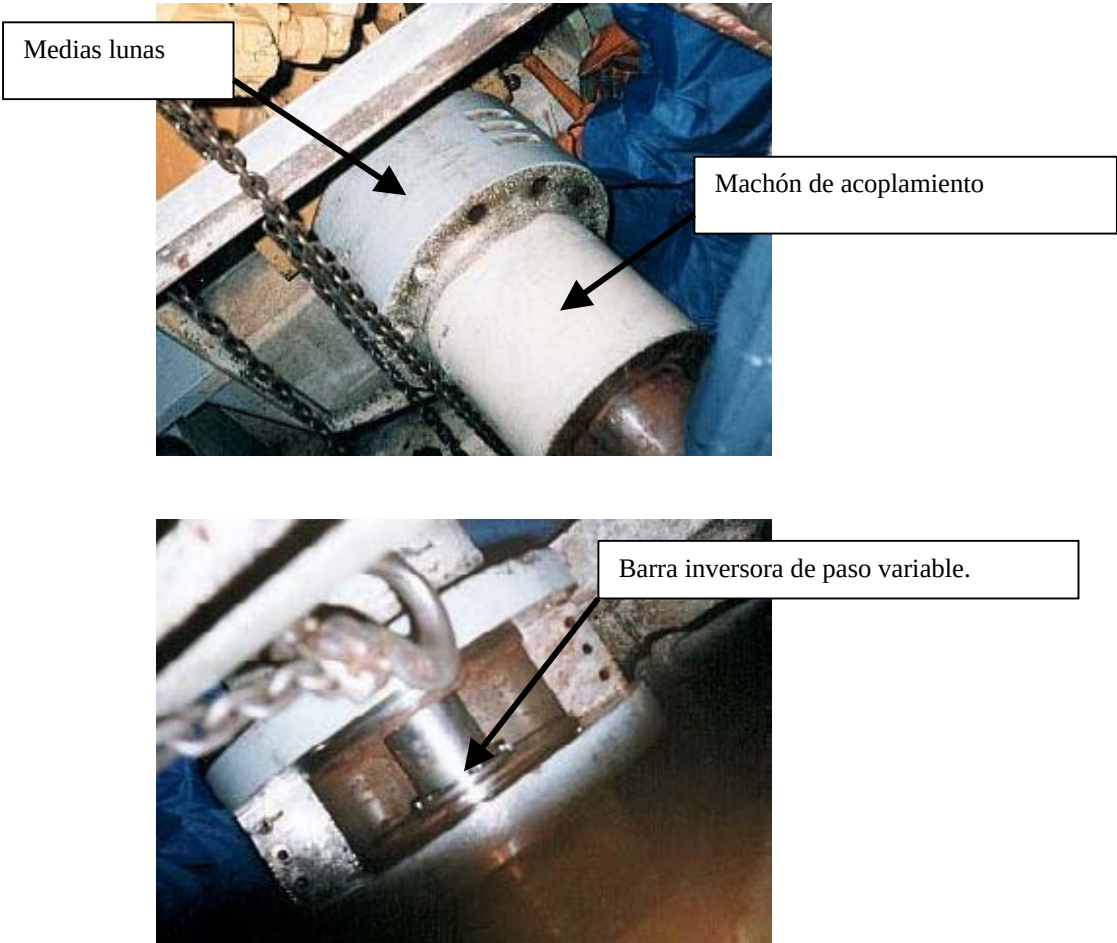
4.7.- Secuencia fotográfica

1.- Retirar circuitos de aceite de los sellos y freno (en este caso)



e

2.- Retiro de medias lunas , machón de acoplamiento y barra inversora de paso



3.- Desmontar caja de sellos de proa y popa.



4.- Desajuste de barra inversora, retiro del timón y echar hacia atrás el conjunto



5.- Retiro del conjunto eje-hélice, mediante maniobra de tecles

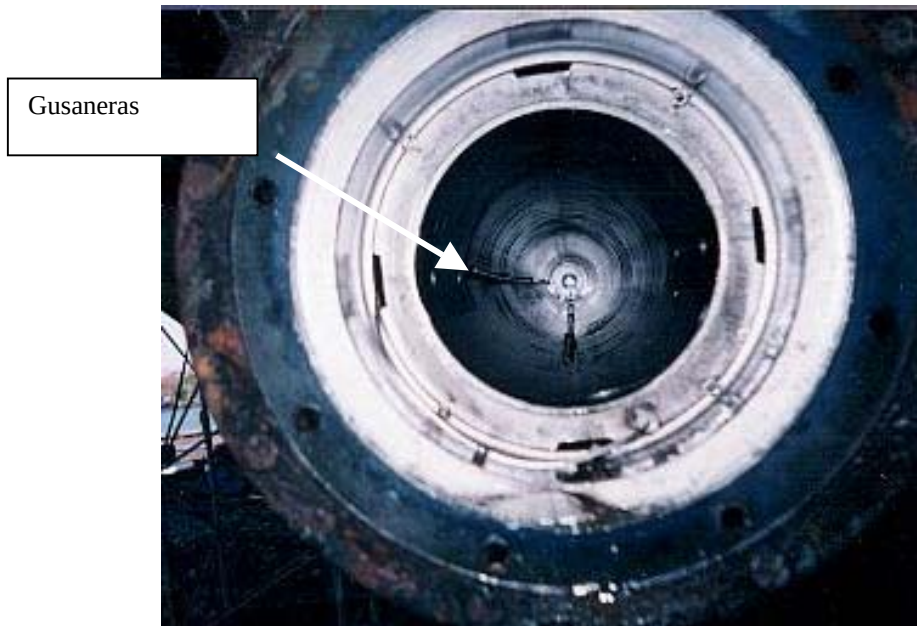


6.- Engrase de todos los sistemas del conjunto (en este caso se le cambió las palas)



7.- Posteriormente se procede al rearme del conjunto en el taller, para su posterior introducción, realizando el proceso inverso.

A continuación se muestra el tubo codaste en su interior, podemos apreciar las gusaneras, las cuales son las encargadas de transmitir el aceite al sistema.



CAPITULO V

ALINEAMIENTO Y MONTAJE DE LA MAQUINARIA PRINCIPAL

5.1.- Generalidades.-

Durante el desenvolvimiento del proyecto preliminar del buque se debe disponer de medios para determinar las características de la instalación de la planta propulsora, es necesario estimar la potencia para poder escoger la máquina principal, así como también es preciso conocer el peso de la instalación, su consumo específico y el espacio ocupado por la maquinaria para definir las características del buque.

Para desarrollar el proyecto de una instalación propulsora es necesario definir el número de hélices que van a ser utilizadas. De manera general, a favor de la simplicidad y eficiencia el número de hélices debe ser el mínimo, así, en navíos de potencia moderada el proyecto convencional, se usa normalmente una única hélice, reduciendo con esto la complicación en la instalación de la maquinaria y aumentando su eficiencia al compararlo con el buque de dos hélices, esta mejor eficiencia se debe al coeficiente propulsivo y al consumo específico.

La selección de una planta propulsora establece un acoplamiento entre una máquina principal, un sistema de transmisión, un propulsor y otros sistemas del buque y casco. Esta selección de la planta propulsora se hace necesaria para definir los tipos de fundamentos a utilizar.

5.2.- Fundamentos de motores DIESEL.-

La maquinaria de barcos que trabajan intermitentemente a su potencia nominal plena, como en los servicios navales, de puerto y sondeo, se calculan con menos margen que la de servicio de alta mar de los barcos de carga, en donde son recorridos largos, sin escala y o paradas y tienen carga prácticamente constantes. La potencia desarrollada por un motor diesel varía en razón directa de las r.p.m., al igual que la carga de la hélice. La demanda de una velocidad mayor del barco requiere un incremento de la presión media efectiva proporcional a $(r.p.m.)^2$ y puede sobrecargar el motor. Además, a medida que el casco del buque se ensucia su resistencia aumenta, u aunque el resbalamiento incrementado de la hélice ayudará a evitarlo, habrá una tendencia a sobrecargar el motor.

En lo que se refiere a los fundamentos de estos motores diseñados y ubicados dependiendo de la posición de la línea de ejes y las dimensiones de las bancadas, un típico fundamento de un motor diesel relativamente pequeño podemos apreciarlo en la figura N° 78.

Si en la etapa de alineamiento, este se torna difícil al punto de no poderse realizar adecuadamente, la continuidad bajo estas vigas es mantenida por el doble fondo y por el

ajuste adicional de la sobrequilla, soldada al piso, la plancha del fondo y la parte alta del estanque (véase figura N° 79).

Si el doble fondo es más alto de lo normal y el casco en el lugar del espacio de la maquinaria es construido bajo sistema transversal, se deben colocar adicionalmente como alternativa miembros resistentes longitudinales de un menor alto que el doble fondo y soldados solamente al piso y a la parte superior del estanque. Esta instalación es usada en el estanque de combustible mostrado en figura N° 80.

Las vigas longitudinales de cada fundamento de la maquinaria principal deben ser reforzadas por cartelas de una altura uniforme con las dimensiones de la bancada de la máquina. Las cartelas son ubicadas en el piso o agregada a los miembros resistentes transversales (ver figura N° 78) cuando el piso es omitido.

Ningún agujero de una medida mayor de 2 a 2 veces la altura del alma de la viga son permitidos en las vigas del fundamento, deben ser reforzadas por vigas adyacentes o entre una barra y un refuerzo transversal, el cual no será mayor de 75 veces el espesor del alma de la viga.

Los refuerzos pueden ser omitidos si la altura de las vigas longitudinales del fundamento es menor que 40 veces su espesor. Las tensiones son amortiguadas al término de las vigas longitudinales del fundamento, esto es obtenido gracias a que disminuyen gradualmente hacia abajo dichas vigas.

En la figura N° 81 se muestra un típico fundamento de maquinaria principal unida a un piso abierto.

Los dos principales problemas mecánicos referentes al uso de motores diesel en la propulsión de buques son una referente a las vibraciones torsional y el balanceamiento de inercia de motores.

Por los propios principios de operación los diversos componentes del motor son sometidos a aceleraciones periódicas que tienen como consecuencia la transmisión de esfuerzos alternados a los fundamentos del motor. La solución de este problema conocido como balanceamiento de inercia, consiste en procurar si es posible, una posición geométrica para el eje de bielas del motor, de modo que se consiga anular los esfuerzos alternados. Esta solución no es siempre pues la configuración del eje depende del tipo de motor (dos o cuatro tiempo) y del número de cilindros. Cuando un motor seleccionado para un buque no estuviese completamente balanceado transmitirá esfuerzos a los fundamentos y este al doble fondo y o al casco del buque. En consecuencia se pueden tener vibraciones locales y generalizadas.

El problema de vibraciones torsionales del eje de bielas es consecuencia del carácter oscilatorio del torque desenvuelto por el motor, por que en bajas velocidades la propulsión principal diesel es de gran volumen y pesada, es que estos motores generalmente son desmontados antes de subirlos a bordo del buque y posteriormente armados en la misma sala

de máquinas. La bancada del motor es nivelada y alineada con la línea del eje propulsor, en un comienzo la máquina puede ser colocada ligeramente alta y alineada al final una vez que el buque está flotando.

Diseñar un fundamento satisfactorio y de firme hechura es solo responsabilidad del astillero, pero, los fabricantes de motores ofrecen un servicio de revisión de planos, si es solicitado.

Las figuras N° 81; 82; 83 y 84 proporcionan información sobre los mínimos espesores de los fundamentos y plancha de tope. Estos datos deben ser tomados solamente como información guía, pues el espesor de las planchas tope y de los fundamentos mayormente dependen del diseño del casco.

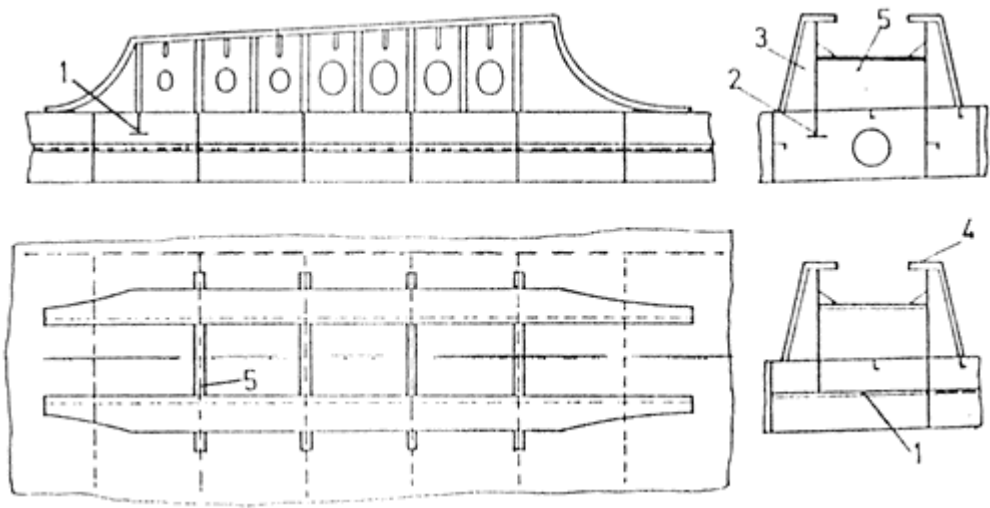


Figura N° 78, Típico fundamento de un motor Diesel

- | | |
|-------------------------------------|--------------------------|
| 1.-Elemento resistente transversal | 4.-Plancha tope |
| 2.-Elemento resistente longitudinal | 5.- Refuerzo transversal |
| 3.-Cartelas | |

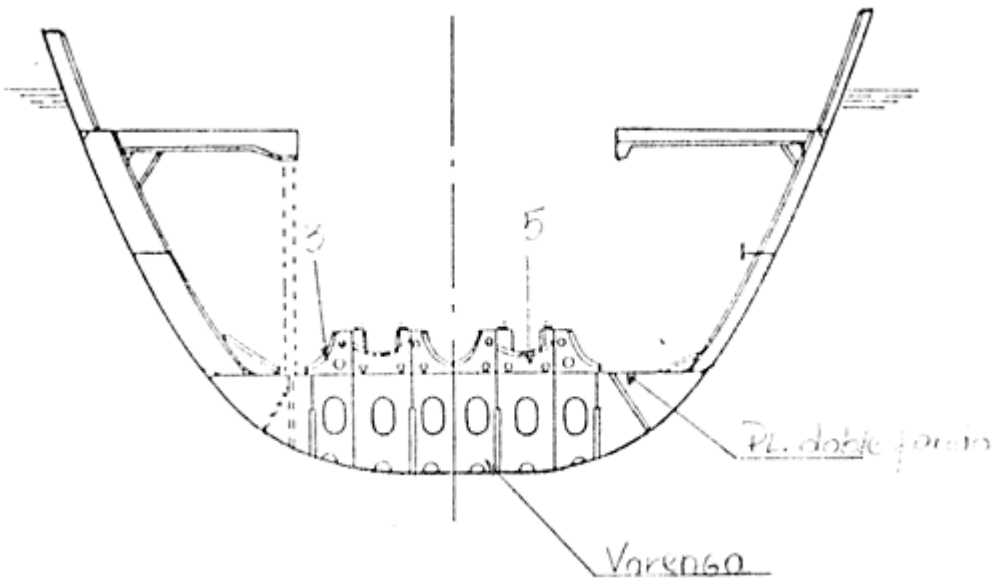


Figura N° 79, Doble fondo bajo el fundamento.

