ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Trabajo Fin de Grado

Instalación de un Sistema de Detección de Vibraciones para una Turbina de Vapor Marina.

Installation of a Vibration Detection System for a Marine Steam Turbine.

Para acceder al Título de Grado en

INGENIERÍA MARINA

Autor: José Luis Conde Torre.

Director: Sergio García Gómez.

Julio - 2017

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA

Trabajo Fin de Grado

Instalación de un Sistema de Detección de Vibraciones para una Turbina de Vapor Marina.

Installation of a Vibration Detection System for a Marine Steam Turbine.

Para acceder al Título de Grado en

INGENIERÍA MARINA

<u>Índice.</u>

1. Memoria7
1.1. Objeto del proyecto.
1.2. Características de la instalación.
1.2.1. Generales.
1.2.2. Tanques de carga.
1.2.3. Estructura.
1.2.4. Sistema IAS.
1.3. Disposición.
1.3.1. Tank top.
1.3.2. Primera planta.
1.3.3. Segunda planta.
1.3.4. Main deck.
1.3.5. Sala de máquinas.
1.3.6. Producción de vapor.
1.3.7. Sistema de distribución del vapor.
1.3.8. Sistema de sellos de vapor.
1.3.9. Sistema de lubricación forzada.
1.4. Introducción.
1.4.1. Equilibrado de la turbina.
1.4.1.1. Equilibrado estático.
1.4.1.2. Equilibrado dinámico.
1.4.2. Desalineamiento de ejes.
1.4.3. Tipos de cojinetes.
1.4.3.1. Cojinetes de apoyo.
1.4.3.2. Cojinetes de empuje.
1.4.4. Tipos de acoplamientos.
1.4.4.1. Acoplamientos rígidos.
1.4.4.2. Acoplamientos flexibles.
1.4.5. Turbina.
1.4.6. Reductora.
1.4.7. Eje de propulsión.

1.4.8. Diagrama de Nyquist.

ю.
I

- 1.4.8.2. Técnicas de equilibrado en dos planos.
- 1.4.9. Diagnósticos básicos.
- 1.5. Planteamiento del problema.
 - 1.5.1. Sistema actual.
 - 1.5.2. Mejoras planteadas.
 - 1.5.2.1. Detector de ángulo de fase o keyphasor.
 - 1.5.2.2. Transductores.
 - 1.5.2.3. Acelerómetros.
 - 1.5.2.4. Montaje de transductores y acelerómetros.
 - 1.5.2.5. Sistema de monitorización.
 - 1.5.2.6. Software.
 - 1.5.2.7. Requisitos funcionales.

2. Cálculos......93

- 2.1. Determinación de los pesos del equilibrado estático
- 2.2. Determinación de los pesos del equilibrado dinámico
- Procedimiento para la verificación de la alineación de la turbina de alta y de baja.
- 3. Planos......106

4.Pliego de condiciones.....108

- 4.1. Generalidades.
 - 4.1.1. Materiales.
 - 4.1.2. Recepción provisional.
 - 4.1.3. Recepción definitiva.
 - 4.1.4. Personal.
 - 4.1.5. Condiciones ambientales.
 - 4.1.6. Cables y canalizaciones.
 - 4.1.7. Compatibilidad electromagnética.
 - 4.1.8. Instalación eléctrica.
 - 4.1.9. Equipos del sistema de detección de vibraciones.
 - 4.1.10. Montaje.
 - 4.1.11. Pruebas.

4.2. Normativa

4.2.1.	Norma	ISO	10816.
--------	-------	-----	--------

- 4.2.1.1. Alcance.
- 4.2.1.2. Referencias.
- 4.2.1.3. Procedimientos de medición.
- 4.2.1.4. Criterios de evaluación.
- 4.2.2. Norma ISO 7919.
- 4.2.3. Norma ISO 2372-1974
- 4.2.4. Lloyd's Register of shipping.
 - 4.2.4.1. Planos y particularidades.
 - 4.2.4.2. Materiales.
 - 4.2.4.3. Diseño y construcción.
 - 4.2.4.4. Seguridad.
 - 4.2.4.5. Emergencias.
 - 4.2.4.6. Control y monitorización.
 - 4.2.4.7. Test y equipamiento.
 - 4.2.4.8. Referencias.

5.	Presupuesto	124
6.	Plan de seguridad	.128

Bibliografía		135
--------------	--	-----

Anexos1	39	9
---------	----	---

Resumen.

En este proyecto se realizará la instalación de un sistema de detección de vibraciones en una turbina de vapor empleada para la propulsión de un buque LNG con el objetivo de mejorar la monitorización de la misma y conocer en todo momento el estado en el que está funcionando. Con ello se consigue observar las vibraciones generadas y saber cuándo algo en la máquina no funciona correctamente, realizando una parada de mantenimiento y evitando daños graves. Antes de nada, se realizará una descripción de los principales equipos del buque relacionados con el sistema de propulsión.

A continuación, se informará sobre el estado actual en el que se encuentra para más adelante dar paso a la explicación de las mejoras planteadas en la instalación, donde se describirán los elementos fundamentales a emplear tales como, transductores, acelerómetros, detectores de ángulo de fase, entre otros. Además, el proyecto irá acompañado de los planos correspondientes a las modificaciones pertenecientes. A su vez, se mostrarán las condiciones que debe cumplir este sistema, así como la normativa a la que se adaptará, para finalmente realizar un presupuesto de la instalación donde se detallarán las cantidades de dinero de cada elemento y coste final de la instalación.

Por último, se realizará un plan de seguridad laboral, a fin de que los operarios que trabajen en dicha instalación cumplan una serie de normas para que todo el personal a bordo se encuentre a salvo y no se produzca ningún accidente de trabajo. Además, cabe mencionar que en el apartado de anexos se encuentran recogidos los planos pertenecientes a la instalación del sistema de detección de vibraciones en la turbina y la reductora.

Palabras Clave.

Turbinas de vapor, vibraciones, sensores, tranductores

Abstrac.

In this Project we will do the instalation of a vibration detection system in a steam turbine which is the propulsion system in a LNG ship in order to improve the monitoring and also, we want to know in all moment the working condition. So, with this system we can look the vibrations and know if the turbine have a problem avoiding serious damages.

First of all, we will describe the principal equipment of the ship related with the propulsion system. In the second place, we will inform about the actual conditiong of the system for then explain the new imporvements to use such as transducers, accelerometers, keypasor, and so on. Besides, the project is going to have the blueprints of the different modifications. Moreover, we will show the conditions which this system have to satisfy, also the normative and finally make a budget of the installation where appears the prize of the elements and the final prize.

Lastly, we are going to do a security working plan so, that the operators who work in this ship obey some rules in order to protect all the crew on board and don't have any working accident.

Keywords.

Steam turbines, vibrations, sensors. transducers.

1. MEMORIA.

1. Memoria.

1.1. Objeto del proyecto.

El objetivo de este proyecto consiste en integrar en una turbina empleada para la propulsión del barco de un sistema de detección de vibraciones por medio de transductores y acelerómetros para que posteriormente sean monitorizados en la sala de máquinas y controlados por el oficial al cargo. Por tanto, en todo momento se tendrá conocimiento de la situación de la turbina lo que permitirá detectar cualquier problema antes de que se produzcan daños más graves.

Las funciones que el nuevo sistema debe proporcionar son las siguientes:

- Monitorizar de manera continua los parámetros deseados, posición del cojinete de empuje, amplitud y fase de las vibraciones en cojinetes del sistema de propulsión del buque.
- Presentar gráficamente las variables de vibración en tiempo real para cada cojinete.
- Advertir mediante señales de alarma de posibles situaciones en las que los parámetros anteriores alcancen valores fuera de los límites establecidos.
- Disparar el funcionamiento de la turbina cuando los valores de vibración en uno de los cojinetes alcancen los valores límite actualmente establecidos o bien, cuando el desplazamiento axial del sistema de propulsión supere los valores prefijados o por último, cuando la presión de aceite en los cojinetes baje de un determinado valor.
- Proporcionar capacidad de deshabilitar los disparos por cojinete de empuje y/o vibraciones en trabajos de mantenimiento sobre el sistema.
- Proporcionar señales a los interfaces hombre-máquina que serán instalados en la sala de máquina.
- Suministrar datos de las variables al ordenador de procesos.
- Capacidad de almacenamiento y tratamiento de la información obtenida de los sensores de campo para el análisis de posibles fallos.

1.2. Características de la instalación.

1.2.1. Generales.

En cuanto a las características de la instalación se realizará una explicación general del buque en el que se va a realizar la instalación, para posteriormente centrarse exclusivamente en la zona de la sala de máquinas y el propio sistema de propulsión del buque, donde se va a trabajar.

Se trata de un buque tanque destinado al transporte de LNG (Liquified Natural Gas), tal y como el que se muestra en la siguiente imagen. Es capaz de transportar una capacidad máxima de 138.000 m³ de gas natural a -163°C repartidos en 4 tanques [20].



Imagen 1.1. Buque tanque para el transporte de LNG.Fuente: Infomarine. Ship Report. "Sestao Knutsen". Marzo 2006.

1.2.2. Tanques de carga.

Los tanques que dispone este buque son del tipo doble de membrana de Invar, totalmente refrigerado, pudiendo realizar la carga completa en aproximadamente 12h, siempre y cuando los tanques de carga se encuentren debidamente refrigerados, al igual que este preparada la línea de líquido para su trasnporte.

La principal característica del sistema de contención y aislamiento empleado en este buque es el uso de una delgada y flexible membrana de INVAR (aleación de hierro y níquel al 36%) tanto para la membrana primaria como para la secundaria. El aislamiento está formado por dos capas de cajas de aglomerado llenas de perlita (cristal volcánico amorfo, compuesto mayoritariamente por dióxido de silicio y óxido de aluminio, usado en la industria criogénica como aislante), fijadas al casco con ayuda de adaptadores mecánicos soldados. Las membranas de INVAR están compuestas de tracas, formadas por chapas de 0,7 mm de espesor y 53mm de ancho, con los bordes doblados, colocadas unas junto a otras y soldadas por resitencia [20].



Imagen 1.2. Interior del tanque de membrana. Fuente: Infomarine. Ship Report. "Sestao Knutsen". Marzo 2006.

La estructura de los tanques de carga está reforzada localmente para la

condición de carga parcial, de acuerdo a los requerimientos de la sociedad de clasificación, con la restricción por ejemplo, de la altura metacéntrica (GM) y el nivel de llenado, de acuerdo a las instrucciones del sistema.

Por un lado como sistema de propulsión emplea una turbina de vapor, en la cual se realizará la modificación, que acciona una sola línea de ejes con hélice de paso fijo, para alcanzar una velocidad de servicio de 19,5 nudos. Más adelante sera explicada al detalle.

Por otro lado, dispone de una cubierta continua, popa de estampa y proa de bulbo sin castillo. Tanto la acomodación, incluyendo el puente de navegación como la maquinaria van situados a popa.

Las características principales del buque se muestran a continuación:

•	Eslora Total	284.4m
•	Eslora entre PP	271.0m
•	Manga de Trazado	42.5m
•	Puntal a Cubierta Principal	25.4m
•	Calado de Diseño	11.4m
•	GRT	90835 TM
•	NRT	27251 TM
•	Peso Muerto	77.204 TM
•	Desplazamiento Máx	106.890 TM
•	Calado de Escantillonado	12.3m
•	Calado Aéreo	44.9m
•	Capacidad de Carga a -160º C	138.162,6 m ³
•	Sistema de Contención de Carga	Membrana GTT M95
•	Capacidad de Lastre	49900 m ³
•	Potencia Propulsora	28.000 Kw a 83 rpm
•	Autonomía	20.000 m.n.
•	Tripulación Máxima	40 personas
•	Clasificación Lloyd's Register of Shipping LR+1	00 A1 Liquefied Gas

Tanker. Ship type 2 G. Methane in membrane tanks max. Pressure 0,25 bar min. Temperature -163°C, + LMC, UMS, PORT, SDA, IWS, SCM, LI, FDA, NAV1, IBS, ES, TCM, CCS.

1.2.3. Estructura.

La estructura del buque consta de cubierta tronco, doble casco y doble fondo en la zona de tanques de carga. Su estructura es logitudinal. La zona de la sala de máquinas y los extremos de proa y popa tienen estructura mixta. Los tanques de combustible están dotados también de doble casco, superando la normativa de seguridad vigente en esta materia.

En la estructura se ha empleado acero de grado especial para bajas temperaturas, aprobado por la sociedad de clasificación (Lloyd's Register of Shipping) y por la compañía del sistema de Membrana Aislante Gaztransport & Technigaz GTT, y se ha evitado el uso de acero de alto límite elástico para asegurar una prolongada resistencia a la fatiga. En total se han empleado unas 20.500 toneladas de acero [18].

1.2.4. Sistema IAS.

Este barco dispone de un avanzado sistema de automatización, Integrated Automatition System, que integra la mayoría de las funciones de control del buque. Este sistema será mencionado a lo largo del trabajo, empleando la abreviatura IAS, es válido tanto para el control de la máquina como para la operatividad del sistema de carga y descarga, contraincendios, alarmas de sentinas, tratamiento de gas y todo lo que tenga que ver con el funcionamiento del barco. Este sistema se encuentra instalado tanto en el control de la carga, como en la sala de máquinas y el puente de navegación, pudiendose utilizar indistintamente desde cualquiera de estos puntos.

1.3. Disposición.

En la siguiente imagen se puede apreciar la disposición de todos los elementos de la planta de potencia y propulsión, así como su elevación en el barco en el que se va a realizar la instalación.



Imagen 1.3. Disposición y elevación de los elementos del barco.

- 1-Exhaust Air Fan.
- 2-Diesel Generator silencer.
- 3- Desareator Tank.
- 4-Steering Gear Hydraulic Unit.
- 5-Steering Gear.
- 6-Steering Gear Room.
- 7-Economiser.
- 8-Boiler Forced Draught Fan.
- 9-Escape Trunk.
- 10-Turbine Feed Water Pump.
- 11-Stem Tube Oil Tank.
- 12-Gas Room.
- 13-Boiler Air Heater.

14-Main Boiler.

- 15-Neutralising and Washing Tank.
- 16-Control Room.
- 17-Switchboard Room.
- 18-Diesel Generator.
- 19-Main Engine.
- 20-Turbine Generator.
- 21-Gland condenser.
- 22-Main Circulating Pump.
- 23-Upper Sea Chest.
- 24-Sea Water Filter.
- 25-Condensate Pump.

En la sala de máquinas se encuentran las dos calderas principales, la turbina junto con la reductora y todos los servicios auxiliares. Disponemos también de todos los dispositivos y equipos necesarios para la generación de energía electrica, vapor y agua destilada, así como las bombas de lastre, contra incendios, baldeo, etc. A su vez, se dispone de la instalación de frío y la de aire acondicionado. La distribución de la planta viene especificada en los siguientes esquemas.

1.3.1. Tank top.

Este espacio se conoce también como doble fondo, y es el espacio en el que se encuentran todos los tanques, tales como combustibles, aceite, etc. Además, se dispone del espacio para sentinas en el cual se recogen todas las pérdidas de líquidos juntos con aguas de limpieza entre otros.

1.3.2. Primera planta.

En el primera planta se encuentra el sistema de propulsión compuesto por la turbina, reductora, eje de propulsión y por último la hélice. Por debajo de estos elementos se disponen de espacios para sentinas y recogida de aceite, así como los tanques para almacenamiento de combustible y demás fluidos. Ver plano disposición general del buque en Anexos.



Imagen 1.4. Disposición de la primera planta.

1.3.3. Segunda planta.

En la segunda planta se dispone de las calderas para la generación de vapor, un grupo electrógeno compuesto por un motor diesel y otro grupo electrógeno compuesto por dos turbinas conocidas también con el nombre de turbogeneradores.



Imagen 1.5. Disposición de la segunda planta.

1.3.4. Main Deck.

La tercera planta se encuentra entre la cubierta principal y la cubierta de la segunda planta, en ella se dispone de diferentes salas como pueden ser la sala de máquinas, el guardacalor, y por último el sistema de gobierno del barco.



Imagen 1.6. Disposición

1.3.5. Sala de máquinas.

Para realizar la instalación del sistema es importante conocer la situación y los equipos disponibles en la sala de máquinas, ya que se debe conducir el sistema de cableado hasta este espacio para monitorizar en todo momento el estado de la turbina.

A continuación, en la imagen siguiente podemos ver el diseño de la sala de máquinas, las diferentes zonas y los elementos de control de los que se disponen.



Imagen 1.7. Disposición de la sala de máquinas.

1-IAS proccess station type PS-	10-NDU for IAS.
400-1.	11-Boiler group starter panel.
2-IAS proccess station type PS-	12-ME lighting box.
400-R1.	13-M2 lighting box.
3-NDU for IAS.	14-M1 lighting box.
4-Main turbine manoeuvring control	15-Steering gear alarm system.
box.	16-220v AC engine room services
5-Soot blower control panel (boiler).	distributions witchboard.
6-Nº1 Boiler control panel.	17-Indicators pillars relay box
7-Nº2 Boiler control panel.	engine room.
8-Nº1 boiler flame scanner amplifier	18-Nº1 24v DC engine distribution
rack.	switchboard.
9-Nº2 boiler flame scanner amplifier	19-Nº2 24v DC engine distribution
rack.	switchboar

En la imagen que aparece a continución, se muestra con mayor detalle todos los equipos y elementos disponibles en el panel de mando de la sala de máquinas.





- 1-KYMA performance monitor system.
- 2-KYMA printer.
- 3-Fire control panel.
- 4-CCTV system Monitors.
- 5-CCTV system control panel.
- 6-ICCP milivoltmeter.
- 7-Ship's clock.
- 8-ICCP remote monitor panel.
- 9-Sound powered phones.
- 10-IAS monitors.
- 11-IAS printer.
- 12-IAS control panel.
- 13-Boiler monitor panel.
- 14-Boiler operation panel.
- 15-Main turbine vibration monitor.
- 16-UHF base station.
- 17-PABX telephone.

18-Vibration monitor.

- 19-Steering gear alarm panel.
- 20-Rudder angle indicator.
- 21-Low duty compressors control panel.
- 22-Turbo feeds pumps vibration monitors.
- 23-KYMA performance monitor panel.
- 24-Pressure gauges.
- 25-Main turbine control panel.
- 26-Forced draught fan vibration monitor panel.
- 27-Electric feed water pump vibration monitor panel.
- 28-Doppler speed log indicator.
- 29-Main turbine revolution counter.
- 30-Main turbine revolution

indicator.			panel.	
31-Nozzle valve operation panel.			34-Turbine lever position indicator.	
32-Cordless telephone.			35-Telegraph receiver.	
33-Control	mode	changeover		

Dispone de una pantalla para exclusivamente monitorizar las vibraciones de la turbina y ser controladas en todo momento, pero para el nuevo sistema se incorporará una pantalla de última tecnología para la monitorización exclusiva de las vibraciones y de la situación del cojinete de empuje para la turbina y la reductora, mientras que la pantalla existente será empleada para controlar la presión de aceite en cojinetes, la temperatura y la señal de referencia.

1.3.6. Producción de vapor.

En cuanto a la producción de vapor, se obtiene por medio de dos generadores de vapor Mitsubishi del modelo MB-4E, capaces de producir una cantidad de vapor nominal de 56.300 kg/h, siendo su capacidad máxima de 65.000 kg/h con unas condiciones de 61,8 kg/cm² de vapor recalentado a una temperatura de 515°C. Para conseguir estas condiciones consumen una cantidad de Fuel Oil de 4100 kg/h mientras que cuando operan con gas tienen un consumo de 3300 kg/h. Dispone de un total de 3 quemadores duales.



Imagen 1.9. Elementos constructivos de la caldera.

- 1-Air inlet.
- 2-Steam air heater.
- 3-Manhole (front).
- 4-Fuel gas burner.
- 5-Fuel Oil burner.
- 6-Coaming drain seat.
- 7-Removal space for flame eye.
- 8-Flame eye.
- 9-Down corners.
- 10-Access hole and wthdrawal hole
- for superheater tuve.
- 11-Drain pipe.

- 12-Superheater steam outlet.13-Saturated steam outlet.
- 14-Feed wáter inlet.
- 15-Economiser.
- 16-Desuperheated steam outlet.
- 17-Maintenance space for Access.
- 18-Steam drum

19-Primary and secondary "U" tube vertical superheated.

20-Man hole (front).

21-Water drum.

22-Drain pipe.

Cada caldera es del tipo de construcción de dos domos, uno de ellos de vapor y otro de agua, y principalmente consiste en la propia caldera, la carcasa de la caldera, el recalentador, economizador, calentador de aire, equipos de combustión de fuel y gas, montajes, equipamientos y otros

accesorios.

A continuación, se muestra una imagen del buque en construcción durante la instalación de las calderas. Por medio de esta imagen se puede apreciar la envergadura de las mismas. Cabe mencionar que falta todo el sistema de tuberías y sistemas auxiliares.



Imagen 1.10. Generadores de vapor durante la construcción del buque.

Como se ha mencionado anteriormente, la unidad se compone de un domo de vapor y un domo de agua conectados por un banco de tubos generadores inclinados. Otros componentes que incluyen el lado de agua son:

- Tubos de pantalla frontal que protegen los elementos del sobrecalentador del calor directo radiante del hogar de la caldera.
- Pared de agua lateral y de techo.
- Tubos de pared de agua delanteros y traseros.
- Downcomers.
- Cabeceras inferiores.

- Techo y paredes inferiores de la pared frontal.
- Techo y paredes inferiores de la pared trasera.
- Tubos de montaje en la pared delantera y trasera.

Los tubos del suelo del hogar, los lados y el techo, las paredes delantera y trasera son de construcción de pared de membrana. Cada tubo tiene dos aletas soldadas en toda su longitud, opuestas entre sí. Las aletas de los tubos adyacentes se sueldan entre sí para formar la pared de la membrana. El hogar se encuentra rodeado por tres lados, el techo y el suelo, formando una envoltura hermética a los gases, lo que impide el escape de gas en la carcasa.

Los restantes componentes principales de la construcción son un sobrecalentador, un desrecalentador interno en el tambor de vapor, un sobrecalentador de control de temperatura de sobrecalentamiento en el tambor de agua, el economizador, el calentador de aire de vapor y la carcasa. Los quemadores duales están montados en el techo y, por lo tanto, el flujo de gases se distribuye uniformemente a través del frente delantero, el sobrecalentador y los tubos generadores, antes de ser expulsados hacia la chimenea, pasando a través del economizador.

Domos o tambores.

Los componentes internos del domo de vapor consisten en un desrecalentador, la línea de soplado superficial, la tubería de alimentación interna, la línea de alimentación química, los deflectores y la caja seca. El vapor generado en los tubos de la caldera, entra en el domo de vapor, donde es forzado a entrar en un deflector situado a nivel de agua normal, antes de entrar en la parte superior del tambor de vapor. El deflector está diseñado para reducir la subida del nivel de agua debido al vapor duro, cambios bruscos de carga y cualquier movimiento del recipiente. El vapor, antes de salir de la caldera a través de la boquilla de salida de vapor, debe pasar a través de la caja seca situada en la parte superior del domo de vapor. La caja seca se encarga de separar las partículas de agua más grandes del vapor, ayudando de esta forma a prevenir o al menos reducir el transporte de agua a la turbina.

El desrecalentador se encuentra sumergido en el tambor de vapor por debajo del nivel normal de agua. El vapor sobrecalentado se alimenta a través de los tubos, cediendo la mayor parte de su grado de sobrecalentamiento al agua dentro del tambor y emergiendo como vapor auxiliar de calor reducido. Este vapor se suministra para asegurar que siempre hay un flujo de vapor a través del sobrecalentador, incluso cuando la demanda de vapor sobrecalentado es baja.

El domo de agua situado en la parte inferior de la caldera consta de un desrecalentador de tubos sumergidos, a través del cual se desvía parte del vapor sobrecalentado con el objetivo de controlar la temperatura final de salida del vapor. Cabe mencionar, que ambos tambores, vapor y agua, están equipados con tapas abatibles para permitir la entrada y la inspección.

Sobrecalentador.

El sobrecalentador es de tipo vertical por convección y dispuesto para el flujo multiple de vapor. Los elementos de este se disponen en grupos de seis concéntricos, cuyos extremos se sueldan en cabezales de entrada-salida y cabezales intermedios. La disposición de los elementos es tal que los tubos del sobrecalentador son paralelos a los tubos generadores de vapor.

Economizador.

Este es del tipo de superficie que se extiende sobre un banco de tubos de la caldera. El economizador se compone de elementos en bucle continuos, ligeramente espaciados y soldados en cada extremo a los terminales. El economizador está aislado y rodeado por una carcasa de acero con grandes paneles de acceso desmontables. El agua de alimentación entra en el cabezal de entrada en la parte superior y fluye a través de los elementos de la cabecera inferior y de allí al domo de vapor de la caldera. Es decir, en sentido contrario al flujo de los gases de exhaustación, que pasan hacia arriba sobre los elementos.

Quemadores duales Fuel oil – Gas.

Ambas calderas se equipan con tres quemadores preparados para quemar

fuel oil o gas. Estos son montados en el techo del hogar.

La combinación de los tres mecheros se realizará en función de la producción de vapor que deba generar la caldera para los diferentes servicios del buque. Los quemadores son operados automáticamente por la unidad de control de combustión por medio del sistema IAS, y en caso necesario, desde el panel de control dispuesto en la sala de máquinas.

1.3.7. Sistema de distribución del vapor.

Como se ha mencionado anteriormente, el vapor procedente de las calderas llega a la válvula de maniobra con una presión de 61,8 kg/cm² y a una temperatura de 515°C. La válvula de maniobra es la encarga de distribuir el vapor a la turbina, pudiendo ser conducido a la entrada de la turbina de alta presión o bien a la turbina de Ciar, en el caso de ir a popa.

En la imagen que se muestra a continuación se puede ver el esquema de la distribución del vapor desde su llegada a la válvula de maniobra hasta la descarga en el condensador.



Imagen 1.11. Sistema de distribución del vapor. Fuente: Kawasaki Heavy Industries, LTD. "Kawasaki UA Turbine for Main Propulsion Plants of LNG Carriers"

Por un lado, esta turbina dispone de 3 extracciones de vapor a diferentes presiones alta, media y baja presión. Se realizará un análisis de cada una de estas sangrías.

Extracción de alta presión. Esta extracción se realiza en la quinta etapa de la turbina de alta, a una presión de 16 kg/cm². El diámetro nominal de la sangría de alta presión es de 125 mm. Abastece a los siguientes sistemas:

- Aire principal para el inyector.
- Ambos evaporadores para el aire de los inyectores.

La extracción se realiza a través de la válvula BS28, la cual tiene un sistema de apertura automático por medio de una señal del interruptor de presión localizado en el punto de la extracción. Esta válvula puede ser también manejada manualmente desde el panel de control de emergencia de la turbina, el cual puede controlarse desde otros lugares.

Extracción de media presión. Esta extracción se realiza en el (cross-pipe) entre la turbina de alta y la de baja a una presión de 2,7 kg/cm² con un diámetro nominal de 150 mm, suministrando vapor a los siguientes servicios:

- Calentador del desaireador.
- Sistema de calefacción por vapor.
- Vapor de sello para la turbina principal y el turbo-generador.
- Calentadores de aire por vapor de la caldera.

La extracción se realiza por medio de la válvula BS30 operada normalmente de forma automática. Cuando la velocidad de la turbina principal aumenta, la presión en el (crossover pipe) crece y alcanzada una presión establecida por lo que se abre automáticamente la válvula de la extracción. Lo mismo ocurre cuando esta decrece.

Esta válvula también puede ser controlada de forma manual desde el panel

de control de emergencia de la turbina.

Extracción de baja presión. La extracción se realiza en la tercera etapa de la turbina de baja, a una presión de 0,1 kg/cm² con un diámetro nominal de 300 mm, suministrando vapor a los siguientes servicios:

- Ambos calentadores de vapor de los generadores de agua dulce.
- Calentador de la alimentación de baja presión.

La extracción de baja presión se opera de forma manual por medio de la válvula BS34. Esta válvula puede abrirse cuando el barco alcanza cierta carga y debe ser cerrada cuando se alcance de nuevo esta carga.

Por otro lado, la turbina dispone de un total de 5 purgas para mejorar el arranque de la turbina cuando comienza a entrar el vapor en la misma.

En cuanto al sistema de purgas o drenaje, fue mencionado con anterioridad de que dispone de cinco purgas. Quedan repartidas en dos grupos las de alta y las de baja presión. Corresponden 3 purgas para el lado de alta presión y las otras dos restantes para el lado de baja presión.



Imagen 1.12. Vista de las Purgas de alta y de baja presión. Fuente: Kawasaki Heavy Industries, LTD. "Kawasaki UA Turbine for Main Propulsion Plants of LNG Carriers"

1.3.8. Sistema de sellos de vapor.

El vapor de sellado para empaquetaduras de la turbina principal es suministrado por el sistema de vapor de 2,7 kg/cm² procedente de la extracción de media presión. A través de unas reductoras de presión se mantiene una presión en las empaquetaduras de aproximadamente 0,15 kg/cm².



Imagen 1.13. Disposición de los obturadores de vapor. Kawasaki Heavy Industries, LTD. "Kawasaki UA Turbine for Main Propulsion Plants of LNG Carriers"

Esta turbina emplea obturadores de tipo laberíntico al final de cada rotor, es decir, tanto en la turbina de alta como en la de baja presión, para evitar fugas de vapor a la atmósfera y, más importante aún, evitar que entre aire a la turbina donde la presión es inferior a la atmosférica.

Los obturadores están formados por secciones radialmente ranuradas de forma laberíntica dentro de los anillos de la empaquetadura, los cuales están también radialmente ranurados dentro de las envolturas de la turbina. Las distancias entre los finales del laberinto y el rotor están minimizadas para reducir las fugas de vapor entre las áreas interiores de los obturadores de alta presión y las áreas exteriores de los obturadores de baja presión.



Imagen 1.14. Sistema de obturadores pertenecientes a la T.A. Fuente: Kawasaki Heavy Industries, LTD. "Kawasaki UA Turbine for Main Propulsion Plants of LNG Carriers"

La presión de vapor de obturadores de la turbina principal se controla en el colector y es equilibrada por dos válvulas neumáticas. La válvula principal es la encargada de reducir la presión de 2,7 kg/cm² a 0,2 kg/cm² mientras que la segunda válvula evacua el exceso de vapor al condensador principal.