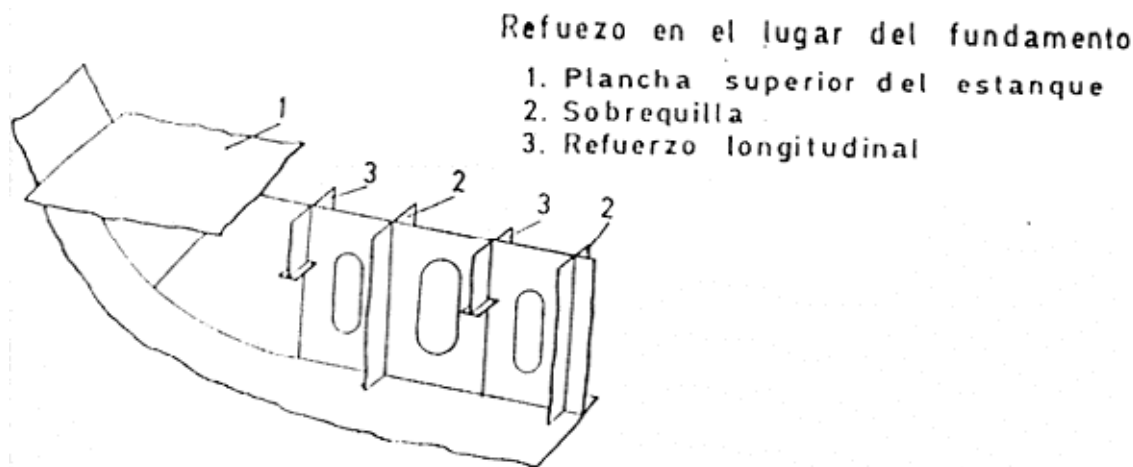


Figura N° 80, Refuerzo en el lugar del fundamento.

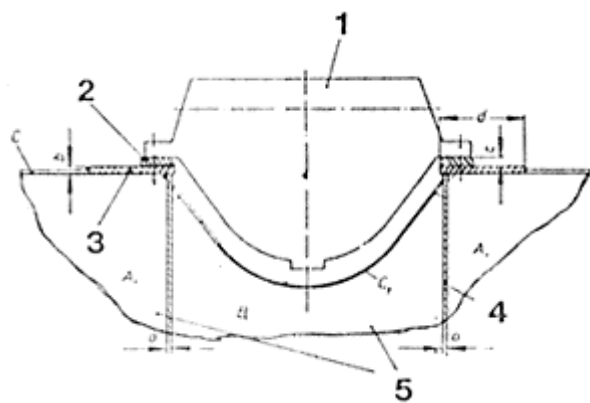
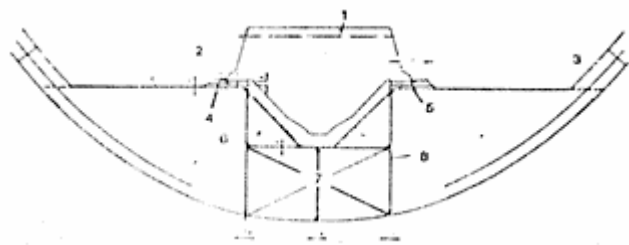


Figura N° 81, Sugerencias para el diseño de fundamentos de motores-

- | | |
|------------------------|--------------------------|
| 1.-Bancada del motor | 5.- Plancha transversal. |
| 2.- Calzo | |
| 3.-Plancha tope | |
| 4.- Viga Longitudinal. | |



Figuras N° 82

- | | | |
|------------------------|----------------------|-----------------------------------|
| 1.- Bancada del motor. | 4.- Tope del motor | 7.-Estanque de aceite lubricante. |
| 2.- Calzo. | 5.- Plancha tope | 8.-Viga Longitudinal |
| 3.- Cuaderna | 6.- Fondo intermedio | |

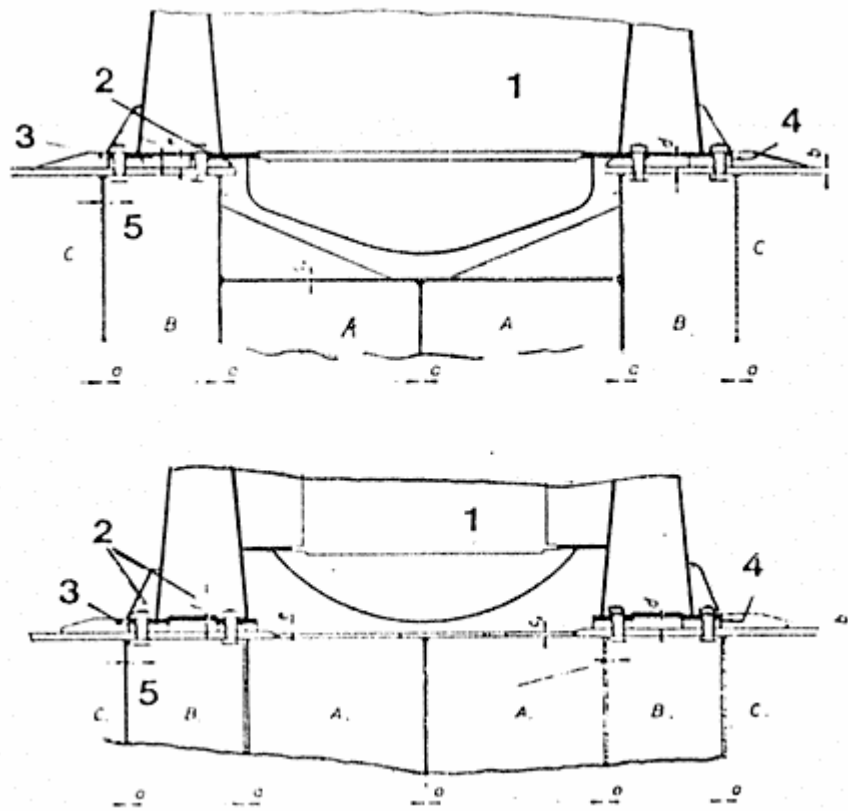


Figura N° 83 y 84.

- | | |
|------------|------------------------------|
| 1.- Motor | 4.- Tope del motor. |
| 2.- Calzo. | 5.- Mínima distancia posible |
| 3.-Cuña | |

5.3.- Calzos.

5.3.1.- Generalidades.

Es bien sabido el importante papel que juegan los calzos dentro de la instalaciones de maquinaria marina, ya que estos intervienen en la optimización del alineamiento del motor y en la reducción de la transmisión de vibraciones a la estructura del fundamento y por ende a la estructura del casco. Dentro de los materiales más usados como calzos tenemos el acero, caucho, resinas epóxicas y algunas combinaciones como por ejemplo de caucho reforzado con metal, que forman los denominados calzos mixtos.

A continuación se verán los calzos más utilizados en la instalación de la maquinaria marina y se podrá apreciar las distintas condiciones de trabajo de un tipo y de otro para la perfecta instalación de esta maquinaria. Es preciso referirse un poco a los calzos mixtos o flexibles que no son muy comunes en la instalación de la maquinaria principal, pero si son muy usados en la instalación de la maquinaria auxiliar, resultando ser excelentes amortiguadores de vibraciones. Para usarlos bajo la maquinaria propulsora esta debe estar unida a la caja reductora mediante una junta flexible que sea capaz de absorber la diferencia de libertad de movimiento entre la planta propulsora y la caja reductora que a su vez podría trabajar como descanso de empuje.

5.3.2.- Calzos metálicos.

Construir una sólida unión estructural entre el motor y la plancha de tope del fundamento, con un empalme de las superficies, es un pre-requisito para una instalación satisfactoria. Esto es obtenido gracias al uso de calzos en forma de cuña (ver figura N° 85), que tratados mecánicamente mediante fresado, esmerilado o limados a mano son ajustados entre la bancada del motor y la plancha tope del fundamento. Los calzos pueden ser hechos de acero, variando su espesor de 12 a 50 mm. También se pueden fabricar de hierro fundido, pero deben estar hechos con un mínimo de 45 mm de espesor y cubrir el área de la bancada extendiéndose por más de un 20% de esta área. Una regla general es que todos estos calzos sean hechos del mismo material.

En todo caso es difícil poder determinar el espesor requerido del calzo, después de que la máquina ha sido alineada con el eje, el calzo es ajustado en su posición, es importante realizar una estricta revisión para descubrir si el motor está correctamente asentado sobre estos calzos. Esto es aplicado en particular para las superficies de contacto cerca de los agujeros de los pernos.

Se debe tomar bastante cuidado cuando se les da el apriete a estos pernos, ya que un apriete disparado podría causar tensiones sobre la bancada del motor y en algunos casos podría producir deformaciones sobre esta misma. Para que los calzos no se salgan de su posición pueden ser punteados con soldadura, esto solo si es necesario.

La experiencia ha mostrado que pueden ocurrir fuertes averías en la máquina si los calzos no son apropiadamente determinados y ajustados. Para asegurar un buen ajuste, sin embargo, es importante que la superficie de la plancha tope este limpia y pulida. Si la superficie tiene cualquier irregularidad se recomienda fresar, pero si es solo una costra de algo adherida, entonces solo se debe esmerilar, en todo caso el objetivo es tener una superficie lo mas lisa posible. En el caso de grandes motores el astillero da a menudo a la plancha tope del fundamento una pequeña inclinación en los costados, con lo que se persigue facilitar el ajuste de los calzos tipo cuña, este método es también aplicado en los soportes de los motores de potencia media.

Esta inclinación no debe exceder de un 0,5% a un 0,7%. Las figuras N° 86 y 87 pueden tomarse como guía para la instalación y dimensionamiento de calzos adecuados para distintas medidas de motores.

Como observación debemos mencionar que los calzos no deben ser hechos de materiales dúctiles como el cobre.

Los pernos de ajuste o bulones cuya construcción en conjunto con el agujero donde va a ser instalado es extremadamente precisa, no permitiendo juego alguno, esto es por estar

sometidos a esfuerzos pulsatorios. Solo pueden ser usados pernos de cabezas hexagonal (ver tabla 12) y las fuerzas en la cabeza de los pernos y las tuercas deben ser parejas para todos.

Para una buena terminación la cabeza del perno debe quedar por debajo de la plancha tope del fundamento, debiéndose esmerilar esta plancha después de que haya sido perforada, cuando sea necesario se debe especificar el maquinado de terminación.

Los pernos de ajuste o bulones y los pernos ordinarios no deben ser adelgazados bajo la cabeza, y la tuerca debe ser revisada para que satisfaga las condiciones necesarias. El filete del hilo en el perno es de poca inclinación, pues si el grado de inclinación fuera demasiado grande los pernos tenderían a soltarse bajo el efecto de las vibraciones del motor, y los calzos comenzarían a gastarse dentro de la plancha tope del fundamento.

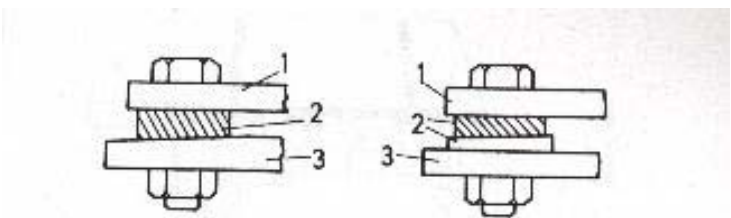


Figura N° 85, Calzo metálico en forma de cuña

- 1.- Bancada de la máquina
- 2.- Calzo en forma de cuña
- 3.- Plancha tope

Tabla N° 12, Recomendaciones para las dimensiones de los pernos de los fundamentos y orificios

tipo de motor	d ₁ mm	d ₂ mm	d ₃ mm	a mm	b mm	c mm	d mm	e mm	f ₁ mm	f ₂ mm	g ¹ mm	g ² mm
Z 57/80	42	48	M 42x2	200	60	110	130	60	40	37	48	46
Z 60/105	42	48	M 42x2	200	60	120	140	60	50	47	48	46
Z 70/120	54	60	M 52x2	220	60	130	150	60	50	47	60	58
Z 78/155	54	60	M 52x2	220	65	135	150	80	50	47	60	58
Z 86/160	54	60	M 52x2	230	65	135	160	80	50	47	60	58
Z 93/170	54	60	M 52x2	230	70	150	180	80	50	47	60	58
Z 105/180	54	60	M 52x2	240	65	185	180	70	50	47	60	58

- d₁ = diámetro de los pernos comunes
- d₂ = diámetro de los pernos de ajuste
- d₃ = dimensiones de la rosca de los pernos
- ¹ = perforaciones para pernos comunes
- ² = perforaciones para pernos de ajuste

Perno de ajuste se le denomina a aquellos pernos que el paso del hilo es menor (mas fino), o sea tienen un grado de avance menor que los pernos comunes, un ejemplo de perno de ajuste son los pernos gatas. Estos pernos se utilizan en trabajos de precisión.

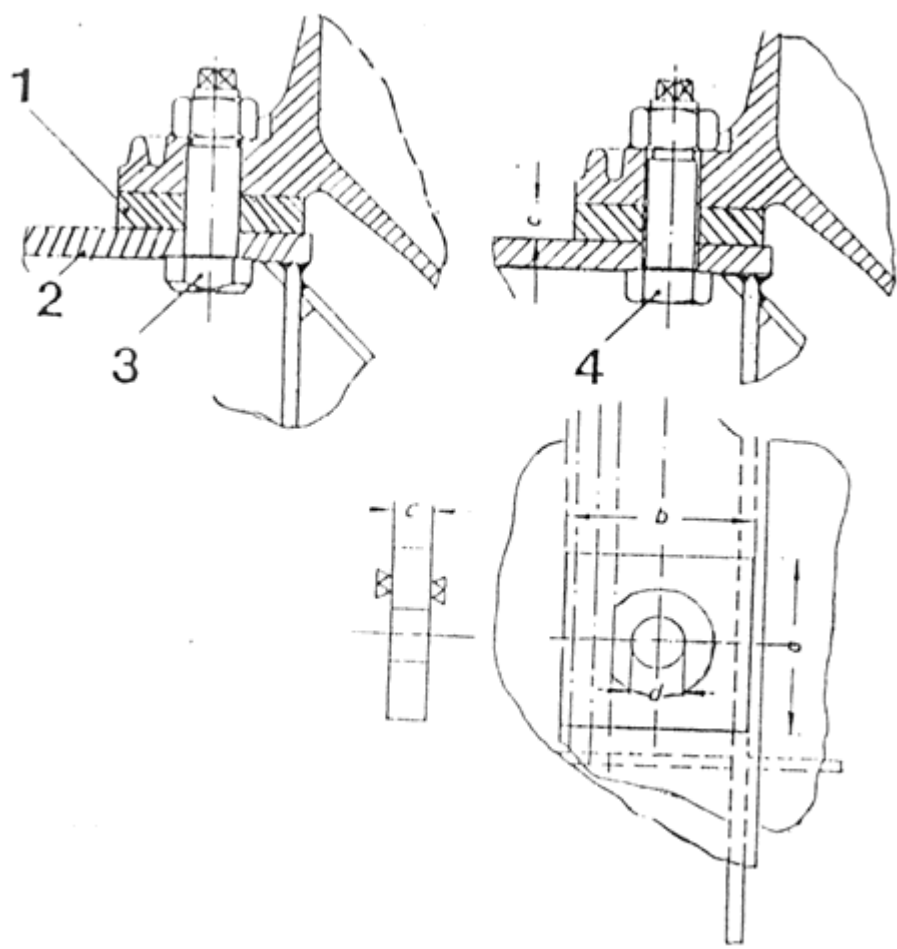
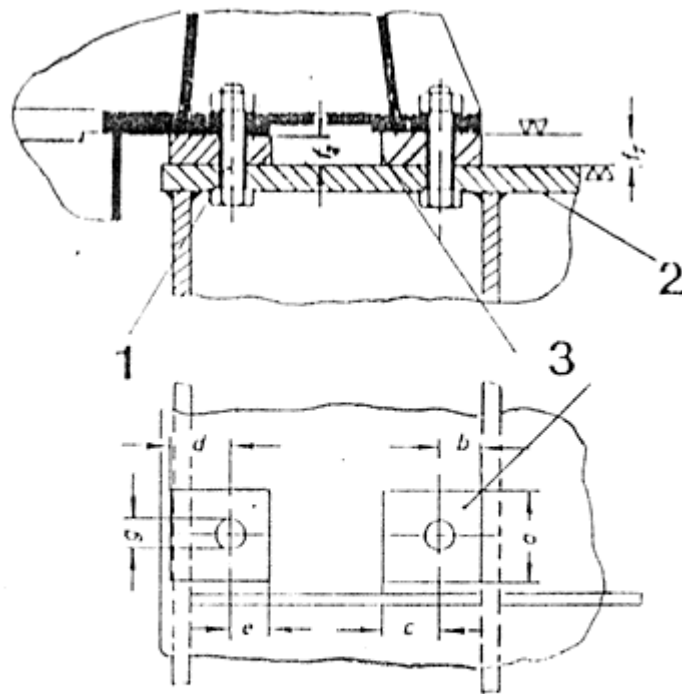