Imagen 1.15. Distribución del vapor para los sellos. Fuente: Kawasaki Heavy Industries, LTD. "Kawasaki UA Turbine for Main Propulsion Plants of LNG Carriers"

Para evitar inestabilidades nunca deben estar abiertas ambas válvulas. Por este motivo se encuentran separadas una válvula de la otra, de forma que si alguien manipula una de las válvulas no tenga posibilidad de actuar sobre la otra.

1.3.9. Sistema de lubricación forzada.

El sistema de lubricación forzada es imprescindible en toda instalación de turbinas, ya que se encarga de mantener en todo momento la llegada de aceite lubricante a las partes más importantes de la misma, con el objetivo de evitar desgastes, aumentos de temperatura excesivos y un funcionamiento inapropiado del sistema de propulsión, que pueda derivar en un aumento de las vibraciones, y en consecuencia que la turbina sufra una avería.

Algunas de las zonas más importantes a lubricar son las siguientes:

- Cojinetes de apoyo.
- Cojinetes de empuje.
- Acoplamientos flexibles.
- Cajas reductoras.
- Chorreadores. Se emplean para lubricar de forma continua los piñones de la reductora y la rueda de la misma por medio de un chorro continuo de aceite.

Cuando la turbina se encuentra en parada, se mantiene un suministro de aceite a todo el sistema, el cual proviene del Sump Tank y es impulsado por una de las dos bombas auxiliares. Una de ellas se emplea como bomba de servicio mientras que la otra se mantiene en modo espera para ponerse en funcionamiento en el caso de que la presión proporcionada por la bomba de servicio no sea suficiente.

Mientras la turbina se encuentra en funcionamiento el aceite lubricante se suministra por medio de la bomba acoplada al eje principal, la cual es accionada por la reductora a través del piñón de la turbina de alta presión. En el momento en el que la presión del sistema asciende a 3,8 kg/cm² se activa

un interruptor, y el sistema IAS detiene la bomba eléctrica de servicio. De igual forma, cuando se detiene el eje y la presión disminuye por debajo de 3,5 kg/cm² la bomba eléctrica comienza a funcionar, todo es controlado por el sistema IAS.

En el esquema siguiente se puede apreciar el sistema de tratamiento del aceite con todos los elementos que lo componen desde el tanque principal y el tanque de gravedad, antes de ser enviado al sistema de propulsión, a la bocina de la hélice y al servo timón.





La bomba principal del sistema de lubricación impulsa el aceite a una presión de 4 kg/cm², pasando por unos filtros antes de ser conducido a las diferentes zonas a lubricar alrededor de la reductora y los cojinetes de la turbina, además de los cojinetes del eje intermedio, la bocina de la hélice y al servo timón. Este sistema dispone de una válvula de tres vías, la cual se encarga de regular el flujo de aceite que va a los refrigeradores para mantener una temperatura de entrada de 45º a los cojinetes. Además, consta de una válvula reguladora de presión para mantener en el circuito de lubricación una presión constante, enviando el exceso de aceite al depósito principal.

Por último, en la parte superior del esquema de lubricación se puede observar que dispone de un tanque de gravedad, el cual proporciona un suministro de emergencia de aceite lubricante y de forma continua en caso de que se produzca un fallo completo del sistema de lubricación forzada. El sistema de emergencia permite detener la turbina debidamente por lo que ayuda a evitar daños debido a la falta de lubricación.

A continuación, se muestra una imagen en la que se pueden apreciar todos los puntos que se lubrican por medio del sistema de lubricación tanto de la reductora como de la turbina.



Imagen 1.17. Distribución del aceite en la turbina y reductora. Fuente: Manual turbina Kawasaki UA400 for LNG Carriers.

Además, en la imagen anterior se puede apreciar que este sistema también dispone de un deshumificador conectado a la reductora. Este sirve para eliminar la humedad de la atmósfera de la reductora, y por tanto del sistema de aceite lubricante.

1.4. Introducción

La vibración es simplemente el movimiento relativo de una máquina o parte de una máquina, en relación a un sistema de referencia considerado fijo,

es decir, el movimiento de una parte de la máquina de un lado a otro de su posición de equilibrio.

Tres características de todas las máquinas rotativas:

- Todas las máquinas vibran.
- La evolución de un problema conlleva un aumento del nivel de vibraciones.
- Distintos problemas originan diferentes formas de vibración.

La vibración tiene origen en las fuerzas dinámicas que se encuentran presentes en las máquinas rotativas. Como fuerzas dinámicas que son, actúan variando su intensidad y/o dirección.

Las características de la vibración producida son determinadas por la variación en amplitud (intensidad) y/o dirección de las fuerzas referidas. Existen 3 parámetros fundamentales de medida:

- Desplazamiento. Cuanto se mueve.
- Velocidad. Con que rapidez se mueve.
- Aceleración. Con que rapidez cambia de velocidad.

Se medirá aquel parámetro que proporcione el mayor aumento de nivel frente a un cambio en la condición de la máquina y responda a cualquier defecto posible.

Existen varias causas responsables de la vibración por la aparición de fuerzas dinámicas. Dichas causas pueden ser:

- Desequilibrio.
- Desalineación.
- Ejes doblados.
- Engranajes gastados, excéntricos o dañados.
- Correas de transmisión en mal estado.
- Rodamientos en mal estado.
- Variaciones de torque.
- Fuerzas electromagnéticas.
- Fuerzas aerodinámicas.

- Fuerzas hidraúlicas.
- Holguras.
- Fricción o contacto metálico.
- Resonancia.

El desequilibrio y la desalineación son las causas responsables de más del 80% de los problemas en máquinas rotativas.

1.4.1. Equilibrado de la turbina.

Para el perfecto funcionamiento de la turbina de vapor es fundamental que el rotor este correctamente equilibrado. El efecto de un desequilibrio es equivalente a la frecuencia del componente desequilibrado, y como consecuencia de este, se producirá una vibración que será mayor cuanto mayor sea la frecuencia de giro del elemento desequilibrado. Esas vibraciones provocan un funcionamiento irregular, por lo que es conveniente que cada elemento giratorio esté perfectamente equilibrado.

En las turbinas de vapor es necesario llevar a cabo un programa de mantenimiento preventivo basado en los resultados de mediciones de las vibraciones de cada elemento, ya que cada elemento giratorio tiene una frecuencia específica e identificable que se empleará para medir la vibración de cada componente. Partiendo de unos datos vibracionales base, se establece una comparación entre las mediciones posteriores y los datos base, por lo tanto, debido al aumento de vibraciones puede localizarse un elemento dañado.

En un rotor desequilibrado se producen cargas unitarias excesivas en ciertas zonas que producen el calentamiento local e incluso la fusión del metal antifricción de los cojinetes de apoyo. Además, de un elemento giratorio desequilibrado, en el rotor pueden producirse vibraciones porque el eje está curvado, los cojinetes están dañados o sueltos en su alojamiento, el eje este desalineado, los engranajes están dañados, defectos de cimentación, álabes dañados, etc. El equilibrado del rotor será más importante cuanto mayor sea el número de revoluciones al que gira, por lo tanto, para evitar deformaciones del eje por efecto de la fuerza centrífuga y de las vibraciones, en el rotor de una turbina o lo mismo que el de cualquier otra máquina que gire a una velocidad importante, se debe equilibrar estática y dinámicamente. Si el rotor consta de diferentes elementos, como pueden ser los discos de una turbina de varios escalonamientos, el procedimiento a seguir es:

- 1º. Equilibrar estáticamente cada disco por separado.
- 2º. Montar los álabes.
- 3º. Volver a equilibrar el conjunto estáticamente.
- 4º. El rotor montado completamente se equilibra dinámicamente.

1.4.1.1. Equilibrado estático.

El equilibrado estático permite situar el centro de gravedad del elemento sobre su eje.



Imagen 1.18. Posicionamiento del centro de gravedad sobre el eje. Fuente: Fraga López, P. "Vibraciones Mecánicas Diagnósticos de Averías".

Para equilibrar estáticamente un disco, se monta en un eje sobre unas guías perfectamente pulidas y horizontales, sobre las que irá oscilando hasta llegar a la posición de reposo en la que el centro de gravedad (G) se sitúa por debajo

del eje. A continuación, se pega una masa equilibrante de forma que en cualquier posición el disco este en equilibrio, coincidiendo su centro de gravedad con su centro geométrico. Una vez calculada la masa equilibrante, puesto que es más sencillo quitar material que añadírselo, por debajo del centro de gravedad (G) se quita una cantidad de material equivalente a la masa equilibrante calculada y quitamos la que habíamos pegado anteriormente, quedando el disco equilibrado estáticamente.

Con el equilibrado estático se garantiza que el centro de gravedad del rotor se encuentre prácticamente en su centro geométrico, pero con ello no se garantiza un equilibrio dinámico.

1.4.1.2. Equilibrado dinámico.

El objeto del equilibrado dinámico es hacer coincidir el eje de rotación con el eje principal de inercia del rotor. Una vez montado el rotor es posible equilibrarlo dinámicamente añadiendo o quitando una masa adecuada de forma que las fuerzas centrífugas se equilibren y al estar las masas equilibradas en planos distintos, da la posibilidad de crear un par equilibrante.

Existen salas de equilibrado dinámico para grandes rotores. En ellas se registran las vibraciones y se efectúa el equilibrado dinámico para la velocidad de ensayo. Así mismo, mediante medidores portátiles, pueden tomarse medidas de vibraciones in-situ. En el caso de disponer la turbina en un buque cuando se realizan modificaciones en la propia turbina.

En este caso, no es necesario recurrir a medidores portátiles ya que con el propio sistema que se va a instalar es posible realizar un corrector equilibrado de la misma, será visto más adelante en el apartado 2.2.

1.4.2. Desalineamiento de ejes.

Después del desequilibrio, el desalineamiento de ejes y rotores es la segunda anomalía más común de las máquinas rotativas y, posiblemente, la que produzca más daños siendo una avería latente en el sistema y en muchas ocasiones inadvertida hasta que el fallo es ya realmente grave.
Se denomina alineamiento de una línea de propulsión, posicionar los diferentes ejes de forma que tengan el mismo eje geométrico, es decir, conseguir su coaxialidad para la vida útil y resistencia de las partes constituyentes de la misma. Además, el desalineamiento de ejes es una de las principales causas de vibraciones en instalaciones a bordo.

Existen diferentes tipos de desalineamiento:

-Desalineamiento paralelo o diametral. La variación se cuantifica por la distancia perpendicular entre la línea central de un eje y la misma línea del otro eje. Se corrige moviendo paralelamente una de las máquinas.



Imagen 1.19. Representación de un desalineamiento paralelo [5].

En la imagen anterior se puede apreciar la diferencia existente entre dos ejes con un desalineamiento paralelo, donde la diferencia se cuantifica por la diferencia superior que es igual a la diferencia inferior. Este tipo de desalineación generará una vibración radial dos veces (x2) la velocidad de giro real del eje.

-Desalineamiento angular o axial. El deslizamiento angular ocurre cuando la línea central de los ejes forma un ángulo entre sí. Su corrección requiere desplazamiento a través del ángulo formado y translación paralela.



Imagen 1.20. Representación de un desalineamiento angular [5].

Este tipo de desalineación generará vibraciones axiales. Como esta forma de desalineación puede duplicar cualquiera de los modos de forma, el resultado de la frecuencia de vibración puede llegar a ser dos (x2) o tres veces (x3) la velocidad de rotación. El indicador principal aumentará en vibraciones axiales.

-Desalineamiento combinado. Este tipo de deslizamiento es el más común y es la combinación de los desalineamientos anteriores, paralelo y angular.



Imagen 1.21. Representación de un desalineamiento combinado [5].

Uno de los principales efectos del desalineamiento es la aparición de cargas radiales sobre el rotor en una dirección específica que empuja a ese rotor hacia un lateral de la máquina. El mismo resultado puede ser causado por fuertes componentes radiales que aparecen en el empuje hidráulico de ciertas máquinas, como en las turbinas por la admisión parcial de vapor en las primeras etapas. Debido a estas fuerzas radiales, el rotor de desplaza lateralmente de su posición original y alcanza en su funcionamiento altas cotas de excentricidad en cojinetes y sellos, provocando una situación de eje curvado.

Las consecuencias de un eje desalineado pueden ser muy diversas y sobre todo pueden verse incrementadas si no se llevan a cabo las medidas adecuadas. Algunas de estas consecuencias son:

- Desgastes abrasivos en los acoplamientos flexibles.
- Desgaste en los acoplamientos rígidos.
- Sobrecargas en los cojinetes.
- Desgaste en los sellos.
- Formación de grietas y roturas en los ejes.
- Excesiva generación de calor.
- Vibraciones superiores a las establecidas por diseño.
- Mayor consumo de combustible.

Más adelante se analizarán las órbitas aportados por el Sistema de deteccción de vibraciones cuando se produce un desalineamiento en el eje de la turbina.

1.4.3. Tipos de cojinetes

Se tratarán únicamente los cojinetes más empleados en las turbinas de vapor. Los cojinetes soportan el peso del rotor, evitando su desplazamiento radial, en el caso de los cojinetes de apoyo y su desplazamiento axial, en el caso de cojinetes de empuje.

1.4.3.1. Cojinetes de apoyo.

El cojinete de apoyo más empleado en las turbinas de propulsión es el de asiento esférico.



Imagen 1.22. Ejemplo de un cojinete de asiento esférico. Fuente: Interempresas. "Cojinetes de metal antifricción". 4 de enero de 2010.

Consta de dos conchas semicilíndricas cogidas entre dos piezas de ajuste cuya superficie exterior tiene forma esférica, que se corresponde con otro similar que tiene la caja o alojamiento del cojinete. La superficie de contacto está revestida de metal antifricción, el cual es una aleación de estaño, cobre, antimonio y algo de plomo, aplicado sobre los casquillos del cojinete. La cuña de ajuste se emplea durante los ajustes propios del montaje, porque durante el funcionamiento normal cuando la tapa del cojinete está apretada ya no es posible hacer ningún tipo de variación. También dispone de un sistema de aceite de lubricación que a la vez sirve de refrigeración.

Las medidas de los cojinetes siguen unas normas de tipo general, debiendo tener una relación longitud-diámetro que oscile de 0,8 a 1,75, siendo mejor la eficiencia de los de baja relación que los de alta. La carga máxima admisible por el cojinete por cm² ha de ser del orden de 14Kg/cm².

El número y disposición de los cojinetes dependerá del tamaño y potencia de la turbina.

1.4.3.2. Cojinetes de empuje.

Este cojinete absorbe el empuje axial debido al desequilibrio de fuerzas durante el funcionamiento, manteniendo al rotor en su correcta posición axial.



Imagen 1.23. Cojinete de empuje desmontado para su comprobación. Fuente: Kawasaki Heavy Industries, LTD. "Kawasaki UA Turbine for Main Propulsion Plants of LNG Carriers"

Los elementos que componen este tipo de cojinetes son:

- El disco de empuje, construido en acero y enchavetado fijo al eje de la turbina. Su función es transmitir el empuje del eje al cojinete en sí.
- Los segmentos o riñones son los que transmiten el empuje a las placas de nivelación.
- Las placas niveladoras superior e inferior se encargan de repartir la carga del empuje entre los riñones.
- 4. El anillo base, sobre el que se apoyan las placas inferiores, transmite el empuje a la estructura del buque.