Figura N° 86, Dimensiones de calzos para motores de mediana potencia

1.- Calzo. 2.- Plancha tope. 3.-Perno de anclaje. 4.- Perno común.

tipo de motor	a mm	b mm	c mm	d mm
GV23.5/33	100	90	30	26
GV30/45	150	120	30	40
VV30/45	180	150	30	40
GV40/60	200	195	40	45
GV52/74	200	210	50	62
RV40/54	200	180	50	40
VV40/54	180	200	50	40



- 1. Perno común
- 2. Plancha tope
- 3. Calzo

**Figura N° 87, Dimensión y disposición de pernos y perforaciones en el fundamento
(ver tabla 12)**

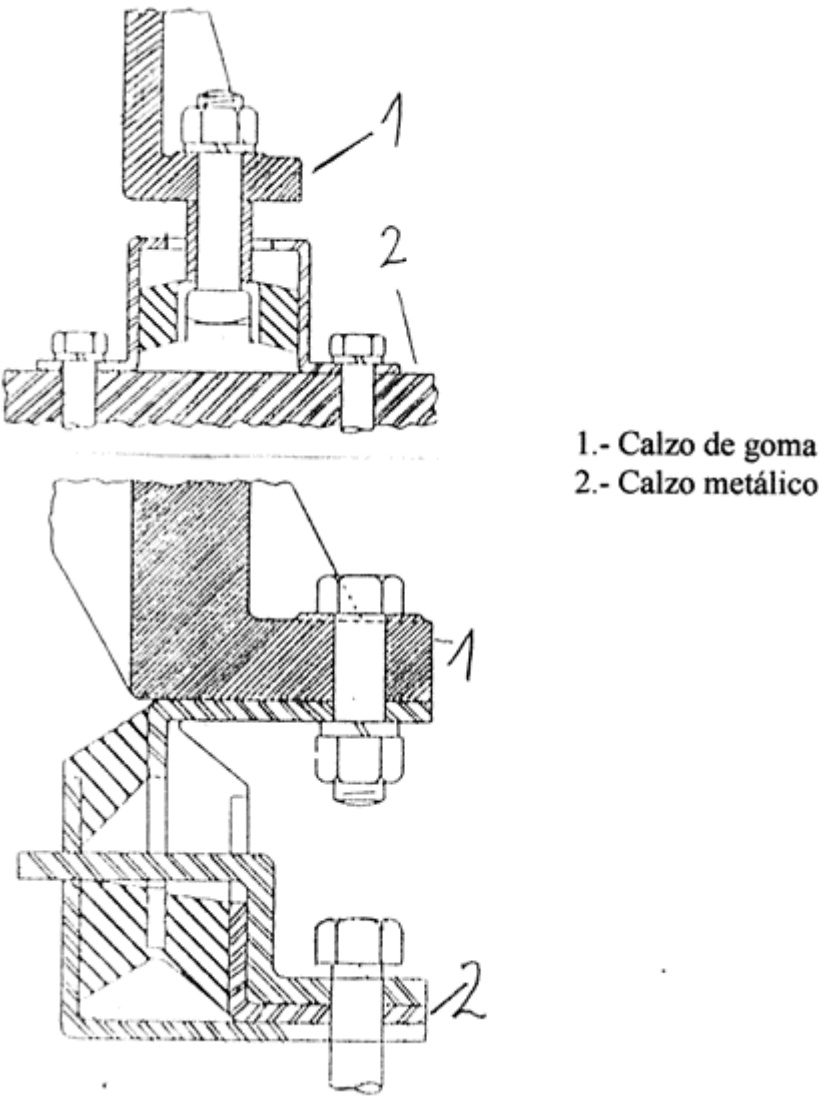
5.3.3.- Calzos mixtos.

Los calzos de caucho reforzados con metal (figura N° 88 y 89) son generalmente instalados en la maquinaria auxiliar y en plantas propulsoras pequeñas, como los son en el caso de motores con sistemas de patas llamados comúnmente IN-OUT. Además este tipo de calzamientos generalmente lo trae el motor, son excelentes aisladores de vibraciones y ruido.

Este tipo de calzos nos da lo que comúnmente se llama montaje flexible, siendo el motor instalado en cojinetes soportantes de goma (o caucho) y ajustado de tal forma que ofrezca una presión uniforme bajo el peso de la máquina. Si el fabricante del motor proporciona el montaje flexible, él determina el grado apropiado de elasticidad del cojinete soportante, en contemplación de las características vibratoria de la máquina. El calzo de un montaje flexible no debe entrar en contacto con aceites, y puede ser completamente metálico y con un sistema de resortes.

El montaje flexible de la máquina, implica que las cañerías de conexiones deben tener un poco de libertad de movimiento. Las instalaciones deben ser hechas con tubos flexibles que son ajustados en dirección longitudinal al motor con una pequeña cantidad de soltura.

Se debe proporcionar un valor suficiente de amplitud de vibraciones y apropiadamente ubicada en los amortiguadores de choque del motor. En la figura N° 90 apreciamos un motor con montaje flexible.



Figuras N° 88 y 89, Calzos mixtos (goma y metal)

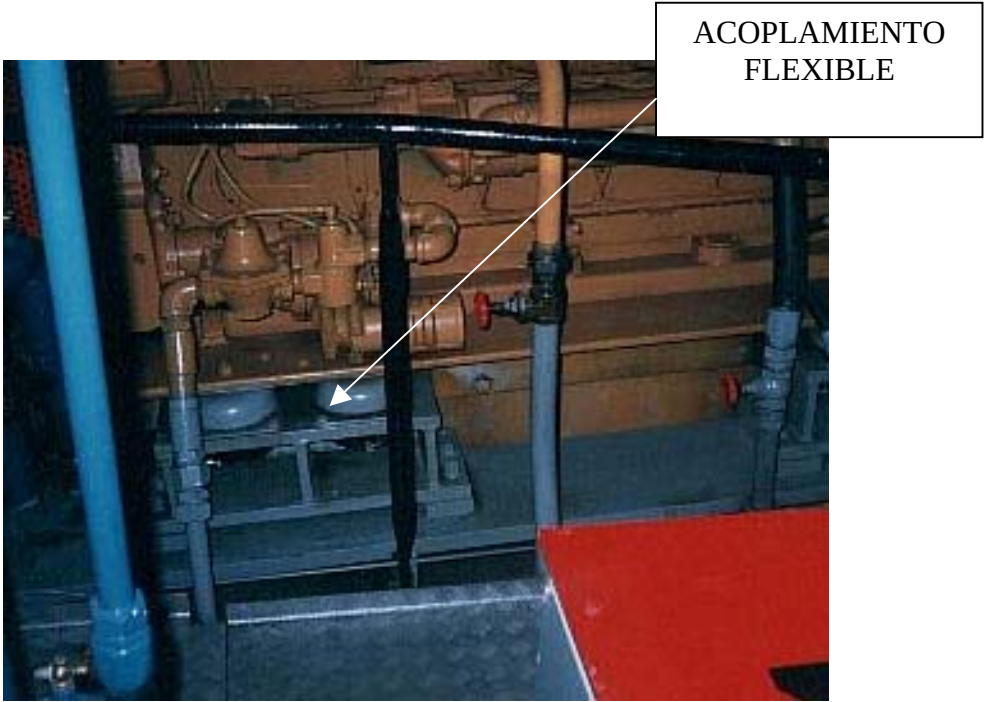


Figura N° 90, Montaje flexible del motor del RAM PANGUI.

En la actualidad lo que más se está usando son los calzos a base de resinas epóxicas, que solidifican a temperaturas normales y no sufren contracciones, formando así un calzo de elevada resistencia a la compresión. La utilización de estas resinas evita el maquinado de las superficies de asentamiento, así como el lento proceso de ajustamiento manual de los calzos metálicos.

La sustitución de los calzos metálicos por calzos de resina presenta las siguientes ventajas:

1. Facilidad de instalación
2. Reducción de costo.
3. Alta resistencia a la compresión y a los choques.
4. Corrección de cualquier irregularidad en la superficie de los fundamentos.
5. Resistencia a pinturas, combustibles, ácidos y agua salada.
6. Disminuye los ruidos y vibraciones debido a sus características plásticas.
7. No se queman y no se contraen.

- **Descripción.-**

Las resinas son un compuesto 100% sólido, teniendo dos componentes (resina de carga y endurecedor) que después de mezclados, reacciona químicamente y endurecen (véase figura 91). Estas resinas fueron desenvueltas industrialmente para atender los requisitos de equipamiento en las áreas espacial, marítima e industrial. En estas últimas en lo que se refiere a calzos y soportes de todos los tipos de máquinas, y por supuesto en todo el sistema propulsivo de una embarcación (descansos, ejes, etc.).

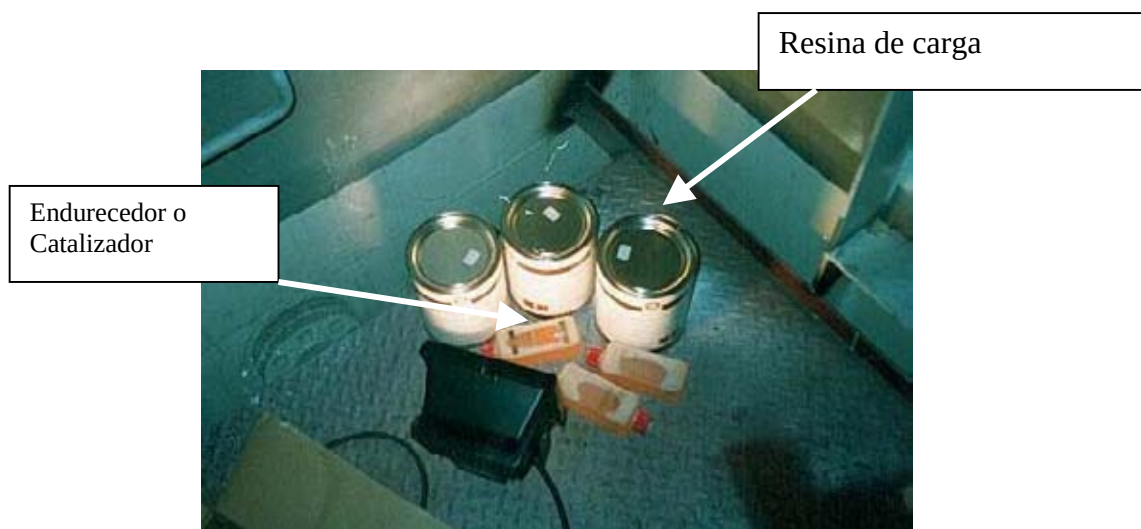


Figura N° 91.

El costo de utilización de proceso es de un 50% a un 80% menor que el costo a utilizar los calzos tradicionales, debido a la eliminación de maquinado y trabajo manual, ya que la

resina se deja fluir dentro del área de los moldes ubicados especialmente para que no escurra a lugares donde no se necesita ya que penetra en todos los espacios irregulares de la superficie.

Este material no se contrae lo que permite ubicar y alinear todo el equipamiento con un alto grado de precisión.

El desgaste y deslizamiento de los calzos son eliminados a través de la exacta colocación, lo que permite eliminar distorsiones y posibles rajaduras en la maquinaria o en el fundamento soportante de esta.

5.3.4.1.- Aplicación y Procedimiento.-

- **Materiales necesarios.**

- Resina en cantidad necesaria para cubrir el volumen total del calzo mas un margen de un 10% y la cantidad necesaria de endurecedor.
- Materiales para formar los moldes
 - a. Tiras de esponja, acero o aluminio.
 - b. Material para fijar las tiras (masilla, silicona, etc.)
- Antiadhesivo en aerosol
- Taladro eléctrico para mezclar, debe girar sobre las 180 r.p.m.
- Paleta mezcladora.
- Termómetro.
- Ventiladores e aire caliente con el fin de asegurar que la temperatura de la chapa en el área del calzo sea mantenida por lo menos sobre los 16° C.
- Algún tipo de solvente epóxico para limpiar la paleta mezcladora.

- **Procedimiento y aplicación.-**

El día antes de querer aplicar la resina se debe si es necesario colocar los ventiladores (en una práctica realizada en astilleros ASENAV, se colocaban luces sobre los calzos) de aire caliente soplando en las áreas de los calzos.

Mantener la resina y su endurecedor en temperaturas indicadas entre los 21 y 27° C, durante las doce horas antes del procedimiento, esto se hace con el fin de asegurarse una viscosidad adecuada durante la mezcla. Se debe verificar si las perforaciones están con hilo y si los pernos de fijación están listos para ser instalados, y cuando se apliquen verificar si las deflexiones y alineamiento obtenidos son satisfactorios. Si fuese posible los pernos de fijación deberán ser colocados en su lugar y apertados un momento antes de vaciar la resina.

Después de alinear la máquina en forma habitual por algunos de los métodos comunes y habiéndola dejado en su posición correcta, sin permitir que queden espacios para producirse la contracción. Durante el proceso de alineamiento, el material de moldaje debe ser construido e instalado en los lugares de difícil acceso, de modo de retener su compuesto hasta su endurecimiento.

El material utilizado para el moldaje de los calzos, en su parte externa debe tener una altura mayor que 12 mm por encima del espesor del calzo (figura N° 92), para así conseguir un moldaje correcto en el área evitando cualquier desperfecto en el vaciado, como por ejemplo, bolsas de aire. Con el fin de facilitar el vaciado de la resina en el moldaje se debe dejar una abertura de no menos de 19 mm para poder derramar el material.

El compuesto después de mezclado es derramado dentro de los moldes por el o los lados habilitados especialmente para este fin, se debe efectuar en forma lenta y continua. Vaciados en lados opuestos deben ser evitados debido a la formación de bolsas de aire en las superficies horizontales.

Para prevenir la adherencia y facilitar futuras reparaciones de la máquina, se debe usar un agente desmoldante (silicona en aerosol), echándola en la base del equipamiento y en los pernos de fijación, nivelamiento y otros. Cuando se utiliza madera como material de moldaje, se recomienda usar grasa como agente desmoldante. Todos los pernos de fijación deben ser colocados en sus lugares apretados al máximo, con el fin de prevenir adherencias en los pernos antes de su colocación, debe ser aplicada grasa o una película de aceite.

Cabe destacar que todo el trabajo de moldaje para el vaciado de la resina de los calzos, debe estar completo antes de comenzar a mezclar la resina con el endurecedor.

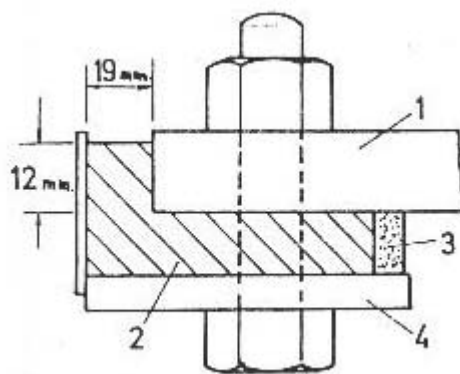


Figura N° 92, Calzos de resina

- 1.-Bancada del motor.
- 2.- Calzo.
- 3.- Esponja o madera.
- 4.- Plancha tope.

Después de abrir la tapa de la lata de resina de carga y antes de mezclarla con el catalizador, el contenido de la lata debe estar a 33 – 38° C y su contenido debe ser mezclado con el fin de homogeneizar sus componentes, los cuales pueden estar depositados en el fondo de la lata durante el almacenamiento. Después de efectuar esta operación el catalizador es agregado según indicaciones del fabricante (debe llegar la mezcla a una temperatura de 39° C aprox.) y mezclado durante 3 a 4 minutos.

Después de completar las operaciones anteriores y de tener la mezcla homogénea, esta se deja reposar durante un período de 2 a 4 minutos, con el fin de permitir escapar el aire que pudiese quedar en el interior. Luego se deposita la mezcla en el lugar de aplicación, pues el compuesto comienza a gelatinizar (endurecer).

Antes de que endurezca se debe tener en cuenta que el aire de calentamiento (en caso de ser usado) no cause puntos localizados de calentamiento, los cuales pueden provocar una reacción exotérmica excesiva, después de esto se debe mantener por lo menos a 16° C por 48 horas. Es una buena práctica dejar entro de el tarro vacío de resina de carga el catalizador para asegurase que estos ya fueron mezclados, además indicar en cada tarro el lugar donde fueron colocados.

Después de haber vaciado la resina se deja reposar un tiempo prudente, el cual depende de la temperatura y desde luego del tipo de resina utilizada. Se presenta a continuación un cuadro de valores para resina epóxicas entregados por la industria PHILADLPHIA RESINES con su producto CHOCKFAST ORANGE Y GRAY y la industria H.A. SPRINGER GMBH con sus productos EPOCAST-36 y EPOCAST –D.

CHOCKFAST

Temperatura	Número de horas
16° C---18° C	48
19° C---21° C	24
Sobre 23° C	12—18

EPOCAST

Temperatura	Número de horas
13° C	30
16° C	22
21° C	10

Después de retirar los calentadores (ventiladores o luces), se debe verificar que los calzos están con temperatura inferior a 39° C, antes de dar el apriete necesario a los pernos de fijación.

Finalmente debemos remover todos los materiales usados para retener la resina, quedando lista la instalación de la maquinaria.

Las mínimas características técnicas que se encuentran en los catálogos de estas resinas son:

Producto	Medida	Chockfast orange	Chockfast gray	Epocast-36	Epocast-D
características					
Módulo de elasticidad	Kg/cm ²	37482	36568	39800	56100
Resistencia a la compresión	Kg/cm ²	1336	1125	1420	1640
Resistencia a la tracción	Kg/cm ²	349	281	480	490

En el caso de las resinas el espesor de los calzos ideal para nuevos proyectos debe estar entre 25 mm y 12 mm., También se puede proyectar calzo con mayor espesor que estos, pero en tales casos es conveniente solicitar a los representantes las instrucciones correctas de aplicación. El área de soporte de cada calzo no deberá ser menor que 130 cm², lo que es bastante para sustentar una carga dentro de los límites conocidos para los calzos tradicionales.

En el caso particular de la aplicación de resina en calzos sujetos a altas temperaturas variando de 52 a 70° C (continuamente) deben ser controladas de acuerdo a las siguientes instrucciones:

- a) La carga máxima total de peso muerto es de 7 kg/cm² siendo ideal 5,3 kg/cm².
- b) La carga máxima total de peso muerto más la tensión (esfuerzo de tracción de los pernos de fijación) es de 35 kg/cm².
- c) El apriete (torque) de los pernos de fijación deben ser calculados y especificados por los proyectistas. La tensión de los pernos de fijación podrá exceder 2,5 veces la carga del peso muerto, más no podrá exceder los requisitos del punto b).
- d) Para cajas reductoras, deben ser colocados calzos de colisión, el área de los calzos deben ser aumentadas en una proporción adecuada.

Los planos de la máquina principal y línea de ejes sometidos para la aprobación de las sociedades de clasificación deberán contener la siguiente información:

- 1) Límite máximo de las temperaturas a que van estar sometidos los calzos.

- 2) Relación entre la carga total de peso muerto y el área de los calzos de resina, incluyendo el número y tamaño de los calzos.
- 3) La carga de apriete (torque) a ser aplicada en los pernos de fijación
- 4) Fuerza de tracción nominal de los pernos.
- 5) Plano de localización de los pernos de fijación.

A continuación se presenta una secuencia fotográfica de la aplicación de resinas epóxicas realizada en los astilleros de ASENNAV Valdivia. Esta secuencia fue tomada en la colocación de resina a los descansos del eje tipo Z a una embarcación del tipo remolcador perteneciente a la empresa Cruz del Sur.

1.- Descansos de eje, sistema Z en el cual van a ser colocada la resina.-



2.- Mezcla de la resina con el catalizador



3.- Proceso de mezclado con un taladro (a 1800 r.p.m.) y paleta mezcladora



4.- Vertido de la resina en calzo

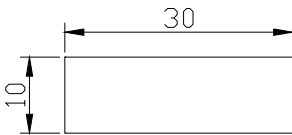


5.- Calzo de descanso cubierto con silicona para evitar derrame de resina



Las sociedades de clasificación se preocupan de someter estas resinas a ensayos de todo tipo para asegurarse del buen funcionamiento de ellas, generalmente estos ensayos son efectuados en presencia de los fabricantes de las resinas y las sociedades de clasificación.

Como no se puede tener acceso a estos ensayos se realizo un ensayo de compresión en el laboratorio de ensaye de materiales perteneciente al instituto de ciencias navales y marítimas. Este ensayo se hizo según normas ASTM E-90, en donde exigían que las dimensiones de las probetas fueran de 30 mm de largo con un diámetro de 10 mm, con un área de 0,7854 cm² cada una.

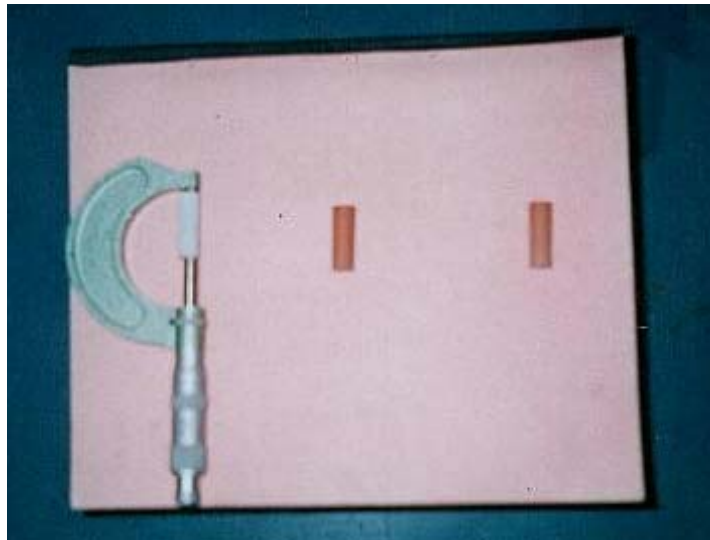


Se tenían 3 probetas, 1 de Epocast-36 y dos de Chockfast orange. Del ensayo se obtuvieron los siguientes valores:

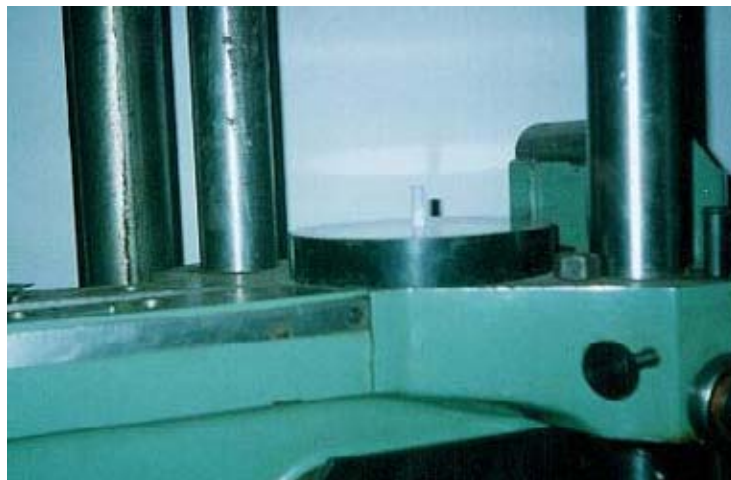
Producto	Fuerza de compresión (kg.)	Esfuerzo de compresión (kg/cm ²)
Epocast-36	1200	1527,88
Chockfast orange	1.- 1100	1400,56
	2.- 1020	1298,7

Como podemos apreciar si comparamos la tabla entregada por las empresas fabricantes de estos materiales tenemos que el producto Epocast-36 tiene un esfuerzo de compresión de 1420 kg/cm² y el producto Chockfast orange tiene uno de 1336 kg/cm², lo que comparado con los resultados obtenidos y soslayando todas las diferencias en equipos y cantidad de material por ensayar, podemos decir que nuestro ensayo se acerca a la realidad. A continuación se presenta una secuencia fotográfica del ensayo.

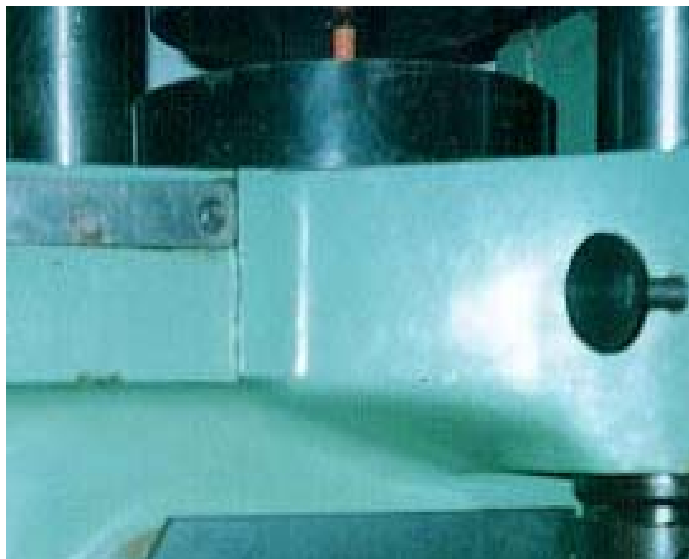
1.- comprobación de medidas de probetas para ensayo según norma ASTM E-90



2.- Ensayo de probeta de Epocast-36



Ensayo de probeta de Chockfast orange.



5.4.- Proceso de alineamiento de motores.-

Uno de los trabajos del buque que requiere más precisión es la alineación de la maquinaria principal, la transmisión y la línea de ejes de la hélice (esta última ya expuesta). Esta alineación es bastante importante para poder así obtener una instalación adecuada y sin consecuencias perjudiciales tanto para la máquina como para el eje.

Las consecuencias de un desalineamiento en la maquinaria principal son muchas y muy perjudiciales, entre otras tenemos: ruido excesivo, vibraciones, pérdidas de potencia, sobretensiones en la transmisión y componentes de la línea de ejes, etc.

Antes de hacer el alineamiento definitivo la embarcación debe estar flotando por lo menos 48 horas, ya que el casco es una estructura muy flexible, tomando distintas formas cuando se encuentra en dique seco a cuando esta flotando.

Primero se alinea el eje, de acuerdo al proceso descrito en el capítulo III. Decir que se realiza primero el alineamiento del eje es solo para dar un ordenamiento al proceso y no que el motor y caja de transmisión se dejan para el final, si no que es todo un conjunto que debe irse armonizando de acuerdo a los requerimiento que vaya presentando el sistema.

Es importante, para lograr un adecuado alineamiento en ambas bridas (la de salida de la transmisión con la del eje), el proveer de medios para el levantamiento controlado de las esquinas de la planta propulsora o la unidad de transmisión del motor. Esto puede lograrse usando pernos gatas o guinches de cadena. Es importante señalar que el método de alineación por medio de pernos gatas, consiste en ubicar un número adecuado de pernos en el contorno de la bancada del motor, por medio de los cuales se sube o se baja el motor de acuerdo a las necesidades hasta dejarlo en la posición requerida. Este procedimiento es ideal para cuando la instalación lleve calzos de resinas epóxicas.

Es importante tener en cuenta que cuando se este efectuando el alineamiento se debe proteger y tener cuidado en no dañar los fundamentos ni la bancada del motor. Es recomendable para facilitar el ajuste lateral usar pernos gatas laterales, colocados horizontalmente a cada lado del motor. También es útil utilizar calzos metálicos en forma de cuñas.

Cuando ya tenemos el eje en posición correcta, la unidad transmisión-planta propulsora se mueve ubicándose aproximadamente a su posición final. Haciendo los ajustes con los pernos gatas u otro medio, de modo que las bridas de transmisión y de eje estén separadas aproximadamente 1,62 mm y las guías estén casi concéntricas (sin colocar las guías de las bridas).

Es muy ventajoso el uso de la regla feeler para medir la distancia (ver capítulo III) en cuatro puntos equidistantes en torno a las bridas. Además se deben hacer ajustes adicionales de tal forma que las variaciones de las distancias en los cuatro puntos tomados no sobrepasen los límites permitidos. Acto seguido se deben mover la brida y el eje hacia la unidad

transmisión-planta propulsora de tal modo que las guías de las bridas encajen libremente, es conveniente revisar las mediciones hechas en los cuatro puntos de la brida, para verificar que no hayan variaciones, si la variación de las distancias en los cuatro puntos excede los límites antes señalados, se debe seguir moviendo la unidad transmisión-planta, hasta lograr que este dentro de los márgenes teniendo cuidado de no mover el alineamiento del diámetro interior.

Una vez que se ha obtenido un alineamiento adecuado, se puede proceder a marcar y taladrar los orificios para los pernos de montaje del motor, y una vez que el alineamiento es perfecto se fabrican los calzos y se instalan en cada soporte del montaje, la unidad transmisión-planta se asegura en su lugar. Los pernos gatas deben estar parcialmente sueltos antes de empernar la planta propulsora. Luego se vuelve a analizar la alineación y si esta satisfactorio, se puede comenzar a hacer firme la planta propulsora a la embarcación.

La planta propulsora y transmisión deben fijarse en su posición final sobre sus fundamentos en forma natural de modo que ninguna parte ni de la estructura ni de la planta propulsora estén sometidas a tensiones.

Esta manera de instalación hace referencia a plantas propulsoras con block de empuje incorporado y/o caja reductora. Para cuando se trate de sistemas separados donde soportes de empuje y cajas reductoras formen unidades no incorporadas a la máquina principal, están son alineadas antes de instalar la máquina principal, siendo su instalación en forma semejante a la ya descrita, pero existen alguna precauciones que deben ser tomadas.

El motor es primero correctamente alineado con la línea de eje, facilitándose bastante el trabajo con la ubicación de los topes laterales, los cuales deben ser previamente soldados a la plancha tope del fundamento, así podemos mover la base del motor dentro de la posición deseada.

El mejor método de revisar la correcta alineación es haciendo mediciones en el extremo de la línea de ejes y el cigüeñal, usando un indicador graduado, se realiza un primer chequeo para concentricidad de los ejes. Después, el alineamiento puede verificarse con un indicador pulsatorio. Para que una alineación sea satisfactoria se debe tener que el cigüeñal pueda ser fácilmente rotado.

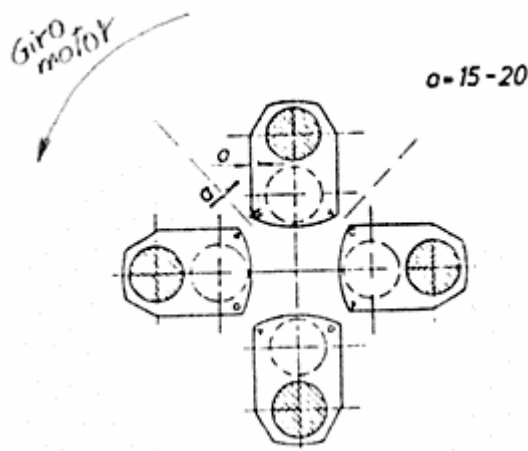
Desde luego que el alineamiento definitivo solo puede efectuarse una 48 horas después de que el buque ha sido lanzado y se encuentra flotando. Así la máquina es corregida hasta obtener las mediciones especificadas anteriormente. Una buena precisión se obtiene con un indicador graduado o tornillo micrométrico llamado flexímetro. insertado entre las manivelas del cigüeñal (figura N° 93). Si existe gran diferencia con los valores nominales, la alineación es nuevamente corregida con los pernos de ajuste. Pero cuando estas medidas son satisfactorias, los flanges entre el cigüeñal y el volante del eje, así como el volante del eje y el eje transmisor de empuje, pueden ser temporalmente acoplados. Las medidas tomadas con el

flexímetro deberán ser entonces verificadas por los ingenieros a cargo de la instalación del motor.