El principio de funcionamiento es el siguiente:

El disco de empuje forma parte de la turbina, como se ha mencionado anteriormente, siendo el elemento giratorio del cojinete y por lo tanto el que transmite el empuje del eje a los órganos que forman el cojinete. Todo el conjunto está sumergido en aceite, de forma que cuando el eje gira se forma una película de aceite entre el disco, las placas niveladoras y el anillo base, siendo esa película de aceite la que amortigua el empuje axial del eje.

Dependiendo de la carga de la turbina, la película de aceite forma una cuña entre el disco y los riñones de mayor o menor Resistencia. Cuando el eje gira, parte del aceite es arrastrado y el empuje del disco tiende a expulsarlo a través de los orificios de los riñones que a la salida son más estrechos que a la entrada, con lo cual, dependiendo del régimen de la turbina se tenderá a expulsar mayor cantidad de aceite por los orificios de los riñones, por lo que a mayor régimen, mayor caudal de aceite y por lo tanto como no puede pasar todo ese aceite a través de los orificios, se formará una película de aceite más resistente al empuje axial del eje. Por lo tanto, con este sistema la película de aceite toma automáticamente el valor necesario para soportar el empuje del eje para cualquier carga de la turbina.

La presión que puede soportar un cojinete típico de este tipo es aproximadamente de 17,5Kg/cm².

Cualquier cojinete de una turbina debe cumplir las siguientes condiciones:

- 1. Absorber el mínimo de potencia por rozamiento.
- 2. Tener un desgaste muy pequeño, asegurando un rozamiento sobre una película de aceite sin contacto directo entre las superficies metálicas.
- 3. Favorecer una marcha suave de la máquina.
- 4. Estar diseñado para evacuar sin dificultad el calor por fricción generado.

1.4.4. Tipos de acoplamientos mecánicos.

Los acoplamientos mecánicos conocidos también como acoples mecánicos sirven para prolongar líneas de transmisión de ejes o conectar tramos de diferentes ejes, en planos diferentes o con dirección paralela, para transmitir fuerza de empuje.

1.4.4.1. Acoplamientos rígidos.

Los acoplamientos rígidos se diseñan de forma que no sea posible que se genere movimiento relativo entre el eje impulsor y el impulsado. Este método es instalado en equipos donde se puede lograr y mantener una alineación precisa de los ejes.



Imagen 1.24. Acoplamiento rígido. Fuente: Direct industry.

Esto significa, que se debe mantener en el momento en el que se instalan, así como durante el proceso de operación de la máquina. En el caso de producirse un desalineamiento angular, radial o axial, las tensiones que son difíciles de predecir pueden ocasionar un fallo en el eje causado por fatiga.

Los acoplamientos rígidos no tienen aplicación en las turbinas de vapor ni en el sistema de propulsión, ya que es muy difícil mantener un alineamiento preciso.

1.4.4.2. Acoplamientos flexibles.

Los acoplamientos flexibles están diseñados para transmitir el par de torsión de la máquina desde el eje impulsor al eje impulsado, compensando el desalineamiento angular, paralelo y axial. Además, de proporcionar desplazamiento axial o limitarlo.



Imagen 1.25. Acoplamiento elástico tipo Ribbon. Fuente: Direct industry.

1.4.5. Turbina.

El sistema de detección de vibraciones se pretende instalar sobre la turbina Kawasaki H.I UA-400. Está turbina es la encargada de aportar la potencia total a la hélice para el desplazamiento del buque. El sistema de propulsión se compone de una turbina de alta y otra de baja montadas es cross-compound, cuya fuente de energía es el vapor generado en los dos generadores de vapor.



Imagen 1.26. Esquema de la turbina junto con la reductora. Fuente: Kawasaki Heavy Industries, LTD. "Kawasaki UA Turbine for Main Propulsion Plants of LNG Carriers"

- 1-Válvula de maniobra.
- 2-Cilindro hidráulico.
- 3-Cam gear.
- 4-Tubo de vapor principal.
- 5-Rotor turbina de alta.
- 6-Carcasa turbina de alta.

- 7-Asiento de la turbina de alta.
- 8-Cross over pipe.
- 9-Rotor turbina de baja.
- 10-Carcasa turbina de baja.
- 11-Tubo de vapor turbina de Ciar.
- 12-Carcasa de la turbina de Ciar.

13-Carcasa de exhaustación turbina de baja.

14-Condensador principal.

15-Astern guardian valve.

16-Fare package frame.

17-Aft package frame.

18-Acoplamiento flexible T.A.

19-Primer piñón T.A.

20-Primera rueda T.A.

21-Segundo piñón T.A.
22-Acoplamiento flexible T.B.
23-Primer piñón T.B.
24-Primera rueda T.B.
25-Reductora principal.
26-Cojinete de empuje principal.
27-Carcasa de la reductora.
28-Virador (Turning gear).

A continuación, se mencionarán algunas de las características más importantes de este sistema de propulsión. Como se ha mencionado anteriormente, se compone de una turbina de alta presión y una de baja presión unida de forma solidaria a la turbina de ciar. Cabe mencionar, que en las imágenes mostradas a continuación también se incluye la reductora.



Imagen 1.27. Vista de la turbina instalada en el buque. Fuente: Infomarine. Ship Report. "Sestao Knutsen". Marzo 2016.

La turbina de alta (HP turbine), en la imagen aparece señala con el número 5, se compone de una o dos etapas Curtis seguidas de 8 etapas Rateau.



Imagen 1.28. Vista de la turbina de alta presión sin la carcasa. Fuente: Kawasaki Heavy Industries, LTD. "Kawasaki UA Turbine for Main Propulsion Plants of LNG Carriers"

El vapor recalentado producido en los generadores de vapor es dirigido por medio de la válvula de maniobra a la turbina de alta presión donde se expansiona aportando un trabajo en la turbina. A continuación, este vapor a menor presión y temperatura es conducido a la turbina de baja a través del cross-pipe.

En cuanto a la turbina de baja (LP turbine), en la imagen aparece señalada con el número 9, consta de 4 etapas Rateau y 4 etapas de reacción. El vapor procedente de la turbina de alta es finalmente expansionado en la turbina de baja y es enviado al condensador principal, donde se condensa y se dirige de nuevo a la caldera mediante una serie de bombas, mientras es obligado a pasar a través de unos intercambiadores de calor con el objetivo de aumentar el ciclo térmico.

Por último, la turbina de Ciar, la cual se encuentra solidaria al eje de la turbina de baja y señalada con el número 12 se compone de 2 etapas Curtis.



Imagen 1.29. Vista de la turbina de baja presión tras retirar la carcasa. Fuente: Kawasaki Heavy Industries, LTD. "Kawasaki UA Turbine for Main Propulsion Plants of LNG Carriers"

Está turbina es capaz de generar una potencia Máxima, empleando 33 toberas, de 28.000kW. Por otro lado, la potencia nominal partiendo de 23 toberas es de 25.000kW.

Condiciones del vapor que le llega a la turbina son de 5.88MPa y vapor sobrecalentado a 510°C.

En cuanto a las velocidades desarrolladas por la turbina son las siguientes:

La turbina de alta alcanza una velocidad de giro de 4.777rpm, mientras que la turbina de baja tiene una velocidad de giro de 3153rpm ambas turbinas a MCR (Maximum Continuous Rating).

En relación a las velocidades desarrolladas en el propulsor son de 83rpm a MCR, teniendo como velocidades críticas 62,5 y 116,7rpm.

Se entiende por velocidad crítica aquellas frecuencias de rotación que coinciden con una o más frecuencias naturales del eje. Cabe destacar que

todos los ejes de sistemas mecánicos rotativos presentan vibraciones radiales potencialmente perjudiciales.

Los ejes vibrarán a velocidades críticas aun en máquinas equilibradas con precisión. El equilibrado reduce, pero no elimina la banda de velocidades en la que las vibraciones alcanzan un valor importante, permitiendo que una máquina bien equilibrada pueda funcionar más cerca del conjunto de velocidades críticas sin quedar perjudicada.

Por lo general, la velocidad crítica más baja o fundamental, es la de mayor interés porque genera la vibración de mayor amplitud. Por este motivo, se eligen los ejes por su alta rigidez y baja masa, lo cual ayuda a situar la velocidad crítica por encima de a velocidad de funcionamiento normal. Aunque la ligereza y rigidez de los ejes no resuelve por si misma los problemas de la velocidad crítica ya que si se aumenta el peso de elemento en rotación por suciedad u otros aspectos, acercando el movimiento de rotación a la primera velocidad crítica.

Cualquier componente en una máquina que reduzca la rigidez o incremente la masa de giro, también acercará las velocidades críticas a las velocidades de funcionamiento de la máquina. Esto puede llegar a ser un problema real cuando se diseñan o seleccionan componentes sin considerar su potencial influencia sobre las velocidades críticas de la máquina.

La vibración excesiva originada por funcionar a velocidades críticas disminuye inmediatamente al cambiar la velocidad de la máquina. Por ello, un método para determinar si existe un problema de velocidad crítica es modificar la velocidad de la máquina. Un aumento o disminución de la velocidad de la máquina reducirá drásticamente toda vibración y específicamente la componente de la velocidad de funcionamiento real.

Además, de la primera velocidad crítica o fundamental originada por fuerzas centrífugas de una masa no equilibrada, se han observado también algunas componentes de vibración a una frecuencia igual a la mitad de la primera crítica. Este efecto es típico de ejes horizontales, teniendo en cuenta que la

influencia de la fuerza de gravedad, del peso propio, puede ser una de las causas. Hay dos causas primarias para esta velocidad crítica secundaria:

-Efecto de la gravedad combinada con la presencia de un desequilibrio.

-Efecto de la gravedad combinada con una rigidez a flexión no uniforme en el eje.

Por tanto, se debe prestar especial atención a las velocidades críticas en máquinas rotativas.

La velocidad máxima continua marcha atrás es de 58rpm durante un máximo de 2horas por problemas de recalentamiento.

En cuanto al ciclo que sigue esta turbina, es un ciclo Rankine regenerativo el cual se muestra a continuación en la imagen. Como se puede observar este ciclo es aquel que dispone de intercambiadores de calor para calentar el agua de alimentación por medio de sangrías o vapor extraído de la turbina, como se describió anteriormente en el sistema de distribución del vapor.



Imagen 1.30. Diagrama del ciclo Rankine regenerativo. Fuente: Manual de operación Kawasaki UA400 for LNG Carriers.

Para elevar la presión del agua procedente del condensador o del tanque de drenaje, con las sangrías y aumentar su temperatura, se realiza un proceso de compresión isoentrópico e isócoro en unas bombas de extracción. Esta elevación de la presión no se puede realizar por la curva de líquido saturado, ya que esto implicaría una variación en el volumen específico del líquido, pero se trata de un fluido incompresible.

Los cojinetes de apoyo de la turbina son de tipo cilíndrico y se encuentran montados sobre los caquillos del cojinete y sus bancadas.



Imagen 1.31. Comprobación del desgaste del cojinete de apoyo. Fuente: Kawasaki Heavy Industries, LTD. "Kawasaki UA Turbine for Main Propulsion Plants of LNG Carriers"

El aceite entra al cojinete y circula por el huelgo existente entre el rotor y el metal antifricción del cojinete, lubricando el conjunto. Posteriormente, el aceite cae al interior de la bancada. Los cojinetes de popa tienen pequeños agujeros para suministrar aceite de lubricación al acoplamiento flexible del engranaje entre los rotores de la turbina y los piñones de la reductora.

En cuanto a los cojinetes de empuje, este sistema de propulsión dispone de un cojinete de empuje a proa de cada turbina, alta y baja presión.



Imagen 1.32. Representación de un cojinete de empuje con sus partes. Fuente: Kawasaki Heavy Industries, LTD. "Kawasaki UA Turbine for Main Propulsion Plants of LNG Carriers"

1.4.6. Reductora.

La reductora principal entre la turbina y el propulsor es de doble reducción con un sistema de engranajes helicoidal, los cuales son capaces de soportar mayores esfuerzos y cargas. El tándem es del tipo articulado y reversible. Además, dispone de un virador acoplado a la misma, conducido por un motor eléctrico reversible que alcanza una velocidad de giro de 0,2 rpm.



Imagen 1.33. Disposición de los ejes de la reductora con sus engranajes. Fuente: Kawasaki Heavy Industries, LTD. "Kawasaki UA Turbine for Main Propulsion Plants of LNG Carriers"

La reductora se compone de dos piñones primarios, dos ruedas primarias de engranajes, dos piñones secundarios y una rueda de engranaje principal.

Ambas turbinas de alta y baja presión están conectadas a los primeros piñones de la reductora por medio de acoplamientos flexibles. Los piñones conducen las primeras ruedas de engranajes. Estas se encuentran conectadas por medio de ejes flexibles equipados con acoplamientos elásticos a los piñones de reducción secundarios, los cuales conducen a la segunda rueda de engranajes o rueda de engranajes principal. A continuación, se muestra una tabla donde aparecen algunas de las características principales de la reductora.

		P.C.D. mm	№. Dientes
1º piñón reductor	A.P.	291.0	36
	B.P.	396.1	49
1ª reductora	A.P.	2626.9	325
	B.P.	2360.2	292
2º piñón reducción	A.P.	646.6	56
	B.P.	646.6	56
Reductora principal		4122.3	357
Anchura efectiva de la reductora	1ª red.	H.P. 510 mm	L.P. 510 mm
	2 ^a red.	1168 mm	

Tabla 1.1. Características fundamentales de la reductora.

El cojinete de empuje principal se encuentra en una carcasa separada a popa de la reductora principal. A su vez, dispone de una tubería situada en la parte más alta de la envoltura superior empleada para la extracción de vapores. También se dispone de un deshumificador para evitar que se oxiden los piñones y la envoltura.

En la siguiente imagen se pueden apreciar los engranajes de doble reducción de la reductora. Todos los piñones tienen un revestimiento de cobre para acomodar el contacto inicial de los dientes y realizar una buena inspección.



Imagen 1.34. Eje primario de reducción con detalle del doble engranaje. Fuente: Kawasaki Heavy Industries, LTD. "Kawasaki UA Turbine for Main Propulsion Plants of LNG Carriers"

La unión entre los ejes de las turbinas y los ejes de la reductora se realiza por medio de acoplamientos flexibles del tipo Ribbon. Este acoplamiento se compone de dos manguitos que permiten la expansión térmica y la excentricidad entre el rotor de la turbina y la primera reducción.



Imagen 1.35. Acoplamiento flexible de unión entre la turbina y la reductora. Fuente: Kawasaki Heavy Industries, LTD. "Kawasaki UA Turbine for Main Propulsion Plants of LNG Carriers"

Todos los cojinetes están divididos en dos casquillos unidos horizontalmente, excepto los cojinetes de la primera reducción, que se encuentran unidos de forma oblicua. Todos tienen un recubrimiento de metal antifricción o conocido también con el nombre de metal babbit.

1.4.7. Eje de propulsión.

La línea de ejes se compone de 3 tramos diferentes de acero de sección circular hueca. Estos tramos disponen de un diámetro exterior constante de 620 mm.



Imagen 1.36. Disposición del eje de propulsión. Fuente: Plano eje de propulsión 2 en anexos.