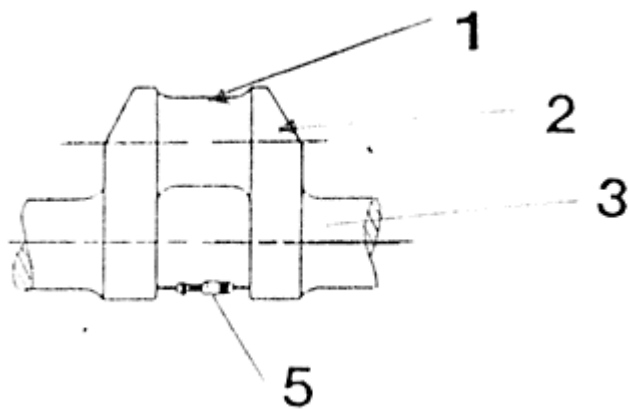
Los pernos comunes y de fijación (o bulones) no deben ser apretados hasta que hayan sido chequeadas las cabezas y las tuercas, y estos cumplan con las mínimas condiciones necesarias para la perfecta instalación de la maquinaria.

Estos pernos serán fabricados de hilo fino ya que el hilo grueso puede dañar los pernos bajo el efecto de las vibraciones.

Cuando se trate de una instalación con amortiguadores de vibraciones se requiere un acoplamiento flexible entre la máquina y la caja reductora, que debe ser capaz de absorber los esfuerzos (de curvatura) y torsionales que transmite el movimiento rotativo del motor. Su alineamiento con la línea de ejes es de la misma forma que una instalación rígida



Posiciones de chequeo de la flexión



Parte del eje cigüeñal correspondiente a un cilindro del motor

Figura N° 93. Revisión de la deflexión del cigüeñal.

- 1.- Muñón de la vuela 2.- Manivela 3.- Muñón principal
4 Flexímetro

5.4.1.- Centraje y taqueado del reductor con taco metálico.-

1. Previo a la colación del reductor sobre su polín se montará el acoplamiento elástico en el reductor según instrucciones del suministrador.
2. Preparación de planchas topes.
 - a. Con referencia al plano de anclaje del reductor, se marca con granete la zona donde va ir situado el primer taco, y a partir de este, se marcarán las demás zona de posicionamiento de los restantes tacos.
 - b. Se procederá a mecanizar, soldar los embonos del polín teniendo en cuenta si el polín del reductor tiene ya la cuña favorable o hay que dársela. La medida de la cuña estará conforme con los planos.
 - c. Si el reductor no se va a colocar inmediatamente, los embonos se recubrirán con grasa para su protección.
3. Se colocará el reductor y se centrará con los respectivos pernos gata y contraes laterales.
4. Se procederá al barrenado y fresado de los agujeros holgados del polín del reductor.
5. Se limpiará la zona entre el reductor y polín con disolvente o gas-oil.
6. Se procederá al ajuste del calzo.
 - a. Se tomarán mediciones con compás de todos los vértices de cada uno de los tacos.
 - b. Se rellenará una hoja con alturas de cada taco en sus cuatros vértices. Indicando el número de tacos y la cara sobre la que ha de trabajar el tornero.

Es muy importante tener muy aproximadas las medidas del taco para evitar el tener que después eliminar mucha superficie. Si la medidas tomadas del taco no son proporcionales en sus diferencias, puede haber error de medición (revisar) o deformación en las superficies de asiento.

La parte superior del taco se dejará perfectamente paralela, y sobre la cara inferior, es sobre la que se llevarán las alturas de cada vértice.

Sobre el polín y el reductor se teñirá con “azul de prusia”, se meterá el taco y se comprobará la superficie de contacto entre taco y polín. La comprobación entre taco y polín indicará que superficie y en que zona hay que rebajar el taco.

Se repetirá el proceso hasta que el taco quede perfectamente ajustado, con la superficie de contacto requerida (aproximadamente 80%). Se comprobará el ajuste de tacos, según los requerimientos de la sociedad de clasificación.

7. Se colocarán todos los tacos en su posición y se dejará caer el peso del reductor encima de los tacos y se comprobará el centraje quedando este un poco más alto para que al apretar quede en suposición exacta.
8. Se sacarán los tacos para barrenar y se volverán a instalar.

9. Se apretarán los tornillos holgados y se procederá al barrenado, fresado y escariado de los pernos guías comprobándose el apriete de pernos.
10. Se tomarán medidas de los pernos guías para mecanizado de estos. Una vez torneados se procederá a su colocación y apriete según plano, comprobándose posteriormente el ajuste y apriete.
11. Se tomarán las mediciones definitivas de centraje.
12. Normalmente, la colocación de topes se realiza como se describe en los puntos siguientes. Seguiremos este proceso siempre y cuando no tengamos instrucciones concretas del suministrador.
 - a. Se presentarán unos topes de apriete consistente en un ángulo de 90°, soldado en su parte inferior al polín, y en la parte superior se realizará un agujero donde se coloca una tuerca soldada y un tornillo de apriete.
 - b. Se soldarán unos puntos para sujetar los topes del polín.
 - c. Se colocarán las cuñas en su posición, se apretarán, y una vez en su posición definitiva y apretadas contra el reductor se procederá a la soldadura de la primera.
 - d. Se sacará la segunda cuña y se colocará azul de prusia para comprobar la superficie de contacto entre el reductor y la primera cuña. Se medirá con galgas donde hay que rebajar las cuñas, se pulirán las zonas donde sea necesario, se pulirán las zonas donde sea necesario y se colocarán nuevamente las cuñas.
 - e. Finalmente se apretarán los pernos de anclaje.

5.4.2.- Centraje y taqueado del reductor con tacos resina.-

1. Previo a la colocación del reductor sobre su polín se montará el acoplamiento elástico en él.
2. Antes de montar el reductor, se limpiará la superficie de asiento del polín con el propósito de eliminar todas la impurezas, oxidaciones, etc.
3. Se colocará una capa gruesa de antioxidante a toda la superficie.
4. Se colocará el reductor y se centrará con sus respectivos pernos gatas verticales y laterales, dejándolo un poco más alto para que al momento de dar el apriete final este baje.
5. Se procederá al barrenado y fresado de los agujeros holgados y de ajuste del polín del reductor.
6. Se limpiará la zona del reductor y del polín con diluyente o algún disolvente.
7. Se colocarán los topes con sus cuñas, siempre y cuando sean requeridos por el proveedor, y se procederá a soldar los topes al polín en la misma secuencia del caso anterior.
8. Se procederá ala fabricación de los moldes para la resina, y se verterá en estos la resina preparada con anterioridad.

9. Se quitarán los moldes y eliminar todo lo sobrante, para poder ajustar los topes laterales.
10. Se apretarán los pernos de anclaje según plano y se hará una comprobación definitiva del centraje.
11. Se ajustarán los topes laterales y de proa.

CAPITULO VI

PROBLEMA DINAMICOS EN EL SISTEMA PROPULSIVO DE UNA LINEA DE EJES

4.1. Causas, Consecuencias y averías en la línea de ejes, descansos y bocina debido a las vibraciones

Las posibles causas de vibraciones pueden producir respuestas tales como aceleraciones, velocidades y desplazamientos, por lo que se espera fatiga del material de la estructura, componentes de la línea de ejes, mal funcionamiento de los equipos y maquinarias, y una disminución en la eficiencia de los servicios de la embarcación.

Sabemos que las vibraciones se producen por la presencia de fuerzas excitadoras, produciendo consecuencias o respuestas en la estructura o en la línea de ejes. El origen de las fuerzas excitadoras se atribuye a los siguientes elementos:

1. Motor propulsor.
2. Propulsor
3. Línea de ejes
4. Motores auxiliares
5. Acción del mar.

Nuestra atención se centrará en la línea de ejes, por la orientación dada hacia la prevención de fallas y averías, el mantenimiento de la misma y sus partes.

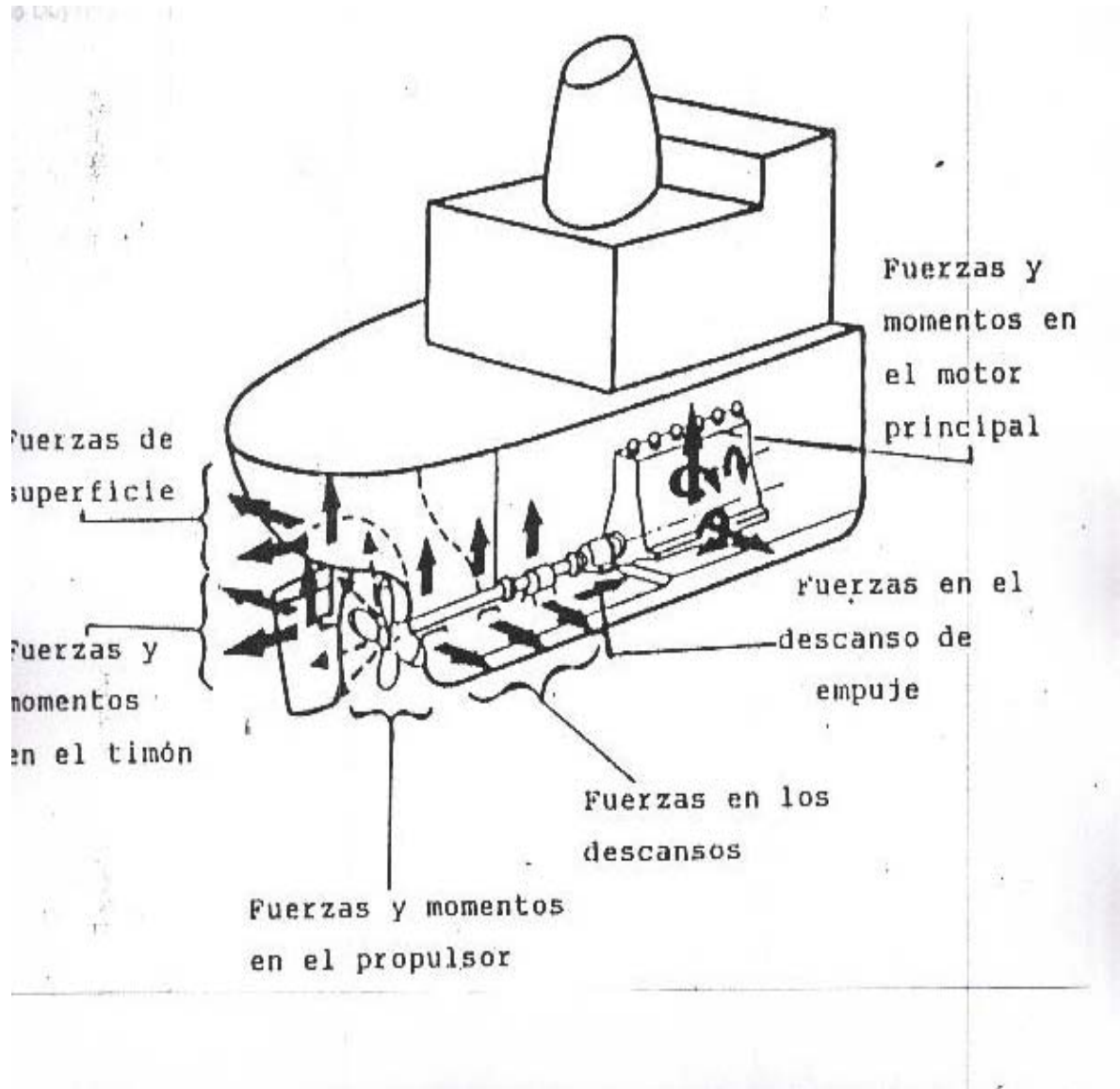


Figura N° 94

4.2.-Vibraciones en la línea de ejes.-

Existen tres tipos de vibraciones en los ejes:

a. Vibraciones axiales.

Las vibraciones axiales actúan afectando el descanso de empuje y engranajes o eje cigüeñal. Estas vibraciones se producen por la fluctuación de empuje y torque del propulsor, además de las fuerzas de los gases del motor principal. Pueden producir efectos destructivos para los equipos en la sala de máquinas, y en caso de las líneas de ejes, grietas, fisuras, desalineamientos, rotura de la empaquetadura de los cojinetes, etc.

Los sistemas de eje tienen vibraciones axiales características que son resonantes con el rango de fuerza de las frecuencias de las palas del propulsor, experimentando un aumento significativo de las fuerzas de excitación. Esto puede acarrear un desgaste acelerado de engranajes, fatiga en tuberías, hendidura en las fundaciones, etc.

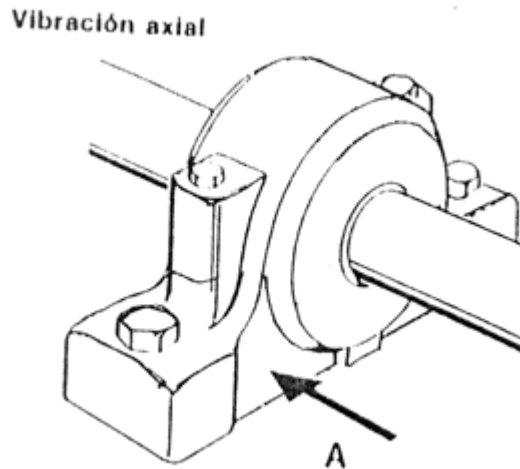


Figura N° 95.

b. Vibraciones torsionales.

Aquellas se manifiestan debido a que los buques utilizan sistemas con motores de combustión interna o diesel.

Se producen por que la intensidad de la fuerza ejercida por el pistón que actúa sobre el sistema elástico del que forma parte del eje, varía periódicamente, sumándose el efecto que produce la variación del torque del propulsor, por el accionar irregular de la palas, el número de estas o su múltiplo.

También cabe destacar que el grado de balance de la hélice, la posición que esta tiene respecto de la estructura del casco, número de palas, orden de encendido, número de cilindros, número de tiempos del motor e irregularidad en la estela generada por la hélice.

c. Vibraciones Whirling.

La vibración de Whirling puede ser provocada por el propulsor, debido a las variaciones de las fuerzas hidrodinámicas actuantes en las palas de la hélice por el campo de la estela.

Whirling puede verse al considerar el movimiento resultante de dos ejes vibrando cada uno en dos planos perpendiculares, pasando a través de la posición neutra del eje, por efecto cuerda. Dependiendo de la forma como es combinen los movimientos en los planos perpendiculares, el movimiento resultante podrá ser circular o elíptico.

La visualización de la vibración Whirling, es además complicada por el hecho de que su frecuencia puede ser la frecuencia natural o un múltiplo de la rotación del eje, y su movimiento puede ir en dirección de la rotación del eje u opuesto.

Como fuente excitadora, la línea de ejes sufre vibraciones debido a la presencia y unión del propulsor y motor principal, entes que le hacen participe de sus movimientos.

La línea de ejes, con estas fuerzas y momentos sufre desalineamiento de sus partes, además del desgaste y pérdida de los descansos.

También las vibraciones ayudan a desarrollar tipos de corrosión tales como picaduras, grietas, roturas, las que pueden llegar a causar la rotura del eje.

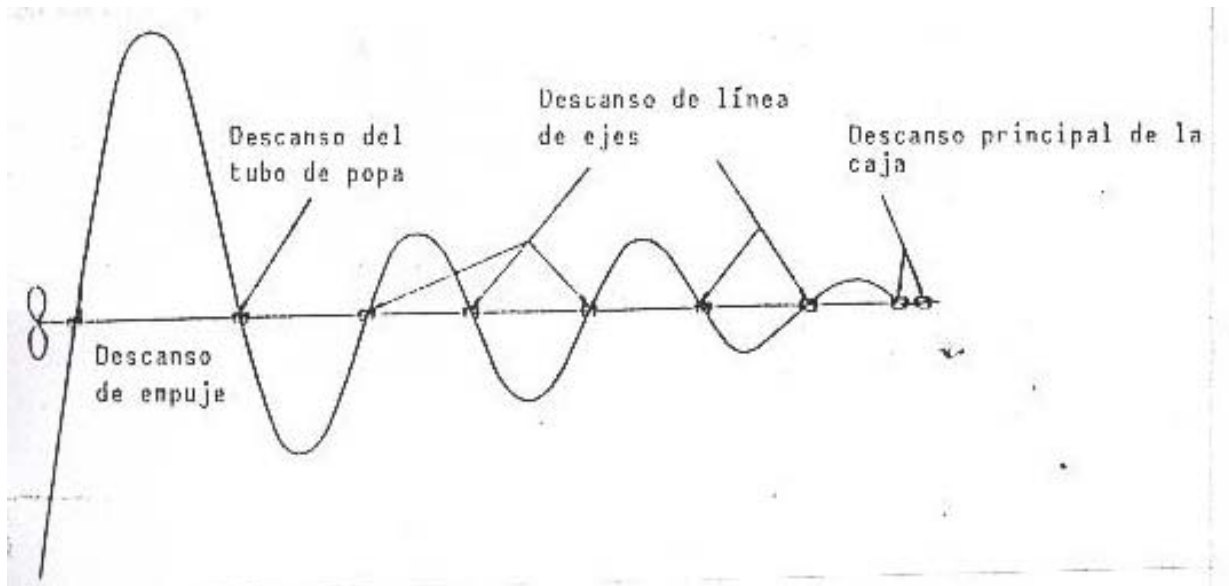


Figura N° 96.

Como ya hemos mencionado el tratamiento para dar solución debido a los problemas antes mencionados, mostraremos a continuación una experiencia práctica de medición de vibraciones realizadas en el RAM Pangüi. Las mediciones fueron tomadas en los 4 descansos del motor y en dos de los descansos de la caja de reducción.

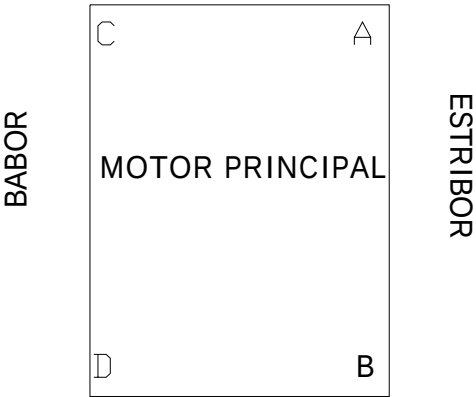
El instrumento para realizar la medición fue facilitado por el laboratorio de ensaye de materiales perteneciente al instituto de ciencias navales y marítimas, como se muestra en la figura N° 97.





Figura N° 97, Descansos de caja de reducción y de motor principal.

Cabe destacar que para la revisión de los resultados obtenidos nos basamos en la norma ISO 4867, 1984, la cual se puede apreciar en el anexo N° 1. Las mediciones fueron hechas para dos distintas posiciones, o mejor dicho distinto paso de palas. Antes de mostrar los resultados



se presenta un esquema de cómo se distribuyeron las medidas.

Las mediciones fueron las siguientes:

1. Paso de palas a un 50%.

- a. Descanso de proa del motor, estribor: 5,4 mm/s.
- b. Descanso de proa del motor, babor: 5,7 mm/s.
- c. Descanso de popa del motor, estribor: 6,2 mm/s
- d. Descanso de popa del motor, babor: 5,4 m

2. Paso de palas a un 80 %.

- a. Descanso de proa del motor, estribor: 4,8 mm/s.
- b. Descanso de proa del motor, babor: 6,2 mm/s.
- c. Descanso de popa del motor, estribor: 7,1 mm/s
- d. Descanso de popa del motor, babor: 6,0 mm/s

Ahora bien, las revoluciones del motor era de 1250 R.P.M, lo que equivale a 20 hertz. Si, entramos al gráfico podemos apreciar que para el paso de palas del 50% donde se presenta la mas alta medición, tenemos un desplazamiento aproximado de 0,06 mm y una aceleración de $0,007 \text{ mm/s}^2$, el mayor valor permitido son 10 mm/s (referencia catalogo de medidor de vibraciones VIBRAMETER VIB-10), y revisando las mediciones nos damos cuenta que estas están muy por de bajo de esta tolerancia, lo que nos lleva a decir que las vibraciones que se producen en el motor no son perjudiciales para el buen funcionamiento de la embarcación.

CONCLUSIONES

Al finalizar el desarrollo de la tesis es inevitable plantearse si los objetivos propuestos fueron alcanzados, para esto dividiremos el desarrollo de esta conclusión analizando cada uno de ellos.

1. Se dio a conocer en la forma más exhaustiva posible cada uno de los componentes de una línea de ejes, tratando de abarcar la mayor cantidad posible de parámetros que pudieran definirlos, eso si, hay que tener presente que la tecnología avanza día a día, lo cual nos lleva a perfeccionarnos para que nuestros conocimientos acerca de cuales son las nuevas tecnologías aplicadas en esta área y no quedemos obsoletos, lo que nos llevaría a dejar de ser una alternativa de trabajo.
2. Las técnicas de mantenimiento o de reparación que se entregaron, son las que se utilizan en nuestros días, estas no son una receta única de trabajo ya que para cada problema que se presenta en una embarcación, los factores son distintos, lo que nos altera uno u otro parámetro, haciendo que varíen en pequeños detalles. Esto no quiere decir que lo expuesto esta malo, sino que, estas son algunas maneras de proceder estándar de acuerdo a la experiencia que se tiene en la reparación de los sistemas. Es importante acotar que cada persona tiene una manera de pensar distinta y que por ello hay diferentes maneras de llegar a una misma solución, y que cada uno de nosotros (ingenieros navales) logremos encontrar nuestros propios métodos o formas de llegar a una solución, nos hará crecer en conocimiento y experiencia.
3. Si bien la utilización de resina nos es algo relativamente nuevo, la utilización en el mercado chileno no tiene un gran desarrollo, debido a que los armadores no tiene gran confianza en productos que no conocen. En este caso podríamos decir que la utilización de estos productos ya sean en cualquiera de sus marcas dan una ventaja en cuanto a costos en el astillero. Si bien el costo es levemente mayor, esto se compensa ya que la embarcación esta menos días en varadero, debido a la rápida aplicación de estas en comparación del la antigua pero no obsoleta utilización de calzos metálicos. Para el astillero también es ventajoso aunque en primera instancia pareciese que una menor estadía de la embarcación en sus instalaciones pudiese afectarlos, esto se compensa con una mano de obra mas cara ya que es mas especializada.
4. Los problemas vibratorios en una embarcación son muy complejos, a lo mejor el tema no se trato con mayor profundidad pero nos pudimos dar cuenta a lo largo de todo el desarrollo que este fenómeno es muy perjudicial y que tiene una gran importancia, ya que por este fenómeno se producen varios tipos diferentes de averías o ruptura en el conjunto propulsivo (motor-eje-hélice).

5. El proceso de alineación de una línea de ejes, no es muy complejo pero requiere de una gran exactitud y experiencia, ya que este es uno de los aspectos primordiales en la construcción de una embarcación, si esta queda defectuosa se pueden producir una serie de problemas, los que pueden llevar al colapso de la embarcación, de hecho por este problema podemos tener problemas estructurales, los cuales agravan más la situación. Un correcto alineamiento nos permitirá lograr una comodidad durante la navegación y un perfecto funcionamiento del conjunto propulsivo, lo que permitirá al armador tener un producto de calidad. Los distintos métodos de alineación no son excluyentes uno del otro ya que estos pueden ser realizados en conjunto para lograr un mayor grado de confianza y exactitud. La tecnología también tiene gran injerencia en esta parte ya que los instrumentos que se utilizan hoy en día son de mayor precisión.

Hoy por hoy los elementos constitutivos del sistema propulsivo están en constante evolución, pero el tener un conocimiento exhaustivo de sus problemas y soluciones nos permite tener un soporte técnico para el desarrollo de nuestra profesión.

Bibliografía

- 1.- Marine Engeneering , Cap. XI Propeler, Shafting and Shafting system vibration
- 2.- Publication Bureau Veritas , París 1979, Recomendations Designed to limit the effect of vibrations on board ship.
- 3.- Catálogos Waukesha-Lips, Hélices paso controlable, descansos y sellos
- 4.- Estudio sobre fundamentos de máquinas marinas, Tesis N° 144 1983 José Hernández Loyola.
- 5.- Montaje y problemática en la línea de ejes de un buque, Tesis N° 382 1994 Marlo Obreque Morales.
- 6.- Riesgo de Vibraciones en el buque, Revista de Ingeniería Naval Febrero 1999
- 7.- Cojinetes de bocinas en buques pesqueros, Revista de Ingeniería Naval Julio/Agosto 1999
- 8.- Reparaciones en ejes de cola en buques pesqueros, Revista de Ingeniería naval Diciembre 1998.
- 9.- Norma ISO de vibraciones, ISO4867.
- 10.- Publicación MIR 1978.
- 11.- Catálogos SKF.
- 12.- Resistencia longitudinal del buque y alineación de ejes, Asmar.
- 13.- Catálogos de sellos tipo Simplex.
- 14.- Cojinetes elastoméricos Thordon; autor Thompson Gordon Ltda.
- 15.- Alineamiento de ejes, Armada de Chile, editorial Armada de Chile.
- 16.- Procedimientos de corrección de ejes propulsores, Asmar Chile.
- 17.- Genuine Cedervall, Cedervall and Somer, sellos Cedervall.
- 18.-Bombas para acoplamientos, Trimod, editorial Besta.
- 19.- Corrintec, Morgan Kelly, editorial Corrintec/UK Limited.
- 20.- Manual Philadelphia Resines, informativo de utilización de Chockfast.
- 21.- Manual Epocast, Utilización y ventajas de Epocast 36 y Epocast D.
- 22.- Normas para el proyecto y desarrollo de líneas de ejes, Sociedades de clasificación, editorial Soc. marítima AXPE.
- 23.- Manual de instrucción Vibrameter VIB-10.

- 24.- Factores que influyen en los cojinetes de bocina, A. Hill, editorial marine, Glacier Metal Ltda.
- 25.- Cálculo por medio de elementos finitos, Reddy J.N, Larsen O.C, Grant R.B.
- 26.- Catalogo de empaquetaduras Chesterton
- 27.- Ensaye e inspección de los materiales en ingeniería, Hamer L Davis, George Earl Troxell y Clement T. Wiskocil, pagina 186, ensayos de compresión.

ANEXO

International Standard



4867

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION • МЕЖДУНАРОДНАЯ ОРГАНИЗАЦИЯ ПО СТАНДАРТИЗАЦИИ • ORGANISATION INTERNATIONALE DE NORMALISATION

Code for the measurement and reporting of shipboard vibration data

Code pour l'exécution des mesurages de vibrations à bord des navires et présentation des résultats

First edition — 1984-12-01

UDC 534.1 : 629.12

Ref. No. ISO 4867-1984 (E)

Descriptors : ships, vibration, measurement, definitions, recording instruments, testing conditions, technical data sheets.

Contents

	Page
0 Introduction	1
1 Scope and field of application	1
2 References	2
3 Definitions	2
4 Measurement of data	2
5 Analysis and reporting of data	4
6 Rules for presentation of vibration test results	5
Tables 1 to 7	6
Figures 1 to 5	13
Bibliography	18

Code for the measurement and reporting of shipboard vibration data

0 Introduction

The need for comparative data on ship vibration requires uniform test conditions. In general, comparative data can best be obtained during ship trials with known ballast loading. The relatively uniform vibration resulting from propulsion machinery excitation (turbine or diesel drive) can be masked or distorted by transient vibrations due to wave impact or slamming. Changes in wake distribution due to rudder angle and yaw can produce large increases in exciting forces. Operation in shallow water also has a significant effect on hull vibration. Propeller emergence, whether continuous or periodic, causes large increases in exciting forces. The effect of lateral vibration of the aft part of line shafting on hull and superstructure vibration should also be considered.

The aft part of the line shaft may have a lateral resonant frequency within the speed range of the ship which can be excited to strong vibrations by either unbalance or propeller forces.

Alternating thrust forces may cause dangerous vibration of the thrust bearing or machinery as a result of a longitudinal resonance in the propulsion system.

Diesel engines may vibrate about the three rotational axes and three translational axes and generate large forces which in turn may cause large ship vibrations.

The principal response of a ship hull is usually similar to that of a free-free beam in its lower modes. At higher frequencies, the response of the hull girder is equivalent to a forced response with ill-defined resonances and maximum response in the stern area. The stern area is an antinode for all bending and torsional modes excited by the propulsion system and is an appropriate reference point for the measurement of beam-like vibration and forced response. The response of superstructures and local structures may be evaluated in terms of the ratio of their vibratory amplitude to the amplitude of hull girder vibration at that location.

In this International Standard, the term "vibration severity" is used to describe the vibration conditions in the ship and, based on long-established practice in the industry, the peak value of vibration velocity has been chosen as the primary quantity of measurement; since, however, much data have been accumulated in terms of vibration acceleration and vibration displacement, a plotting sheet has been adopted on which data may easily be plotted using any of these quantities of measurement.

1 Scope and field of application

This International Standard establishes uniform procedures for gathering and presenting data:

- a) on hull vibration in single or multiple-shaft sea-going merchant ships;
- b) for vibration of propulsion shaft systems as it affects hull vibration.

Such data are necessary to establish uniformly the vibration characteristics of hull and propulsion-shaft systems and to provide a basis for design predictions, improvements and comparison against vibration reference levels.

The procedures, where applicable, can also be used for inland ships and tug boats. In special cases, where objectionable vibration is found to exist, specific investigative studies may be required.

This International Standard is concerned with:

- a) vibration of the main hull girder and superstructure excited by the propulsion system
 - at shaft rotational frequency,
 - at propeller blade rate, harmonics of blade rate and
 - at frequencies associated with the major components of machinery;
- b) excitation of the propulsion shaft and main machinery system.

It does not deal with other aspects of ship vibration at this time. Local vibration is dealt with in ISO 4868.

Anchor drop-and-snub tests in calm water may be an effective means of obtaining the first few vertical hull modes of vibration and their damping constants (see warning in 4.5.5).

Detailed design information on the ship is required to assist in developing empirical constants useful in evaluating the vibration of hull and machinery vibratory characteristics.

This International Standard gives general principles of vibration measurement on board ships to improve vibration engineering. Therefore, in individual cases, items to be measured may be selected or added to meet the aims of the vibration measurement of each ship.

2 References

ISO 2041, *Vibration and shock — Vocabulary*.

ISO 4868, *Code for the measurement and reporting of local vibration data of ship structures and equipment*.

ISO 6954, *Mechanical vibration and shock — Guidelines for the overall evaluation of vibration in merchant ships*.

3 Definitions

In addition to those terms defined in ISO 2041, the following definitions are applicable.

3.1 free route : That condition achieved when the ship is proceeding at a constant speed and course with minimum throttle or helm adjustment.

3.2 hull girder : The primary hull structure such as the shell plating and continuous strength decks contributing to flexural rigidity of the hull and the static and dynamic behaviour of which can be described by a free-free non-uniform beam approximation.

3.3 hull girder vibration : That component of vibration which exists at any particular transverse plane of the hull so that there is little or no relative motion between elements intersected by the plane.

3.4 local vibration : The dynamic response of a structural element, deck, bulkhead or piece of equipment which is significantly greater than that of the hull girder at that location.

3.5 severity of vibration : The peak value of vibration (velocity, acceleration or displacement) during periods of steady-state vibration, representative of maximum repetitive behaviour, under the conditions defined in 4.2.

When using autographic records, suitable lengths of record may easily be recognized.

When using electronic methods of analysis, care shall be taken to use lengths of record, time constants and averaging times so that a good approximation to the steady-state amplitude is obtained.

4 Measurement of data

4.1 Instrumentation

Measurements should preferably be made with an electronic system which produces a permanent record. The transducers may generate signals proportional to acceleration, velocity or displacement. Recording can be made either on magnetic tape, paper oscillographs, or a combination of both. Use of paper oscillographs during the tests means that the vibration traces can be inspected directly and is very helpful in evaluating existing vibration problems. When displacement rather than

either velocity or acceleration is recorded, the desired low-frequency signals associated with significant vibratory motion are the major components of a recorded trace. Thus, they are readily evaluated since they overshadow possible higher frequency signals with low displacement amplitudes.