Se compone de:

- Primer tramo. Denominado como eje intermedio, se encuentra acoplado al eje de salida de la reductora y al siguiente tramo de la línea de propulsión. Este tramo de eje tiene una longitud de 8.600 mm y un peso de 22085 kg.
- Segundo tramo. Recibe el nombre de eje de bocina. Es la sección de eje intermedia. Este eje dispone de una longitud de 10.000 mm y un peso de 25475 kg.
- Tercer tramo. Se corresponde con el tramo de salida donde se acopla la hélice y se conoce con el nombre de eje de cola. Por último, el eje de cola tiene una longitud de 10.397 mm y un peso aproximado de 38900kg, incluyendo el peso del propulsor que es de aproximadamente 1300 kg. Se debe mencionar que el diámetro exterior de este último tramo aumenta y se encuentra entre 793-795 mm.

Además, está línea de ejes consta de dos chumaceras de apoyo, las cuales deben tenerse en consideración ya que si uno de estos elementos se encuentra en mal estado puede generar vibraciones y por tanto afectar al grupo propulsor. En la siguiente imagen se puede apreciar uno de estos elementos.



Imagen 1.37. Vista del eje de propulsión con sus respectivos elementos.

También se debe de tener en cuenta la bocina del eje de cola. Ya que al igual que las chumaceras de apoyo cumple con la misma función entre otras muchas.

1.4.8. Diagrama de Nyquist.

El diagrama de Nyquist es una representación paramétrica de una función de transferencia, se emplea en control automático y procesamiento de señales. En este proyecto el diagrama de Nyquist permite realizar una presentación del movimiento transitorio del eje obtenido con dos transductores situados a 90° y uno de referencia de fase, conocido como Keyphasor. El vector de desequilibrio no se mide directamente, sino que ha de ser identificado en amplitud y fase mediante diferentes equipos y técnicas.



Imagen 1.38. Representación de una órbita en el diagrama de Nyquist. Fuente: Revista Orbit [2].

El desequilibrio se manifiesta a la velocidad de rotación de la máquina por lo que la respuesta de vibración se debe recoger a esa misma velocidad. A continuación, en la imagen anterior se representa un diagrama polar, el cual nos permite representar el desequilibrio expresando la velocidad en rpm y la amplitud de la vibración en mils. Este sistema de representación se conoce como órbitas.

La órbita nos indica el desplazamiento que realiza el eje sobre el cojinete, es decir, cuando el eje se encuentra girando a su vez realiza un movimiento de translación debido a la cuña de aceite que se forma bajo el rotor.



Imagen 1.39. Movimiento del eje representado por la órbita. Fuente: Orbit Plots and Centerline Diagrams - Webinar

Por tanto, la órbita que aparece en el diagrama corresponde al movimiento del centro del eje de rotación sobre el cojinete, es decir, representa el desplazamiento de translación del eje, el cual aparece en la pantalla del sistema tal y como aparece en la imagen anterior.

1.4.8.1. Técnicas de equilibrado en un plano.

Este método solo es aplicable a rotores con un solo plano de equilibrado, de modo que, de haber más planos, debe realizarse la corrección en cada uno de ellos y medir posteriormente para observar el efecto de un plano sobre cada uno de los otros. Está técnica es empleada para el equilibrado estático de la turbina.

1.4.8.2. Técnicas de equilibrado en dos planos.

Por lo general, los rotores de una turbina se componen de una serie de elementos compuestos entre dos cojinetes, en consecuencia, el sistema puede presentar diferentes frecuencias de resonancia al desequilibrio. Por ejemplo, una turbina de vapor puede estar compuesta por varios discos de paletas lo que requiere que se realice un equilibrado en dos planos.

Los diagramas polares constituyen una gran herramienta para identificar diferentes modos de vibración, traslacional o pivotal, y su repercusión en la observación del desequilibrio mediante transductores situados en los extremos del rotor [1].

Para la realización de un equilibrado en dos planos es necesario tener debidamente monitorizados las vibraciones recogidas en cada cojinete para poder calcular las masas equilibrantes necesarias y el punto exacto en el que irán colocadas. Además, se deberá prestar especial atención al efecto cruzado que se produce, es decir, que cuando se calcula la masa y el punto para uno de los planos repercute en el otro plano. Aunque por lo general se produce con un ángulo de desfase de 180°.

La magnitud de este efecto depende en función de la rigidez, amortiguamiento y masa de cada rotor, alcanzando valores entre 4 y 5 a 1 entre ambos planos, es decir, que para una masa de 4 o 5 gr de peso en uno de los planos equivale a añadir 1 gr en el otro extremo del eje, actuando con un ángulo de fase de 180º respecto a primer plano de equilibrado. Por tanto, es un proceso más laborioso, pero mucho más eficaz que el equilibrado en un plano.

1.4.9. Diagnósticos básicos.

La monitorización permanente de la respuesta de la vibración a través de dos transductores orientados en dirección radial y perpendiculares entre sí, más la indicación de la referencia de fase, proporciona información muy valiosa de la vibración y de la posición del centro del eje, como se ha indicado anteriormente.

Por medio de este sistema se puede detectar con tiempo una anomalía en el funcionamiento de la turbina. Se puede considerar a este sistema como un

mantenimiento preventivo de la turbina, pero para ello es necesario tener ciertos conocimientos sobre la interpretación de los diagramas polares con el objetivo de saber la situación en la que se encuentra el sistema de propulsión y si fuera necesario realizar labores de mantenimiento en cualquier elemento del sistema.

Por tanto, se explicarán a continuación diferentes casos de fallos para hacernos una idea de cómo aumenta el nivel de vibraciones cuando un elemento de la turbina no se encuentra en correcto estado.

Desalineamiento.

Cuando las cargas radiales aumentan considerablemente, la medida de la vibración puede identificar esta anomalía. Las formas de órbita, posición del centro del eje en el cojinete y frecuencias de la vibración indican la aparición e incremento del desalineamiento.



Imagen 1.40. Evolución de un desalineamiento. Fuente: Fraga López, P. "Vibraciones Mecánicas Diagnósticos de Averías".

En la imagen anterior se muestra la variación de la órbita que describe el centro del eje a medida que aumenta la carga radial, pasando desde una forma elíptica que se corresponde a una respuesta síncrona con la velocidad de rotación 1 Ω a la forma de banana y finalmente a la forma de un ocho que se presenta cuando la carga radial es mayor. Y como consecuencia, aparece también la respuesta de frecuencia 2 Ω .

Desequilibrio.

El desequilibrio es una de las anomalías más comunes en las turbinas y se debe a un desigual reparto de la masa en la sección del rotor, produciendo una fuerza centrífuga inercial que gira a la velocidad de rotación del eje. Esto puede ser provocado por la rotura de un álabe, pérdida de masa en el eje, incrustaciones en los álabes, etc.

Los desequilibrios son fácilmente reconocibles durante el arranque de la máquina y se puede presentar en un diagrama de Nyquist a la velocidad de rotación 1 Ω como aparece en la siguiente imagen.



Imagen 1.41. Representación de un desequilibrio en forma de órbita. Fuente: Fraga López, P. "Vibraciones Mecánicas Diagnósticos de Averías".

Roces rotor-estator.

Los roces entre el rotor y las partes estáticas de las máquinas rotativas son evidentemente averías que pueden conducir a daños muy graves y en muchos casos catastróficos. Los roces desarrollan la fricción, modificaciones en la rigidez y detrimento del balance térmico entre los fluidos de la máquina. Generalmente, los roces aparecen como fenómenos secundarios de otras anomalías, desequilibrios, desalineamientos, vibraciones autoexcitadas de los fluidos u otros que provocan altas vibraciones laterales del rotor o cambios en la excentricidad del centro del eje respecto a sus apoyos.

Cada impacto genera lazos externos en la órbita acompañados de un incremento de la respuesta síncrona con la velocidad de rotación 1Ω tal y como se muestra en la siguiente imagen.



Imagen 1.42. Órbita generada tras el impacto del eje con el cojinete. Fuente: Fraga López, P. "Vibraciones Mecánicas Diagnósticos de Averías".

Por lo general, los efectos de un roce en el rotor sobre la medida de la vibración se detectarán entonces en lo siguiente:

- Cambios e incremento en la respuesta síncrona.
- Aparición de componentes subsíncronas de la frecuencia de rotación que, a menudo, muestran órbitas con lazos.
- Aparición de altos armónicos de los componentes fundamentales del rotor.
- Cambios en la posición del centro del eje en los cojinetes.
- Cambios en el valor de la frecuencia de resonancia (modificación de la rigidez del eje), especialmente observables en los arranques y paradas de la máquina.

A continuación, se muestra un ejemplo de este tipo de problema, ante la vibración de los cojinetes de la turbina de alta, ambas órbitas indican demasiada carga en la turbina y rozamiento entre el eje de la turbina y el cojinete.



Imagen 1.43. Representación obtenida por el sistema de monitorización [3].

La órbita mostrada en las anteriores imágenes muestra una forma elíptica y muy plana lo que indica una carga elevada de la turbina, lo que podría estar produciendo un rozamiento. En este caso se decidió por reducir la potencia de la turbina lo que hizo que se redujeran las vibraciones en la misma.

Cuando se paró el funcionamiento de la turbina, se procedió a realizar una inspección de los cojinetes de apoyo. Pero el cojinete no mostraba signos de rozamiento ni deterioro. Posteriormente se procedió a abrir la turbina y se descubrió que los diafragmas estaban totalmente dañados, tal y como se muestra en la siguiente imagen [4].



Imagen 1.44. Daños ocasionados en el sistema de sellos de vapor.

La acumulación de partículas metálicas procedentes del propio diafragma desplazó el eje y provocó que las partes del sello rozaran con la turbina.

Por medio de este ejemplo práctico se puede extraer como conclusión que lo que nos indica el sistema de detección de vibraciones, por muy preciso que sea, puede no indicarnos el fallo en sí mismo, es decir, que no se debe tomar con certeza la información de la órbita ya que el problema puede venir generado por otro fallo.

Efectos térmicos.

A consecuencia de roces entre el rotor y el estator se puede producir

un aumento significativo de la temperatura de todo el sistema, lo que puede llegar a provocar incluso la curvatura del eje, afectar en el equilibrado del rotor y causar fluctuaciones en la respuesta síncrona. Además, puede provocar alteraciones en el ángulo de fase, que se traducen en órbitas con forma de espiral.



Imagen 1.45. Órbita debido al aumento de temperatura en el cojinete. Fuente: Fraga López, P. "Vibraciones Mecánicas Diagnósticos de Averías".

En la imagen anterior se muestra la respuesta obtenida durante 30 minutos de la vibración síncrona a velocidad de rotación 1Ω.

Mal estado de cojinetes.

Las turbinas de vapor suelen dispone de tres cojinetes (a proa, a popa y el de empuje) los cuales sufren un desgaste con el tiempo, aunque se mantenga una lubricación perfecta. La capa de material antifricción se pierde tan y como aparece en la imagen 1.46 donde se puede apreciar el roce del eje con el material del cojinete.



Imagen 1.46. Desgaste del metal antifricción del cojinete de apoyo [2].

Por esta razón, es importante controlar en todo momento las órbitas generadas en cada cojinete y realizar las revisiones indicadas a tiempo, controlando las holguras entre el eje y el cojinete. Estas tolerancias están indicadas en el libro de operación y mantenimiento que el fabricante entrega. A continuación, se muestra una imagen de la órbita descrita por un cojinete que se encuentra en mal estado [2] y [3].



Imagen 1.47. Órbita de un cojinete de apoyo en mal estado.

El adecuado mantenimiento del sistema de lubricación contribuye de manera innegable alargar la vida de los cojinetes, y de la misma forma, un mantenimiento incorrecto del aceite, sus presiones y caudales provoca una degradación prematura de éstos.

Lubricación defectuosa en cojinetes.

Al producirse una situación de baja lubricación en los cojinetes de la turbina, la superficie de estos se desgasta y el huelgo entre el eje y el cojinete aumenta produciendo:

-Reducción en el valor de la rigidez del sistema.

-Pérdida ocasional de contacto eje/cojinete.

-Incremento del desequilibrado del rotor.

Los efectos que se producen de impacto y fricción son parecidos a los producidos en los roces del rotor con el estator, con la diferencia de que por baja lubricación la rigidez disminuye. Los efectos son similares pero el movimiento descrito por el centro del eje, dibuja órbitas muy diferentes ya que en este caso el contacto entre el eje y el cojinete se mantiene por más tiempo. Durante ese contacto el eje se desliza por la superficie cilíndrica del huelgo del cojinete y parte de la órbita describe un movimiento similar al que debería. Sin embargo, durante el roce se produce un desplazamiento lateral del eje, impactos y movimientos. La mejor forma de determinar que existe una baja lubricación en los cojinetes es en los arranques, cuando el posicionamiento del eje se vuelve muy inestable, tal y como aparece en la siguiente imagen [1].



Imagen 1.48. órbita de una lubricación insuficiente en un cojinete. Fuente: Fraga López, P. "Vibraciones Mecánicas Diagnósticos de Averías".

Grietas en el eje.

La aparición de una grieta en un eje provoca una asimetría en la sección transversal y una curvatura longitudinal de ese eje como se puede apreciar en la imagen 1.49, además de hacer describir el baricentro de su sección transversal una órbita cuando realiza la rotación alrededor de su eje geométrico [1].

Orbita de eje cuvado (frecuencia 1Ω)

Imagen 1.49. Asímetría en la sección transversal. Fuente: Fraga López, P. "Vibraciones Mecánicas Diagnósticos de Averías".

Estas grietas pueden ser provocadas en los ejes por técnicas de mecanizado defectuosas, de ahí la importancia de mecanizar los bordes de la entalla para el detector de ángulo de fase. También pueden ser causa de daños por corrosión a lo largo del tiempo, desalineamientos de gran amplitud y otros factores. La aparición de una grieta es un daño grave en una máquina rotativa, por este motivo la monitorización continua de la vibración se extiende cada vez más, con el objetivo de diagnosticar con tiempo la aparición de grietas.

Las características fundamentales de la manifestación de una grieta en el eje, a diferencia de otras anomalías, son:

- Cambios en la amplitud y fase de la respuesta síncrona con la velocidad de rotación, forma de respuesta 1Ω.
- Cambios en el vector correspondiente a la posición de reposo, como resultado de la curvatura del eje con la grieta.
- Cambios en la frecuencia de vibración igual a dos veces la velocidad de rotación, respuesta 2Ω.

Estas solo son algunas de los diagnósticos más comunes que nos podemos encontrar durante el funcionamiento normal de la turbina, pero como toda máquina puede presentar un número indefinido de fallos.

1.5. Planteamiento del problema

En este apartado se llevará a cabo una presentación del sistema que dispone la turbina para la detección de vibraciones para de esta conforma conocer la situación actual de la misma, para después explicar el sistema que se va a instalar en la turbina, analizando en profundidad todos los elementos que se van a utilizar tales como transductores, acelerómetros, detectores de ángulo de fase, etc.

1.5.1. Sistema actual.

La medida de vibraciones actual dispone de 4 canales de instrumentación, uno por cada cojinete de la turbina. Cada canal este compuesto de un sensor de contacto con el eje de la turbina, que mide la velocidad de la vibración del eje respecto de la carcasa. El sensor envía una señal a la tarjeta acondicionadora que a su vez envía la señal a un registrador y al SPDS.



Imagen 1.50. Lazo de medida de vibraciones. Fuente: Infomarine. Ship report "Sestao Knutsen". Marzo 2006.

La tarjeta acondicionadora envía también señal a una tarjeta de disparo de forma que cuando se sobrepasan un determinado nivel de vibraciones durante

un tiempo, en cualquiera de los cojinetes, provoca un disparo de forma automática en la turbina. Además, este sistema consta de un presostato de aceite para cada cojinete, de forma que cuando detectan que la presión en cualquiera de ellos es inferior a la establecida, es decir, la lubricación no es la deseada disparan la turbina por baja lubricación de cojinetes.

En cuanto a la reductora, está solo disponía de un detector de vibraciones en el cojinete de proa del reductor principal, tal y como se muestra en la siguiente imagen [16].



Imagen 1.51. Posición del detector de vibraciones de la reductora. Fuente Kawasaki Heavy Industries, LTD. "Kawasaki UA Turbine for Main Propulsion Plants of LNG Carriers"

Por tanto, se puede sacar en claro que tanto la turbina como la reductora no disponían de un sistema adecuado para la supervisión de la misma en todo momento, lo que conlleva a que el sistema de propulsión sufriera reparaciones de mayor envergadura, ya que resulta imposible realizar un mantenimiento preventivo-correctivo del sistema.

1.5.2. Mejoras Planteadas.

El objetivo de este sistema consiste en disponer en todo momento en el que la turbina está funcionando de una medida de las vibraciones y de igual forma aplicado a la reductora de la misma. Con ello se podrá predecir con seguridad cuando un elemento de la turbina está fallando o bien si el problema viene generado por la línea de propulsión.

La modificación comprende sustituir la instrumentación analógica actual.

-El mecanismo detector del cojinete de empuje, instrumentación y lógicas asociadas.

-Los lazos de medida de vibración en cojinetes. Sensores, tarjetas de tratamiento de señal y lógica de disparo.

-El lazo de medida del ángulo de fase. Sensor más tarjeta de tratamiento de señal.

-El sistema de monitorización de vibraciones de la turbina.

Además, la modificación a desarrollar debe eliminar en la medida de lo posible los modos de fallo simple para lo cual se dotará de las redundancias que se estimen necesarias.

Así mismo, se debe favorecer el mantenimiento de los diferentes componentes del sistema en marcha, es decir, se debe de dotar al sistema de estructuras que permitan su mantenimiento con el grupo en funcionamiento.

De cara a reforzar la fiabilidad del proyecto y de la instalación, la modificación de diseño tendrá en cuenta los sistemas ya desarrollados e implementados en otros buques con plantas de propulsión similares.

En cuanto al cojinete de empuje, se eliminará el sistema mecánico actual junto a los presostatos que dan disparo de la turbina por baja presión en el desplazamiento axial del grupo y se instalarán dos acelerómetros, uno para la turbina de alta presión y otro para la de baja presión.



Imagen 1.52. Configuración actual del cojinete de empuje. Fuente: GE Measurement & Control. 2013. *Printed Circuit Design & Fab,* **30**(7), pp. 9.

Las señales de los acelerómetros se enviarán directamente a la sala de máquinas al sistema 3500 de adquisición de datos, donde se establecerá una lógica de disparo 2 de 3.

El nuevo diseño evita la realización de la prueba mensual del detector de desgaste de cojinete de empuje mediante la monitorización redundante de posición, contrastando la correcta lectura de los instrumentos mediante la toma de datos diaria según procedimiento aplicable de operación.

La eliminación de la instrumentación asociada al detector actual, elimina la protección indirecta por baja presión de cojinetes. Por tanto, para mantener dicha función los presostatos que controlan la presión de aceite en cojinetes los cuales seguirán siendo monitorizados por el sistema de monitorización 3701, en el cual se programará una lógica que dará alarma por actuación de uno de los presostatos y disparo por actuación mediante lógica 2 de 3.

Para la medida de vibraciones radiales en los cojinetes de la turbina se dispondrán de dos transductores radiales en cada uno de los 4 cojinetes junto con un medidor de fase común (keyphasor) que permitirá la representación vectorial de las mismas.



Imagen 1.53. Disposición de los transductores en la turbina. Fuente: Fraga López, P. "Vibraciones Mecánicas Diagnósticos de Averías".

En la imagen anterior se puede apreciar la disposición de los transductores a colocar, la señal de referencia o keyphasor y los acelerómetros para la detección de la posición del cojinete de empuje. El lazo de medida para cada cojinete se muestra en la imagen siguiente:



Imagen 1.54. Tratamiento de la señal por cada cojinete. Fuente: GE Measurement & Control. 2013. *Printed Circuit Design & Fab,* **30**(7), pp. 9.

La señal de referencia es enviada a cada uno de los transductores, por medio de la onda que reciben y el movimiento del eje que detectan, generan una onda. Esta onda es tratada en forma y amplitud para que la señal que proviene de cada transductor (X, Y) puedan combinarse generando lo que se conoce como órbita y que se caracteriza por ser el desplazamiento que realiza el eje sobre el cojinete.

Dejando la turbina a un lado, se debe especificar el sistema a integrar en la reductora del sistema de propulsión. Está no dispone de ningún tipo de detección de vibraciones, ya que solo se encontraba un medidor de vibraciones en el cojinete de proa del reductor principal, por lo que se instalarán 2 acelerómetros por cada cojinete de la reductora junto con otros tres acelerómetros que servirán para medir el desplazamiento axial en la reductora.



Imagen 1.55. Disposición de los acelerómetros en la reductora. Fuente: Fraga López, P. "Vibraciones Mecánicas Diagnósticos de Averías".

Cabe mencionar, que los acelerómetros no serán instalados en todos los cojinetes de la reductora sino, única y exclusivamente en los cojinetes indicados en la imagen anterior y que aparecen con los números (5H,5V),
(6H,6V) y (7H,7V). Por último, los acelerómetros empleados en los cojinetes de empuje se dispondrán en los ejes pertenecientes exclusivamente a la reductora 5A y 6, ya que los otros ejes ya disponen de detectores de posición del cojinete de empuje tal y como se ha mencionado anteriormente.

1.5.2.1. Detector de ángulo de fase o Keyphasor.

La señal de Keyphasor es un pulso de eléctrico generado una vez por vuelta proporcionado por un transductor, normalmente una sonda de proximidad que se utiliza para la medición de la velocidad de rotación de la máquina y el ángulo de retardo de fase de la vibración, es decir como referencia de punto cero de fase para determinar donde se produce la vibración en el rotor de la turbina. Se conoce como referencia de fase [17].



Imagen 1.56. Posicionamiento del detector de ángulo de fase. Fuente: GE Measurement & Control. 2013. *Printed Circuit Design & Fab*, **30**(7), pp. 9.

La señal de Keyphasor es esencial en la generación de gran parte de la información relativa al estado de la máquina, incluida la velocidad de rotación del eje. Debido a que la pérdida de la información de Keyphasor afecta severamente a la monitorización y al diagnóstico de la máquina, la instalación de sondas Keyphasor redundantes es una práctica recomendada. Esto es especialmente crítico para las máquinas con transductores montados internamente. Se debe instalar un transductor de repuesto, con el cable de

extensión enrutado a la caja de la interfaz del transductor, externo a la máquina.

La señal de Keyphasor se utiliza para supervisar, diagnosticar y gestionar sistemas para generar amplitud de vibración filtrada, ángulo de retardo de fase, velocidad y una amplia variedad de información, incluyendo información vectorial para equilibrar el rotor. También es un elemento esencial en la medición del rotor de rotación lenta del rodillo o de la información de desconexión. La información del alfabeto clave puede ayudar al operador o especialista en maquinaria a identificar problemas en desarrollo de la máquina o distinguir los problemas graves de los menos graves. Un transductor de Keyphasor debe observar el eje del conductor. En aquellas instalaciones donde se disponga de más de un eje de rotación es necesario la instalación de un keyphasor para cada eje. La muesca debe estar diseñada para generar la señal correcta en todos los estados de la máquina y se debe tener cuidado de colocar el transductor en la ubicación correcta.

Este transductor, Keyphasor, debe estar localizado lo más cerca posible del área de apoyo de empuje para minimizar los efectos de crecimiento térmico que podrían mover el marcador de referencia fuera del transductor. La muesca debe formar parte integral del rotor, no del acoplamiento o componente acoplado. Cuando los marcadores de referencia están situados en componentes de rotor no integrales tales como acoplamientos, ejes de derivación, ejes de gato y retenes encogidos, la información de fase histórica puede verse comprometida debido al reordenamiento de los componentes del rotor durante el reensamblaje después de una interrupción. Debido a que las muescas son concentradoras de tensión, no deben situarse en áreas de alto par, como en los cubos o bridas de acoplamiento. El diseño debe incluir radios internos apropiados, con la anchura, profundidad o altura y longitud basados en el tipo de transductor, velocidad de rotación y tamaño del rotor. Deben alinearse con el agujero de equilibrio # 1, 0 ° en el anillo de equilibrio, o alguna otra característica obvia del eje.

Por lo general, no se recomienda el montaje del Keyphasor de forma axial ya que podría interferir con el acelerómetro de posición del cojinete de empuje.

Las ubicaciones de la señal de referencia deben estar debidamente documentadas para su uso y configuración con los instrumentos de diagnóstico y software.

Existen dos métodos para la obtención del pulso eléctrico, siendo posible emplear una muesca o bien una proyección. En la imagen siguiente se pueden apreciar estos dos métodos [17].



Imagen 1.57. Posibilidades para la detección de la posición del eje. Fuente: GE Measurement & Control. 2013. *Printed Circuit Design & Fab,* **30**(7), pp. 9.

Siempre será más recomendable realizar una muesca antes que una proyección porque una muesca es más fácil de configurar y es menos probable que dañe a la sonda si se produce alguna alteración en la turbina. Cuando el marcador es una muesca, el espacio de la sonda se ajusta mientras se observa la superficie lisa del eje, no la muesca. Sin embargo, cuando el marcador es una proyección, el hueco de la sonda se ajusta mientas se observa la parte superior de la proyección.

En este caso se realizará una entalla de las siguientes medidas.



Imagen 1.58. Detalle de la entalla a realizar en el propio eje. Fuente: GE Measurement & Control. 2013. *Printed Circuit Design & Fab,* **30**(7), pp. 9.

Longitud: 15 mm (0.6 inches). Anchura: 10 mm. Profundidad: Entre 1,5 y 2,5 mm (0,06 a 0,1 inches). Radio: 5 mm. Transductor: Sonda de proximidad a 8mm. Configuración: Gap a 1,3 mm del rotor.

Algunas características a tener en cuenta en la realización de la muesca es que se deben redondear perfectamente todos los bordes para evitar la formación de grietas en el eje de la turbina.

A continuación, se muestra un esquema de la turbina de alta donde se puede apreciar el lugar en el que se realizará la instalación del detector de ángulo de fase o keyphasor [16].



Imagen 1.59. Posición del detector de ángulo de fase en la T.A. Kawasaki Heavy Industries, LTD. "Kawasaki UA Turbine for Main Propulsion Plants of LNG Carriers"

Al igual que en la turbina de alta también se dispone de un esquema de la turbina de baja donde se indica la posición exacta para la instalación del detector de ángulo de fase.



Imagen 1.60. Posición del detector de ángulo de fase en la T.B. Kawasaki Heavy Industries, LTD. "Kawasaki UA Turbine for Main Propulsion Plants of LNG Carriers"

Esta modificación en el eje de la turbina, tanto de alta como de baja, requiere realizar un equilibrado estático y dinámico de la misma con el objetivo de evitar que se produzcan fallos graves del sistema de propulsión al ponerse en marcha. Un pequeño desequilibrio puede tener graves consecuencias en la turbina y en este caso se realiza una muesca en el eje del rotor por lo que se requiere este procedimiento.

1.5.2.2. Transductores.

Un transductor se puede definir como un componente del sistema de medida capaz de procesar información y energía. Los sistemas de detección de vibraciones requieren el uso de transductores para medir tanto el movimiento como las fuerzas. Se han desarrollado muchos métodos diferentes para medir las vibraciones.

Los transductores ideales pueden considerare como sistemas perfectamente lineales, que tienen una impedancia de entrada infinita, que responden sólo a excitaciones que se desean medir (es decir, que no responda a factores ambientales como la temperatura, campos electromagnéticos, etc.), que tienen un amplio rango de amplitud de respuesta para todas las frecuencias y que poseen una respuesta de fase lineal, para todas las frecuencias. Si el transductor está correctamente fijado al sistema que se quiere medir, su salida será exactamente la misma que el parámetro que se quiere medir (fuerza, presión, aceleración) con un desfase temporal.

Sin embargo, los transductores que se pueden fabricar no son ideales. Están limitados por su primera frecuencia de resonancia (frecuencia crítica). Las variaciones de la amplitud y de la fase de la respuesta medida, varían con respecto a la real debido a que se está cerca de la primera frecuencia de resonancia del transductor. Los transductores piezoeléctricos presentan, además de un límite superior para medir frecuencias debido a su propia resonancia, un límite inferior debido a sus registros electrónicos (depende de una constante TAU de su circuito electrónico).

Hay dos factores muy importantes que hay que tener en cuenta: el primero es

el grado en el que influye la presencia del transductor sobre la estructura en el proceso que se está midiendo; el segundo es la variación de la respuesta dinámica del transductor debido a la forma a la que está fijado.

Los transductores se deben colocar con un ángulo de desfase de 90°. Esto nos permite situarlos a la altura de los presostatos de aceite, quedando estos mismo entre medias de los dos transductores.



Figure 3: Recommended Shaft Relative Vibration Probe Installation Design

Imagen 1.61. Posición de los transductores en la turbina. Fuente: BENTLY NEVADA ASSET CONDITION MONITORING, *991 Thrust Transmitter.*

En esta turbina se emplearán como transductores para la detección de vibraciones de la marca Bentley Nevada modelo 3300 XL. A continuación, se muestra una imagen de un transductor de proximidad con sus respectivas partes. Más adelante se indicarán las características más importantes de este elemento indispensable para conseguir un buen sistema de detección de vibraciones.



Imagen 1.62. Transductor Bentley Nevada modelo 3300 XL. Fuente: BENTLY NEVADA ASSET CONDITION MONITORING, *991 Thrust Transmitter.*

1-Sonda de 8mm (0.31 in) de diámetro.

2-Rosca hexagonal de 9/16 in o bien M10.

3-Rosca del transductor.

4-Plano para llaves de 5/16 in.

5- Cable de 75Ω, diámetro exterior máximo de 3.68 mm (0.145 in), diámetro exterior máximo de 3.94 mm (0.155 in) para el cable FluidLoc, 7.67 mm (0.302 in) de diámetro exterior de la armadura, 9.5 mm (0.38 in).

6- Conector coaxial macho miniatura, 7.24 mm (0.285 in) de diámetro exterior máximo "D".

7-Longitud sin roscar.

8-Longitud del cuerpo del sensor.

9-Sonda de 6mm (0,235 in) máximo.

10-Longitud total.

También es importante conocer algunas de las características que nos ofrecen estos elementos y los límites a los que puede ser expuestos como se verá a continuación [10].