Provision should be made for suitable attenuation control to enable the system to accommodate a wide range of amplitudes.

An event marker should be provided on the propeller shaft. Its position with respect to top dead centre of cylinder number 1 and a propeller blade should be noted. Cylinder numbering should be shown in figure 2.

The complete measuring system should be calibrated in the laboratory prior to the test and it is desirable to check the calibration of each recording channel before each stage of the test.

4.2 Preferable test conditions

The preferable test conditions shall be as follows:

- a) the test should be conducted in a depth of water not less than five times the draught of the ship, unless otherwise specified;
- b) the test should be conducted in a quiet sea (sea state 3 or less);
- c) the ship should be ballasted to displacements as close as possible to the operating conditions within the ordinary ballasting capacity of the vessel. The draught aft should ensure full immersion of the propeller;
- d) during the free-route portion of the test, the rudder angle should be restricted to about two degrees port or starboard (minimum rudder action is desired).

Any divergence from these conditions should be clearly stated in table 4.

4.3 Transducer locations

Vibration measurements should be taken at the following locations; measurements should preferably be taken simultaneously in order to determine vibration modes.

4.3.1 Stern

Vertical, athwartship and longitudinal measurements of the hull girder as close as possible to the centreline and the stern. These measurements should be used for reference purposes. When a torsional response of the hull shall be determined, a pair of deck-edge transducers for vertical vibration should also be employed. It should be ensured that the vibration of the hull girder is measured, excluding local effects.

4.3.2 Superstructure

Vertical, athwartship and longitudinal measurements at the following locations to determine the overall vibration of the superstructure:

- a) wheelhouse, centreline at front of bridge;
- b) main deck, centreline at front of deck house;
- c) a pair of transducers to measure torsional motions of an aft deckhouse, when torsional vibration shall be determined.

Measurements should be made in the range of at least 90 to 100 % normal service shaft rotational frequency.

4.3.3 Machinery and thrust-bearing housing

- a) For geared drives:

Vertical, athwartships and longitudinal measurements on top of thrust bearing housing (see figure 1). Recording should also be taken on one supplementary point on the thrust block foundation, in the longitudinal direction. Measurements at other locations indicated in figure 1 may be executed as optional at constant speed (contractual speed for instance). Other types of measurement to achieve the same results are permissible.

- b) For direct diesel drives:

Recordings should be taken at the following locations, shown in figure 2:

- 1) on top of and on the foundations of the thrust bearing [similar to 4.3.3 a)];
- 2) on the top forward end of the main engine, in the longitudinal direction;
- 3) on the top forward and aft ends of the main engine, in the vertical and athwartships directions.

It is recommended that the following measurements should also be made:

- 4) on the forward end of the crankshaft (longitudinal only);
- 5) on the forward and aft ends of the engine foundations (vertical and athwartships only).

For the other measuring points, as shown in figure 2, optional recordings may be taken at constant shaft rotational frequency.

Measurements should be made throughout the normal operational range of the ship.

4.3.4 Lateral shaft vibrations (optional)

- a) Vertical and athwartships vibration measurements should be made on the shaft relative to the stern tube (see figure 3). Other optional measurement points, as indicated in figure 3, may also be taken. Other types of measurement to achieve the same results are permissible.

Measurements should be made throughout the normal operational range of the ship.

Data concerning the characteristics of the aft part of the line shafting should be inserted in table 2.

- b) In order to eliminate possible error, shaft run-out should be checked by rotating the shaft by the turning gear, and recording the first order signal. This signal should be phased and the shaft vibration measurement corrected accordingly.

4.3.5 Torsional shaft vibration

To confirm the torsional vibration characteristics, torsional vibration measurements should be made either at the free end of the propulsion machinery, using a suitable torsional vibration transducer, and/or on the main shafting, using strain-gauges. Alternatively, depending on the system characteristics, a mechanical torsigraph, driven from a suitable position along the shafting or free end, may be used for this purpose. Torsional vibration measurements are considered mandatory for propulsion machinery, unless the design calculations approved by the Classification Society show that excitation of significant vibration in the operating speed range cannot reasonably be expected.

4.3.6 Local structures (optional)

When evidence of severe local vibration occurs, measurements should be made to form a basis for determining the need for corrective measures (see ISO 4868).

4.3.7 Deck traverse (optional)

Measure at the deck edge vertical and athwartships bending vibration at a sufficient number of points to permit determining the mode shapes at the lower frequencies, avoiding local resonances. Such measurements may be made by use of a reference transducer at the stern together with a portable transducer. Torsional modes require phased deck-edge measurements.

4.3.8 Hull pressure transducers (optional)

To obtain an indication of the magnitude of propeller-induced forces acting on the hull surface, the measurement of hull surface pressures may be carried out as an optional item. The minimum number of pressure transducers (three) should be located as shown in figure 4. Two transducers should be approximately in the propeller plane and one approximately 0,1 *D* forward of the propeller plane. To minimize the effect of plate vibration, all transducers in the hull plating should be located as close as possible to adjacent frames or partial bulkheads.

For research purposes, or for full integration of actual forces, a higher number of pressure transducers would be required, positioned over a large area above, aft and particularly forward of the propeller plane.

4.4 Quantities to be measured

The quantities to be measured are as follows:

- a) displacement, velocity, acceleration, pressure or strain;
- b) frequencies in cycles per second (hertz) or cycles per minute;
- c) shaft rotational frequency (speed) in revolutions per minute or revolutions per second;
- d) phase identification (see 5.1 d)).

4.5 Test procedure

4.5.1 Calibration of recording equipment

Each channel should be checked after completion of installation to ensure proper working condition, desired amplification setting and phasing. Checks should be made at regular intervals and for each setting of signal attenuation. The calibration should be recorded.

4.5.2 Performance of measurements

Record hull and machinery vibration data in the following conditions:

- a) make a steady deceleration or acceleration run of, preferably, less than 5 r/min² to determine location of critical speeds;
- b) in free route, run from half shaft rotational speed to maximum at increments of 3 to 10 r/min. Additional runs at smaller increments are required in the vicinity of critical speeds and near service speed (see 4.5.3);
- c) hard turns to port and starboard at maximum speed (optional);
- d) crashback from full power ahead to full power astern (optional);
- e) anchor drop-and-snub (optional, see 4.5.5).

4.5.3 Free-route runs

For free-route runs, permit the ship to steady on constant speed. Hold the speed for a sufficient time to permit recording of maximum and minimum vibration values (about 1 min). In multiple shaft ships, all shafts should be run at, or as close as possible to, the same speed to determine total vibration levels. In certain instances it may be preferable to run with a single shaft for the determination of vibration modes.

4.5.4 Measurement during manoeuvres

The ship should be at maximum speed at the start of all manoeuvres.

For manoeuvres, start the recorder as the throttle or wheel is moved. Allow to run until maximum vibration has passed. This normally occurs when the ship is dead in the water during a crashback manoeuvre or when the ship is fully in a turn.

4.5.5 Anchor drop-and-snub test

For the anchor drop-and-snub test, the anchor shall fall freely and be snubbed quickly by use of the windlass brake, and shall not touch bottom. The ship shall be dead in the water for this test, with a minimum of rotating equipment in operation. Care shall be taken not to exceed the recommendations for free drop as indicated by the manufacturer of the anchor windlass. Data should be taken continuously from the moment the anchor is released until vibration can no longer be detected.

5 Analysis and reporting of data

5.1 Analysis

Analysis should provide the following information for all runs:

- a) severity of vibration at the propeller shaft rotational frequency (first order) for hull girder transducers;
- b) severity of vibration at blade rate frequencies for hull girder and machinery transducers;
- c) severity of vibration of each detectable harmonic of shaft rotational frequency or blade rate for hull girder and machinery transducers as applicable. Also the severity of each detectable multiple of crankshaft rotational frequency in the case of geared diesel installations;
- d) phase relation between various transducers at blade rate, as applicable, using a suitable reference datum, for example a hull girder or machinery transducer or event marker;
- e) for diesel engines, phase relation should be provided between all transducers measuring in the longitudinal direction and for the transducers on top of the engine measuring torsional motions; therefore, each group should always be measured simultaneously;
- f) severity of vibration at hull girder and machinery resonances.

NOTE — The presence of beating effects, if any, should be noted by recording maximum and minimum values of the amplitude and the frequency of the beat.

5.2 Reporting of data

Data reported should include the following:

- a) the principal ship design characteristics:
 - 1) complete tables 1, 2 and 3;
 - 2) provide sketch of the inboard profile of hull and superstructure;
 - 3) provide a lines plan of the stern configuration, for about one-fifth of the length of the ship.

b) a sketch showing locations of hull girder and machinery transducers and their directions of measurement. Transducer locations for local vibration measurements should be shown on a separate sketch;

c) the trial conditions, recorded using table 4;

d) plots of displacement, velocity or acceleration amplitudes versus speed for shaft rotational frequency, blade rate, or machinery excitation frequency or any harmonic thereof. Make use of forms of the kind shown in figure 5. Additional form sheets should be used according to table 5. Linear plots may also be used;

e) results of measurements at local areas reported using table 5 and figure 5;

f) results from manoeuvres tabulated as indicated in tables 6 and 7;

g) results of an anchor drop and snub test, including the identified hull natural frequencies and, from the decaying vibration traces, the derived damping coefficients. Presentation of oscillograph traces is desirable;

h) method of analysis of the results;

j) type of instrument used;

k) the report should note the hull natural frequencies and modes which have been identified. It should also mention any undesirable or unusual vibration condition encountered.

6 Rules for presentation of vibration test results

a) Use one graph each (see figure 5) for vertical, athwartship and longitudinal hull vibration at stern.

Identify severity of vibration for evaluation of habitability. Use ● for objectionable, ◐ for questionable, and ◑ for acceptable vibrations;

b) use one graph each for vertical, athwartship and longitudinal thrust bearing vibration;

c) use graphs as needed for machinery and lateral shaft vibration. Each graph should identify the transducer positions by referring to figures 1, 2 and 3.

NOTES

1 Additional graphs should be used to identify phasing relationships, etc.

2 The following marks should be used throughout the report for easy identification:

1) Propeller shaft frequency

2) Blade rate

3) Twice blade rate

4) Three times blade rate

5) Higher frequencies (identify)

6) Engine frequency (identify predominant orders)

Table 1 — Particulars of test ship

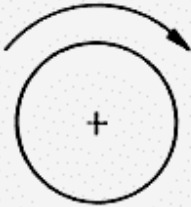
Particulars of ship		Ship name	
		Builder/built year	
Hull		Main engines	
Kind and type		Number, kind and type	
Class		Built year	
Construction		Bore and stroke, mm	
		Number of cylinders	
Length L_{pp} between perpendiculars, m		Power, kW	
Breadth B moulded, m		Speed, r/min	
Depth D moulded, m		Location*	
Draught T (full load), m		Unbalance couple**, N.m	M_{v1}
Displacement Δ (full load), t			M_{v2}
Block coefficient c_B			M_h
Deadweight, t		Propellers	
Lightweight, t			
2nd moment of area of midship section, m^4	I_v	Number and type	
	I_h	Number of blades	
Shear area of midship section, m^2	A_v	Pitch ratio	
	A_h	Expanded area ratio	
Sketch of midship section		Skew in degrees	
		Diameter D_p , m	
		Speed, r/min	
		Type and number of rudders	
		Sketch of screw aperture***	
Remarks :			

* For diesel engines, the distance from the aft perpendicular to centre of engine. For turbine, the approximate location, for example amidships, semi-aft or aft.

** In the case of an engine having unbalanced force and/or any other excitation necessary to describe the vibratory phenomenon, the value should be added in the "Remarks" column.

*** See example in figure 4 b). Substitute appropriate sketch in multiple screw or ducted propeller ship.

Table 3 — Particulars of main diesel engines or turbine driven plants

Particulars of main engine							
Manufacturer		Natural frequency of shafting and crank shaft or gearing and turbines, c/min*					
Kind							
Type		Maximum	Normal	Mode	Longitudinal	Torsional	
				1st			
Output, kW	Brake : Shaft :			2nd			
Rotational frequency, r/min				3rd			
Main diesel engine							
Number of cylinders				Mass and position in longitudinal and vertical direction of centre of gravity relative to crankshaft axis			
Cylinder bore							
Cylinder stroke				Mass polar moment of inertia with respect to crankshaft axis			
Firing order	Indicate angle and cylinder number, propeller blade and event marker Forward running (looking forwards) 	Stiffness values of thrust block, N/m					
				Order	Force N	Couple N.m	
		Free forces and couples due to unbalance			1st		
					2nd		
		Guide forces (H) and couples (X)					
Sketch of crankshaft or reduction gear system showing its major scantlings							

* Give details of balancers, detuners, dampers, etc., which could influence vibration.

Table 4 — Conditions during vibration measurements

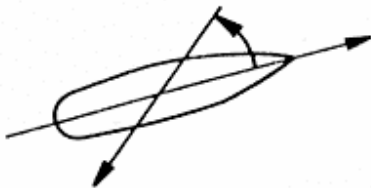
Test conditions		Date	
		Place	
Sea state (Beaufort number)		Type and characteristics of measuring instruments	
Height of swell, m			
Relative heading angle, in degrees  Wave direction			
Depth of water, m			
Draught forward, m			
Draught aft, m			
Mean draught, m			
Test displacement Δ , t			
Propeller immersion from shaft centreline to water surface, m			
Loading plan			

Table 6 — Results of vibration measurements during manoeuvres (optional)

Manoeuvres	Initial shaft speed r/min	Order* BR, 2 × BR	Frequency, Hz, and maximum amplitude**					
			Stern			Other selected location identify		
			Vertical	Athwartship	Longitudinal	Vertical	Athwartship	Longitudinal
Hard turn to port								
Hard turn to starboard								
Crashback								
NOTES :								
Ship : Test date :								

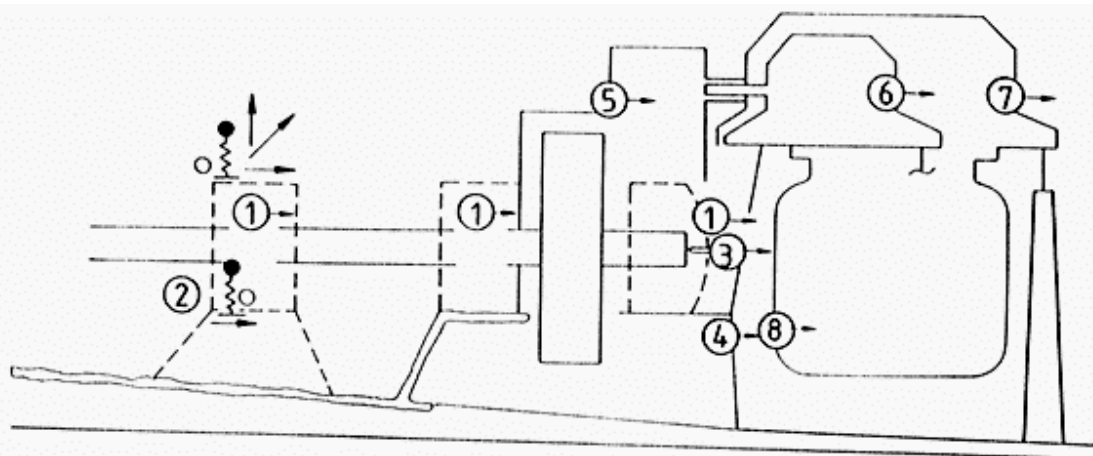
* After order number, identify blade rate (BR) or twice blade rate (2 × BR).