Características Eléctricas				
Entrada del sensor	Sonda de proximidad y cable de extension de 5			
	mm de la serie 3300.			
Potencia	Requiere -17,5 Vdc a -26 Vdc sin barreras a 12			
	mA de consume máximo, -23 Vdc a -26 Vdc con			
	barreras. El rango lineal puede verse reducido si			
	se opera con una tension más positiva que -23,5			
	Vdc.			
Sensibilidad de suministro	Inferior a 2 mV de diferencia entre el voltaje de			
	salida y el de entrada.			
Resistencia de salida	50 Ω			
Capacitancia del cable de extensión	69.9 pF/m (21.3 pF/ft)			
Cableado de campo	0.2 a 1.5 mm ² . Se recomienda el uso de cable de			
	tres conductores y estañado, con una longitud			
	máxima de 300 m entre los sensores de			
	proximidad y el monitor.			
Rango lineal	2 mm (80 mils). Linear range begins at			
	approximately 0.25 mm (10 mils).			
Separación recomendada para	-9Vdc [approximately 1.27 mm (50 mils)]			
vibraciones radiales				
Factor de escala	7.87 V/mm (200 mV/mil) ± 5%			
Frecuencia de respuesta	(0 to 10 kHz), +0, -3 dB			

Tabla 1.2. Características eléctricas de los transductores.

Características Físicas		
Material de la punta de la sonda	Polyphenylene sulfide (PPS)	
Material de la carcasa de la sonda	AISI 303 or 304 stainless steel (SST)	
Especificaciones del cable de la	75Ω triaxial, fluoroethylene propylene (FEP)	
sonda	aislado completamente.	
Rango de temperatura del cable	75Ω triaxial, perfluoroalkoxy (PFA)	
Carcasa	Flexible AISI 302 or 304 SST with FEP	
Material del conector	Latón cubierto con oro o cobre cubierto con	
	berilio	
Material del sensor	A308 aluminum	
Peso de la sonda	323 g	

Peso del sensor	246 g
Peso del cable	34 g/m

Tabla 1.3. Características Físicas de los transductores.

Límites medioambientales			
Temperatura de trabajo	-51 °C to +177 °C (-60 °F to +350 °F)		
Rango de temperatura del cable	-51 °C to +260 °C (-60 °F to +500 °F)		
Temperatura de operación del	-51 °C to +100 °C (-60 °F to +212 °F)		
sensor			
Humedad relativa	Menos de un 3% respect al factor de escala		
	promedio (ASF)		

Tabla 1.4. Límites medioambientales de los transductores.

1.5.2.3. Acelerómetros.

El acelerómetro es el transductor para la medida de vibraciones más empleado debido a su pequeño tamaño, su amplio rango de sensibilidad y su gran rango de frecuencias útiles. Se caracterizan por producir una señal que es proporcional a la aceleración a la que se ven sometidos.

La masa de los acelerómetros puede llegar a ser un parámetro importante en objetos o estructuras ligeras. El incremento de masa que supone el acelerómetro sobre la estructura puede alterar los niveles de frecuencia, así como las frecuencias medidas. Se puede dar como regla general que la masa del acelerómetro no debe superar el diez por ciento de la masa de la parte en la que se encuentra montado el acelerómetro.

Los acelerómetros pueden estar basados en tecnologías diferentes:

- Piezoeléctricos.
- Piezoresistivos.
- Capacitivos.

Los más empleados en este tipo de instalaciones son los acelerómetros piezoeléctricos, los cuales a partir de un cristal con propiedades piezoeléctricas convierte la energía mecánica del movimiento en señales eléctricas.



Imagen 1.63. Componentes principales de un acelerómetro piezoeléctrico. Fuente: PRODUCT DATASHEET and BENTLY NEVADA ASSET CONDITION MONITORING, "370300 Accelerometer Transducer".

Este tipo de acelerómetro tiene mejores características que los demás. Presenta un amplio rango de frecuencias con una buena linealidad en todo el rango. Es relativamente robusto y fiable puesto que sus características pueden permanecer estables durante un periodo largo de tiempo. Además, tiene la ventaja de que no necesita una fuente de alimentación. No tiene partes móviles en su funcionamiento y su señal de salida, proporcional a la aceleración, puede ser integrada para obtener las señales de velocidad y de desplazamiento.

Los acelerómetros son susceptibles de averías térmicas. Si un calor excesivo irradia el crsital es posible que esté se averíe o destruya. Sin embargo, como el tiempo de utilización recomendado es relativamente corto, el daño térmico es raro. El rango efectivo de los acelerómetros de uso general es de 1 a 10.000 Hz. Aunque pueden encontrarse acelerómetros ultrasónico válidos para frecuencias de hasta 1 MHz.

En cuanto a las ventajas de los acelerómetros son las siguientes:

- Amplia gama de frecuencias.
- Dimensiones reducidas, leves y de fácil instalación.
- Poco sensibles a campos magnéticos.
- Elevada gama dinámica, es decir, mide simultáneamente pequeñas y grandes amplitudes.

En cuanto a las desventajas:

- Necesita de acondicionador de señal.
- Relación señal / ruido limitada.
- Posibilidad de saturación a altas frecuencias.
- Sensibles a la temperatura.

En este sistema se va a utilizar un acelerómetro de la marca Bently Nevada modelo 370300 mostrado en la imagen 1.64.



Imagen 1.64. Acelerómetro piezoeléctrico Bently Nevada 370300. Fuente: PRODUCT DATASHEET and BENTLY NEVADA ASSET CONDITION MONITORING, "370300 Accelerometer Transducer".

Características Eléctricas		
Sensibilidad	10.2 mV/m/s2 (100 mV/g) ±5%, 25ºC	
Rango de aceleración	80 g peak (784 m/sec ₂₎	
Amplitud no-lineal	±1% to 784 m/sec ₂ (80 g) peak.	
Frecuencia de respuesta	3 - 5kHz (180 - 300,000 CPM) ±5% 1 - 7k Hz (60 - 420,000 CPM) ±10% 0.5 - 12kHz (30 - 720,000 CPM) ±3dB	
Frecuencia de resonancia	25 kHz (1,500 kCPM)	
Máx. Sensibilidad transversal	5% of axial	
Rango de temperatura	-40 to +248° F (-40 to +120° C)	
Voltaje dieléctrico entre el conector y la superficie	6,000 VDC 1 min 5,000 VAC 1 min	
Ruido eléctrico	Broadband 2. 5 Hz to 25 kHz 700 µg (6.9 x 10-3 m/sec2) Spectral 10 µg/ $\sqrt{\text{Hz}}$ (9.8 x 10-5 m/sec2/ $\sqrt{\text{Hz}}$) 100 Hz 5 µg/ $\sqrt{\text{Hz}}$ (4.9 x 10-5 m/sec2/ $\sqrt{\text{Hz}}$) 1000 Hz 5 µg/ $\sqrt{\text{Hz}}$ (4.9 x 10-5 m/sec2/ $\sqrt{\text{Hz}}$)	
Impedancia de salida	100 Ω	
Impedancia entre el conector y la base	DC >100 Ω 100 Hz >100 MΩ 1.0 kHz >10 MΩ 10 kHz >1 MΩ	
Voltaje de excitación	+24Vdc nominal 18 ~ 30 Vdc	
Rango de corriente regulada	3mA nominal 2 ~ 10 mA	
Tensión de polarización de salida	+12VDC nominal	
Toma de tierra	Caso aislado, blindado internamente	

Este dispone de las siguientes características y limitaciones [7].

Tabla 1.5. Características eléctricas de los acelerómetros.

Características físicas		
Peso	4.35 oz (122 g)	
Diámetro	2.54 in (64.4 mm), incluyendo el perno de montaje	
Altura	2.3 in (59 mm), incluyendo el perno de montaje	
Conector	2-pin MIL-5015	

Material exterior	303 stainless steel
Ángulo de montaje	Ninguna orientación
Sellado	Hermético
Sensibilidad de la deformación	<0.0002 g/µstrain (<1.9 x 10-3 m/sec2/µstrain)
Diseño del sensor	PZT, shear
Material del sensor	stainless Steel
Material aislante	Cerámico

Tabla 1.6. Características físicas de los acelerómetros.

Límites medi	oambientales
Temperatura de funcionamiento	-402F to +2482F (-402C to +1202C)
Respuesta a la temperatura	-40° C -10% +120° C +10%
Sobrevivencia al choque	49,050 m/s ₂ (5000 g) peak, maximum.
Límite de choque, montado	2,000 g peak (19,600 m/sec ₂ peak)
Humedad relativa	100% de condensación, no sumergido. El estuche está sellado herméticamente.
Sensibilidad electromagnética, equiv	70 μg/gauss (6.9 x 10-4 m/sec ₂ /gauss)
g, max	

Tabla 1.7. Límites medioambientales de los acelerómetros.

1.5.2.4. Montaje de transductores y acelerómetros.

Se deberán realizar las siguientes tareas:

-Mecanizado de los 4 cojinetes para instalar dos transductores de vibración XY en cada uno de ellos. Por tanto, para la medida de vibraciones se instalarán un total de 8 sensores teniendo en cuenta lo mencionado anteriormente.
-Se realizará una rosca por medio de machos con el objetivo de roscar los

transductores, ya que de esta forma se aumenta la zona de trabajo de los sensores.



Imagen 1.65. Respuesta para diferentes formas de fijación. Fuente: GE Measurement & Control. 2013. *Printed Circuit Design & Fab,* **30**(7), pp. 9.

-Mecanizado del sistema de detección de ángulo de fase en el anillo del cojinete de empuje. Se instalarán dos sensores uno para la turbina de alta y otro para la de baja.

-Tendido de cables de señal hacia la sala de máquinas.

-Eliminación del actual sistema de vibraciones TURVA.

-Eliminar la actuación de tarjetas de tratamiento de señal y disparo del actual sistema TSIP. Se mantendrán las tarjetas de tratamiento de señal y los presostatos de presión de aceite de los cojinetes de la turbina.

-Trasladar la señal de los 8 transductores de vibración al registrador VBR-907-40 del PNL-907.

-Implementar en la casilla de alarma para la actuación ante una lectura muy alta (10/12) de los 8 transductores.

-Crear una nueva casilla de alarma que actúe en caso de fallo de uno de los transductores de vibración.

Además, se instalarán dos acelerómetros para el control del desplazamiento axial de la turbina y el control del desgaste de los cojinetes de empuje.

-El primero a proa de la turbina de alta presión HP.

-El segundo a proa de la turbina de Ciar.

Tras realizar la instalación de todos los elementos que forman parte del sistema, es necesario realizar un equilibrado de la turbina ya que para la referencia de fase se ha realizado una entalla en el eje del rotor de la turbina de alta y baja presión. Por lo tanto, no puede ser puesta en funcionamiento hasta que no se realice este último ajuste.

1.5.2.5. Sistema de monitorización.

El sistema de monitorización que se va a emplear en este proyecto pertenece a la marca Bently Nevada de la serie 3500, el cual es capaz de monitorizar de manera continua los parámetros de la turbina suministrados como entradas al mismo. Además, realizará una monitorización de manera continua y en tiempo real del desplazamiento axial del cojinete de empuje y de las vibraciones de la turbina [15].



Imagen 1.66. Sistema de monitorización Bently Nevada Serie 3500. Fuente:] BENTLY NEVADA ASSET CONDITION MONITORING, *Turbine Supervisory Instrumentation (TSI) Application Guide 3500 system.*

Consta de un rack donde se alojan los módulos de monitorización, las fuentes de alimentación del sistema, interfaces y procesadores de comunicaciones, además de, los módulos de salida digitales. A partir de este rack se suministrarán señales a los diferentes interfaces del operador, así como al ordenador y al terminal con el software. En este caso se empleará un rack de 19" con un total de 14 módulos a utilizar, ya que se debe conectar tanto las entradas pertenecientes a la turbina (señal de los transductores de los cojinetes de la turbina, acelerómetros para el cojinete de empuje y las dos señales de referencia), como las entradas de la reductora con sus respectivos acelerómetros. Además, se debe tener en cuenta que este rack dispone de dos módulos reservados para conectar dos fuentes de alimentación, y otro rack para el módulo de interfaz.

La fuente de alimentación 3500/15 está diseñada para funcionar con alimentación por corriente continua o bien corriente alterna, proporcionando compatibilidad con todos los sistemas existentes. Este Rack puede funcionar tanto con una sola fuente de alimentación como con dos duales, proporcionando redundancia para situaciones que no pueden tolerar interrupciones de alimentación, como es el caso. El módulo de fuente dde alimentación 3500/15 tiene funciones de autotransmisión que le permiten determinar si todas sus tensiones de salida están dentro de las especificaciones, indicándolo por medio de un LED verde "Supply OK".

Para la monitorización de estados binarios, como es el caso de los presostatos de aceite de cojinetes se utilizará la plataforma ADAPT 3701 de Bently Nevada. La cual está basada en un concepto de plataforma distribuida que permitirá implementar la lógica de disparo. Concretamente se utilizará el sistema 3701/55 ESD basado en una arquitectura triple redundante con certificación SIL3 lo cual permite eliminar el fallo simple [9].



Imagen 1.67. Plataforma ADPT 3701 de Bently Nevada. Fuente: BENTLY NEVADA ASSET CONDITION MONITORING, *Turbine Supervisory Instrumentation (TSI) Application Guide 3701 system*

Lógica de disparo deseada a implementar en el sistema de monitorización.



Imagen 1.68. Sistema de disparo de la turbina. Fuente: BENTLY NEVADA ASSET CONDITION MONITORING, *Turbine Supervisory Instrumentation (TSI) Application Guide 3701 system* Además, de las funciones actuales el sistema a implementar deberá de enviar datos de las señales anteriores al ordenador de la sala de máquinas.

Se eliminará el actual mecanismo de detección de desgaste del cojinete de empuje, lo que implica instalar un sistema de protección de la máquina ante una baja presión de aceite en los cojinetes. Se instalará una lógica 2 de 3 en el sistema de monitorización a partir de 3 presostatos independientes que se instalarán monitorizando la presión comentada.

Para mejorar la mantenibilidad del sistema, cualquier anomalía que se produzca en la lógica de disparo, por ejemplo, la discrepancia de uno de los tres canales, debe de indicarse en un anunciador de la sala de máquinas.

Para la implantación de la lógica de disparo se mantendrá la configuración actual del diseño original de GE, es decir, la condición de disparo energizará la salida de relés correspondientes.

Para los presostatos a instalar se mantendrá la configuración de los presostatos actuales del cojinete de empuje con contacto normalmente cerrado sin presión. Contacto abierto a presión nominal de trabajo que cerrará bajando de su presión de disparo.

La responsabilidad del diseño de la lógica de disparo implementada es de Bentley Nevada, correspondiente a esta la aprobación de cualquier cambio sobre el diseño establecido.

1.5.2.6. Software.

El sistema operativo será Windows Server 2016 con idioma en inglés. Se empleará el software System 1, el cual cubrirá la topología servidorclientes propuesta [8] y [10].

El programa de supervisión y diagnóstico System 1 estará situado en la sala de máquinas en un equipo dedicado o en equipos disponibles, con conexión a la red del buque. System 1 es la plataforma de software patentada de GE Energy para la optimización en tiempo real de equipos y procesos seleccionados, monitoreo de condiciones y diagnósticos de eventos. De forma similar a un sistema de control de procesos que permite a los usuarios comprender, diagnosticar y controlar sus condiciones de proceso en tiempo real, la plataforma System 1 proporciona esta capacidad para los activos que impulsan su proceso. El sistema 1 también puede aplicarse a procesos seleccionados que normalmente no son tratados por un sistema de control de procesos, tales como la gestión del combustible, la optimización de la combustión y muchos otros.