** Indicate whether velocity, acceleration or displacement amplitudes are reported and enter the following units accordingly:
mm for displacement
mm/s for velocity (preferred)
mm/s² for acceleration

Table 7 — Longitudinal vibration of the propulsion system during manoeuvres (optional)

Manoeuvres	Run number	Initial shaft rotational speed r/min	Frequency, Hz, and maximum amplitude*							
			1 Thrust bearing housing	2 Thrust bearing foundation	3 Bull gear shaft	4 Gear case foundation	5 Gear case top	6 HP turbine	7 LP turbine	8 Con- denser
Hard turn to port										
Hard turn to star-board										
Crashback										
NOTES :										
Ship : Test date :										

* Indicate whether velocity, acceleration or displacement amplitudes are reported and enter the following units accordingly:
mm for displacement
mm/s for velocity (preferred)
mm/s² for acceleration



Key

- ① Thrust bearing housing. The sketch shows the three possible positions of the thrust bearing, though the transducer positions are shown for only one.
- ② Thrust block foundation.
- ③ Forward end of bull gear shaft. This position will require a probe and provision for access in the gear case.
- ④ Gear case foundation. On top of the gear case foundation under the shaft centreline.
- ⑤ Gear case top. Over shaft centreline.
- ⑥ High pressure turbine. Attached to h.p. turbine casing at forward or aft end.
- ⑦ Low pressure turbine. Attached to l.p. turbine casing at forward or aft end.
- ⑧ Condenser. Mounted as low as practicable and as near the fore-and-aft centreline as possible.

NOTE — Use propulsion system sketch of ship on which tests were conducted. See figure 2 for symbols.

Figure 1 — Location of transducers for main engine vibration (turbines)

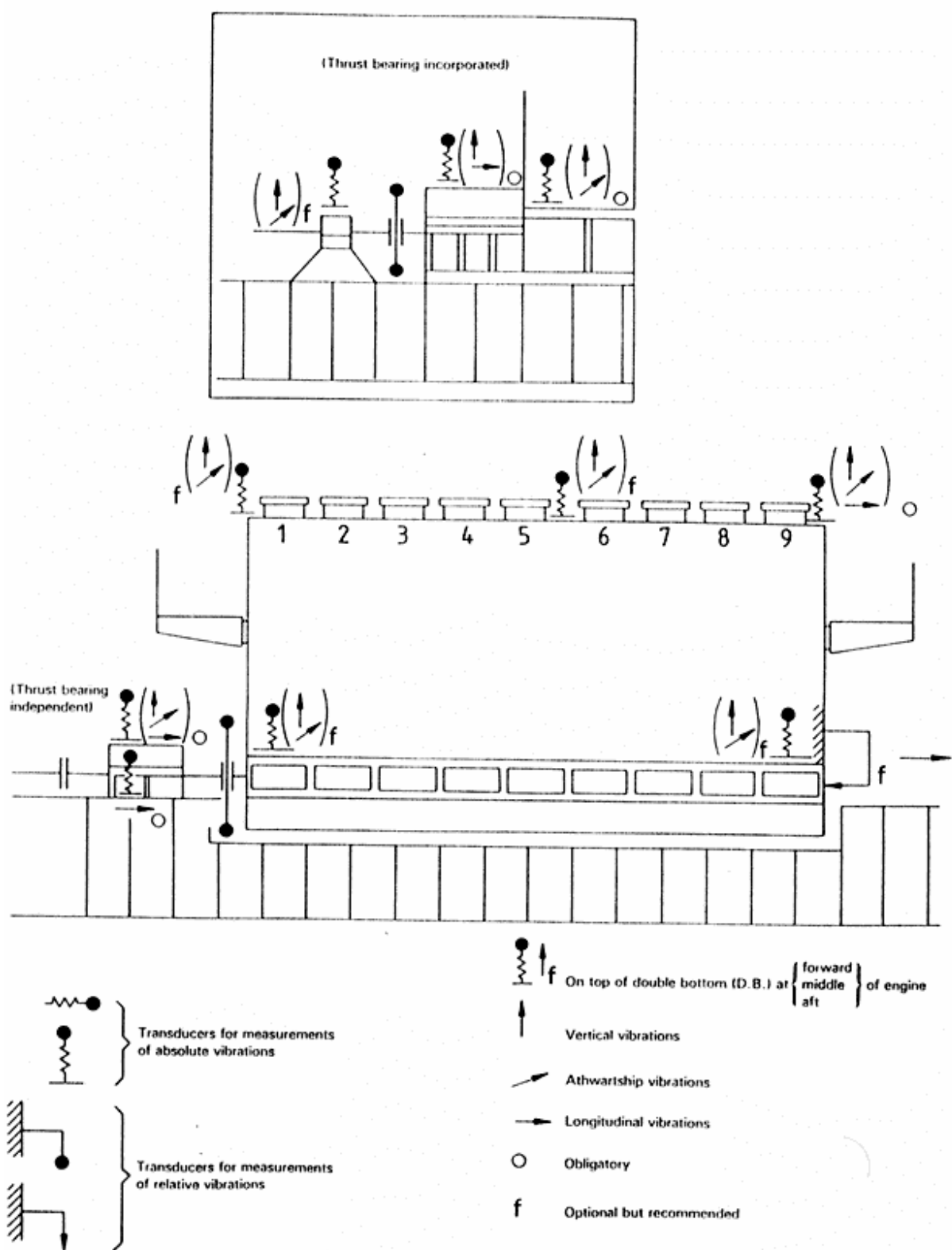


Figure 2 — Location of transducers for main engine vibration (direct drive diesels)

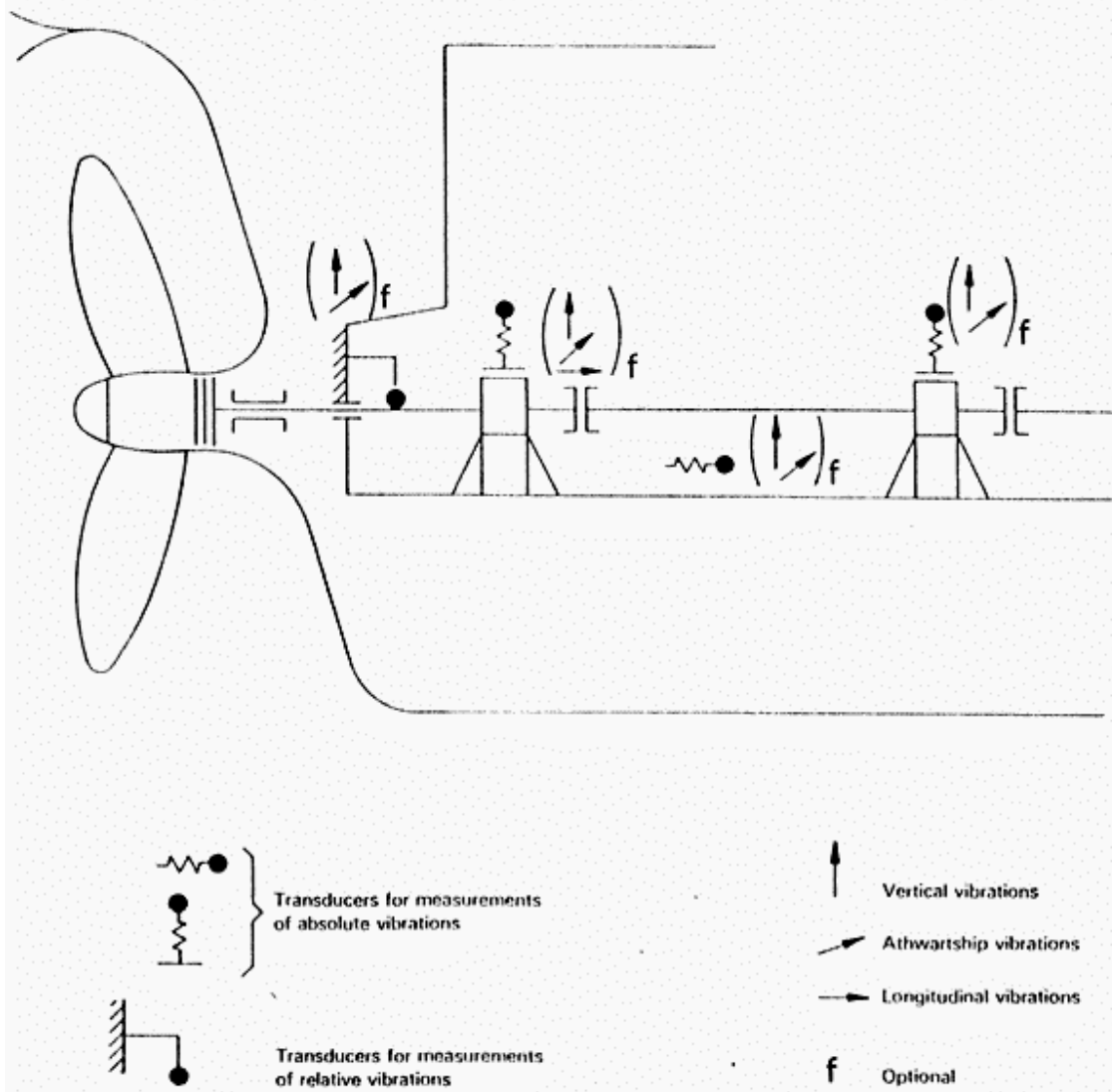


Figure 3 — Location of transducers for vibration of aft end of line shafting (optional)

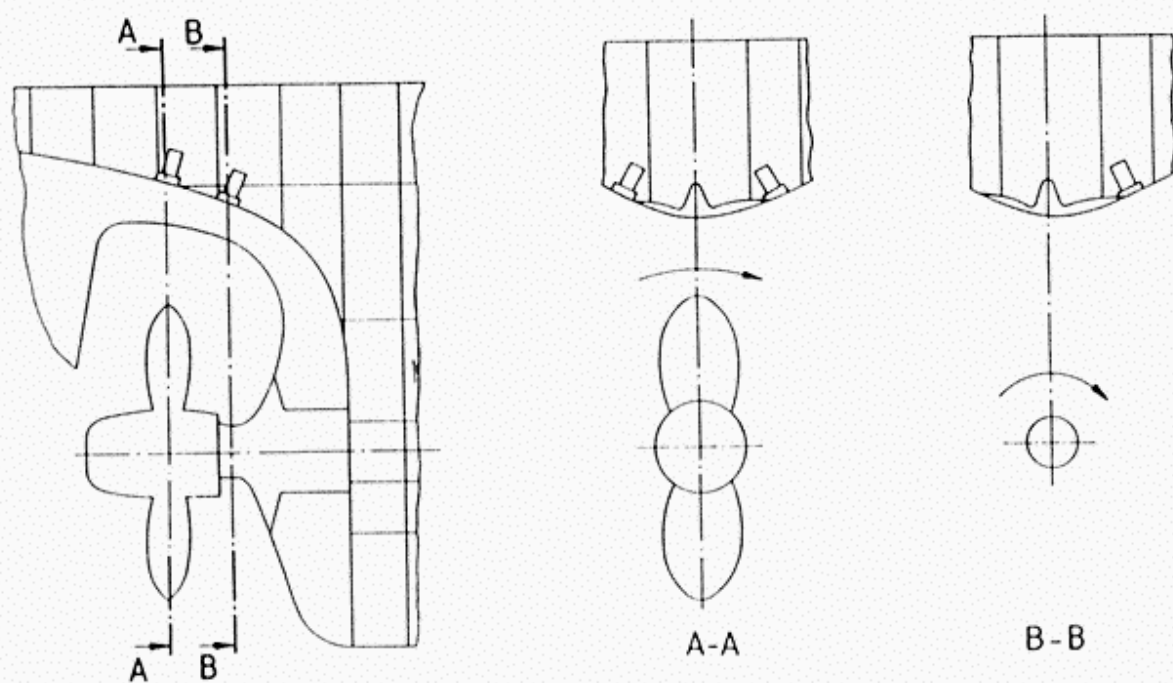


Figure 4 a) — Location of pressure transducers

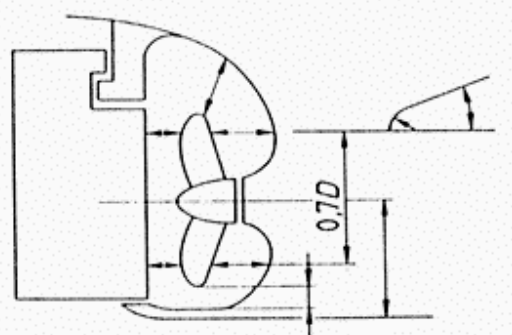
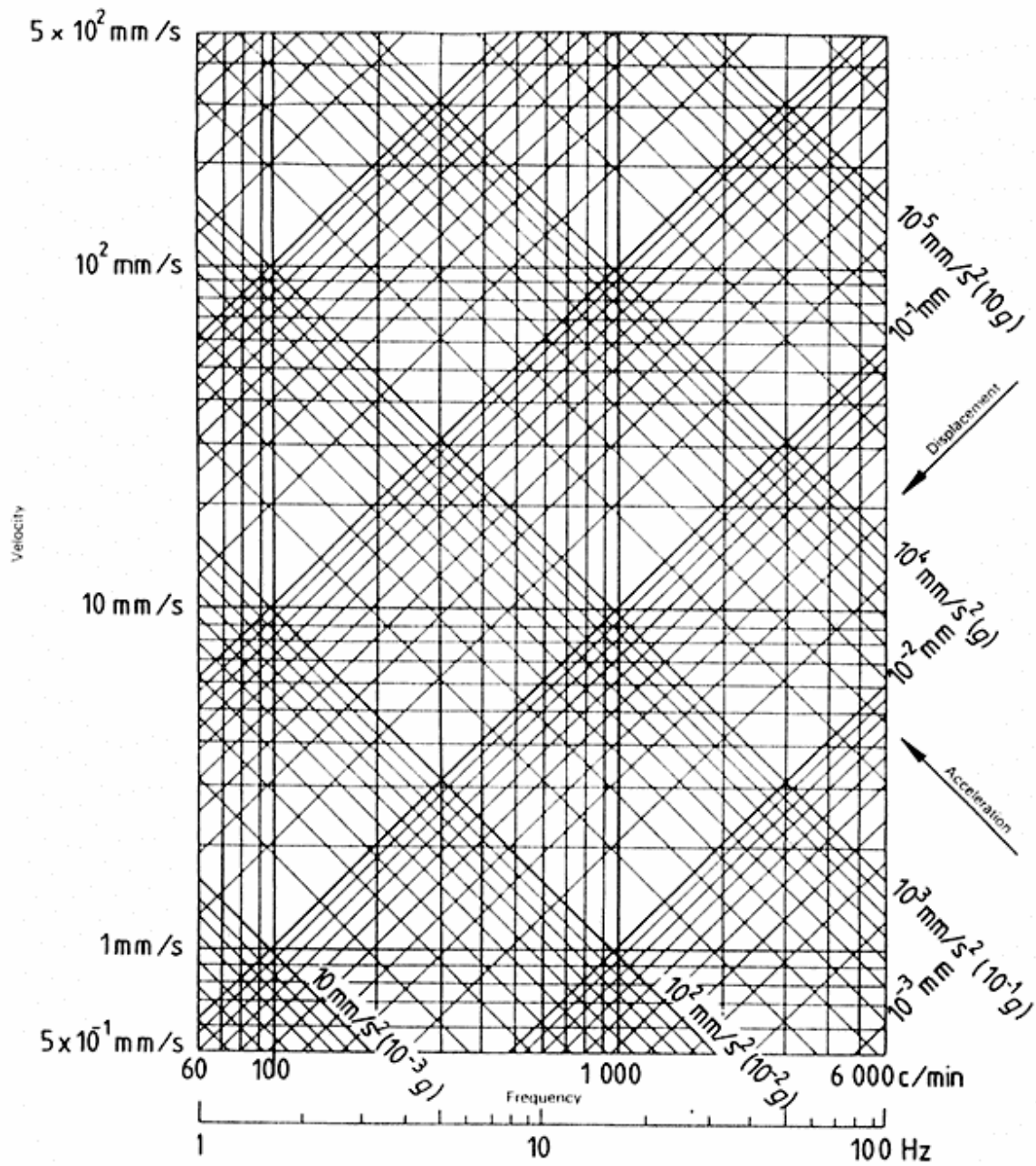


Figure 4 b) — Example of a sketch of a screw aperture



Details of data presented (see clause 6)	
.....	
.....	
.....	

Figure 5 — Plotting sheet for ship vibration data

Bibliography

SNAME Technical and Research Code C-1, *Code for shipboard vibration measurements*, New York, January 1975.

Standardization code of trials and testing of new ships, Association of Ship Technical Societies of Norway, 2nd Edition, Oslo 1971.