1.5.2.7. Requisitos funcionales

El nuevo diseño basado en tecnología digital mantendrá la funcionalidad del sistema actual, incorporando las características de monitorización y funciones de disparo necesarias para asegurar que el nuevo sistema cumple exactamente con los mismos requisitos y características proporcionando, al menos, las mismas señales de interface con el operador.

Deberá recoger información de los sensores de campo siguientes:

Señales analógicas:

-Señales de vibración de los 8 transductores de la turbina (1 par X-Y en cada cojinete).

-Señales de referencia de dos sensores de ángulo de fase de la vibración (Keyphasor).

-Señales de proximidad de los 2 sensores del cojinete de empuje (acelerómetros).

-Señales de vibración de los 6 acelerómetros de la reductora (1 par X-Y en cada cojinete)

-Señales de proximidad de los 3 sensores del cojinete de empuje.

Señales digitales:

-Actuación de 3 presostatos de presión de aceite de cojinetes.

-Señales de inhibición de disparos del cojinete de empuje y de los lazosde vibración.

A su vez, deberá enviar información a los siguientes equipos:

Señales analógicas:

-Señales de vibración 4-20 mA de los 8 cojinetes de la turbina al registrador VBR-907-40. De cada uno de los transductores que forman el par X-Y.

-Señal de posición del cojinete de empuje 4-20 mA al indicador POI-10-26 y señales 4-20 mA una por cada transductor de posición del cojinete de empuje al registrador VBR-907-40.

Señales digitales:

-Señal de disparo de la turbina generada por alta vibracion de cojinetes ó por desplazamiento axial de la turbina o por baja presión de aceite en los cojinetes.

Elaborará señales de alarma y disparo por vibración, así como por la desviación de la posición del cojinete de empuje fuera de los límites admisibles.

Proporcionar capacidad de deshabilitar los disparos por cojinete de empuje y/o vibraciones en trabajos de mantenimiento sobre el sistema con el grupo turbo-generador en marcha.

- Se dispondrá de una maneta individualizada para inhibir el disparo por vibraciones y otro para el disparo por desplazamiento axial del cojinete de empuje. Siendo ambas entradas al sistema de monitorización.
- Además, se dispondrá de una maneta con llave de inhibición general de disparo a turbina que será cableada a la salida del sistema de monitorización.
- Se dispondrá en el PNL-907 de indicación al operador de disparos inhibidos.

2. CÁLCULOS.

2. Cálculos.

2.1. Determinación de los pesos del equilibrado estático.

Por medio de los diagramas polares de Nyquist se calcularán los valores de los pesos necesarios para la corrección del desequilibrio. A continuación, se realizará una explicación sobre el procedimiento para obtener la magnitud y el valor del peso para un equilibrado dinámico. [1]. Para ello se empleará el siguiente ejemplo:

En primer lugar, se deberá medir la amplitud y fase del vector de la posición del eje en reposo.

Vector A = 0,4 mils y 320°

En segundo lugar, se medirán la amplitud y la fase del vector desequilibrio a la velocidad de régimen o equilibrado, en la respuesta filtrada de 1 ω .

Vector B = 4,6 mils 40°



Imagen 2.1. Vectores para el cálculo de los pesos de equilibrado. Fuente: Fraga López, P. "Vibraciones Mecánicas Diagnósticos de Averías". En tercer lugar y una vez se ha parado la máquina se instala un peso de corrección conocido en valor y posición. En este caso 10 gr y 350°. Este se instala teniendo en cuenta los datos históricos y características de la máquina donde por lo general mejorará el equilibrado. Tras arrancar la máquina se comprueba que el desequilibrio no ha aumentado para después continuar hasta plena velocidad. Esto debe realizarse con sumo cuidado ya que si se aumenta la velocidad sin comprobar las vibraciones pueden ocasionar graves daños en la turbina.

Vector C= 3,0 mils y 280°

A continuación, a los vectores B y C se les resta el vector A obteniendo:

Vector B' = 4,6 mils y 45° Vector C' = 2,7 mils y 275°

-El peso de corrección primero se mide sobre el vector D, el cual es el resultado de la unión de los vectores B' y C'.

Vector D = 6,6 mils y 243°.



Imagen 2.2. Determinación del peso de equilibrado final. Fuente: Fraga López, P. "Vibraciones Mecánicas Diagnósticos de Averías".

El vector D deberá ser ajustado con el objetivo de conseguir que resulte igual y de sentido contrario al vector B' dado que representa el desequilibrio compensado de la posición del eje en reposo. Para realizar la corrección del valor y posición del peso de corrección se realizará el siguiente calculo:

• Se mide la longitud del vector D en relación con el vector B'. Resultando una relación de 1,4:1. Por lo que el peso a colocar es de:

$$\frac{X \text{ gramos}}{4,6 \text{ mils}} = \frac{10 \text{ gramos}}{6,6 \text{ mils}} \rightarrow X = 7 \text{ gramos}$$

 Entre los vectores D y B' se mide el ángulo y dirección que da como resultado 18º en dirección anti horaria.

Por último, la posición del peso de equilibrado ha de retrasarse 18º en sentido anti horario hasta la posición de 332º, reduciendo su magnitud 7 gramos.

2.2. Determinación de los pesos del equilibrado dinámico.

Aunque la turbina esté equilibrada estáticamente, puede tener un desequilibrio dinámico. El desequilibrio dinámico se produce sólo cuando el rotor de la turbina está girando. Pero, cuando el rotor está girando, las fuerzas de inercia debidas a las masas dan lugar a un par de fuerzas que provoca un desequilibrio dinámico. Por tanto, podemos concluir que el equilibrado estático no es suficiente para equilibrar un rotor y por ello se debe realizar un equilibrado dinámico, es decir en dos planos [1]. Consideramos un rotor como el que se muestra a continuación.



Imagen 2.3. Rotor formado por varios elementos. Fuente: Fraga López, P. "Vibraciones Mecánicas Diagnósticos de Averías".

P₁= Plano de corrección nº1. P₂= Plano de corrección nº2. Velocidad de operación = 4777 rpm. Primera frecuencia de resonancia = 1200 rpm. Segunda frecuencia de resonancia = 3000 rpm. Peso del rotor (P₁ – P₂) = 158 Kg.

En primer lugar, se pone en funcionamiento la turbina hasta que alcanza su velocidad de operación. Por medio de los diagramas polares o de Nyquist se consiguen los datos necesarios para la realización del cálculo del peso de equilibrado. De las órbitas se obtienen dos vibraciones principales antes de alcanzar la velocidad final:

7 mils a 4777 rpm y ángulo de fase de 250° en el cojinete nº1.
2 mils a 4777 rpm y ángulo de fase de 70° en el cojinete nº2.

Como se puede apreciar el ángulo de fase para corregir la vibración presenta una diferencia entre el cojinete 1 y 2. Es decir, la corrección del equilibrado entre ambos se encuentra desfasado 180º lo que implica que al colocar una masa de corrección en un plano supone un perjuicio en el otro.





En cada plano se puede realizar la corrección mediante el cálculo de la fuerza centrífuga tal y como se realizó en el equilibrado estático, pero ha de considerarse el efecto cruzado, es decir, la repercusión de las masas de

equilibrado de un plano en el otro. Por lo general, la acción de este efecto cruzado se produce con egl ángulo de desfase aproximado de 180° entre ambos planos, de modo que si se actúa con un ángulo de corrección de 250° en el primer plano, el efecto en el segundo plano se manifestará a 180°, es decir, a 70°. Se debe tener en cuenta que una masa de 4 o 5 gr en un plano equivale a añadir 1 gr en el otro plano, actuando con un ángulo de fase de 180°.

Como en el primer plano la magnitud de la vibración es mayor es el que se realizará la corrección mayor. Por lo tanto, se aplica el cálculo de la masa de corrección de acuerdo a la determinación de la fuerza centrífuga asociada:

 $\frac{(158Kg)(0.00889cms)(838 rad/s)^2}{980cm/s^2} = \frac{(W_cKg)(25,4cms)(838 rad/s)^2}{980cm/s^2}$

 $W_c = 0,0553$ Kg.

La vibración obtenida ha sido medida de pico-pico, por lo que en el radio del desequilibrio ha de dividirse a la señal cero-pico (7mils/2 = 3,5 mils = 0.0089 cms), además de que el radio de corrección de las masas a colocar es de 25,4 cms.

Se coloca una masa de corrección en el plano nº1 de valor inferior entre un 30 y un 40 % al calculado anteriormente, ya que se desconoce la respuesta del rotor debido al efecto cruzado. Por tanto, se coloca una masa de 20 gr en la posición de 250º para medir de nuevo la vibración a la velocidad de operación.



Imagen 2.5. Órbitas descritas tras la primera corrección.Fuente: Fraga López,P. "Vibraciones Mecánicas Diagnósticos de Averías".

Se puede observar que tras realizar una corrección únicamente en el plano nº1 se consigue en este mismo reducir la amplitud de la vibración a 4 mils a 4777rpm y un ángulo de fase aproximado de 250º, y a su vez, se consigue reducir a 0,5 mils a 4777 rpm y ángulo de fase de 25º en el cojinete nº2.

Por último, se debe colocar una segunda masa de corrección en el plano nº1 por medio del mismo cálculo realizado anteriormente y, además, una tercera masa que será 4 veces menor para el plano nº2 indicado como norma general con una posición angular de 25º. Con ello se conseguirá reducir el desequilibrio residual.

Tras realizar estos ajustes se consigue una situación en la cual queda una amplitud de vibración residual de 0,45 mils a 4777 rpm en el cojinete nº1con un ángulo de fase de 70º y 0,62 mils en el cojinete nº2 con un ángulo de fase de 252º.

Este mismo proceso se debe realizar en la turbina de baja y ciar para conseguir un equilibrado completo de la máquina.

2.3. Procedimiento para la verificación de la alineación de la turbina de alta y de baja.

La desalineación entre la turbina y la reductora es la causa de al menos 20% de los problemas que se generan por alto nivel de vibraciones. A pesar

de que el acoplamiento es elástico y por tanto debe soportar cierta desalineación, casi todos los fabricantes de acoplamientos elásticos recomiendan alinear el conjunto como si fuera un acoplamiento rígido. Además, es muy importante respetar las tolerancias indicadas por el fabricante, tanto verticales como horizontales, con la reductora. También se debe tener en cuenta que la alineación en caliente y en frío puede variar, por este motivo es necesario realizar una alineación en frío, preferentemente con un alineador láser para después realizar una alineación en caliente para ver la variación. Si en esta segunda es necesario corregir algo, es conveniente anotar la desalineación que es necesario repetir estas alineaciones.

Con el objetivo de verificar la alineación entre los ejes de las turbinas, alta y baja, con los ejes de la reductora tras la modificación realizada, se empleará el sistema aportado por la empresa Pruftechnik, la cual dispone de uno de los sistemas más avanzados del sector de la alineación para máquinas rotativas, ejes de todo tipo y otros tipos de medidas [11]. El modelo a emplear es el ROTALIGN Ultra mostrado en la imagen siguiente.



Imagen 2.6. Sistema ROTALIGN Ultra. Fuente: 2002. MAKING MAINTENANCE MATTER, PRUFTECHNIK. *An Engineer's Guide.*

Este sistema es capaz de registrar diferentes posiciones de medición, evaluar de forma automática la calidad de la medición y filtrado de los puntos de medición por medio del sistema operativo intelliSWEEP. Además, es capaz de las siguientes funciones:

- Alineación práctica para ejes desacoplados, modo de medición de paso.
- Correcciones de máquinas en un paso. Supervisión simultánea e indicación de las correcciones de máquinas a nivel vertical y horizontal.
- Mide grandes alineaciones erróneas y máquinas muy distantes entre ellas, disponiendo de un área de detección extra grande.
- Guarda protocolos de medición en PDF directamente sin necesidad de utilizar un ordenador.

El equipo de alineamiento consta de los siguientes elementos:

 Un emisor de laser de alta calidad con una configuración sencilla en cualquier situación y es capaz de detectar cualquier tipo de desalineamiento en el acoplamiento. Además, consta de una batería recargable en la parte posterior.



Imagen 2.7. Emisor láser del sistema Pruftechnik. Fuente: 2002. MAKING MAINTENANCE MATTER, PRUFTECHNIK. An Engineer's Guide.

 Un sensor que recibe la señal del láser. Es uno de los sensores más avanzados y sencillo de usar del mercado. Este sensor es capaz de tener en cuenta las vibraciones del lugar en el que se encuentra instalado.



Imagen 2.8. Sensor del sistema pruftechnik. Fuente: 2002. MAKING MAINTENANCE MATTER, PRUFTECHNIK. *An Engineer's Guide.*

 Una pantalla de adquisición de datos. Esta es capaz de comunicarse con el sensor a través de un sistema Bluetooth sin necesidad de cualquier otro accesorio.



Imagen 2.9. Pantalla de monitorización del sistema pruftechnik. Fuente: 2002. MAKING MAINTENANCE MATTER, PRUFTECHNIK. *An Engineer's Guide.*

A continuación, se explicará de forma breve como se efectúa la alineación por medio de este moderno sistema. Pero, antes de nada, se deben introducir las tolerancias aportadas para la turbina. En primer lugar, se deben fijar tanto el emisor de laser como el sensor sobre cada uno de los ejes, tal y como se muestra en la siguiente imagen. Se intentará en la medida de lo posible que emisor y sensor se encuentren prácticamente enfrentados, coincidiendo el emisor del láser con la zona de recepción del sensor. Este sistema es capaz de aportar información para colocarles lo mejor posible por medio de 4 LED's, que indican cuando la posición es la correcta.



Imagen 2.10. Colocación del láser y del sensor. Fuente: 2002. MAKING MAINTENANCE MATTER, PRUFTECHNIK. *An Engineer's Guide.*

En segundo lugar, se establecerá la conexión por bluetooth entre el sensor, el cual es el encargado de suministrar la información, y la pantalla de adquisición de datos, el cual nos aportará los datos necesarios para corregir el alineamiento.

Por último, se hacen girar los ejes para obtener la información necesaria. En la siguiente imagen se puede apreciar el movimiento descrito por el láser y el sensor, junto con la monitorización que nos aparece en pantalla.



Imagen 2.11. Movimiento del sistema para la toma de medidas y correcciones. Fuente: 2002. MAKING MAINTENANCE MATTER, PRUFTECHNIK. *An Engineer's Guide.*

Al mismo tiempo, la pantalla nos aporta los milímetros que tenemos que corregir para cada uno de los ejes y conseguir que la alineación de los ejes se encuentre dentro de las tolerancias aportadas por el fabricante de los acoplamientos. Para realizar la corrección se emplean las denominadas placas de ajuste construidas en acero inoxidable de alta calidad y resistente a la corrosión.



Imagen 2.12. Placas de ajuste para la corrección de la alineación. Fuente: 2002. MAKING MAINTENANCE MATTER, PRUFTECHNIK. *An Engineer's Guide.*

Existen diferentes tamaños y grosores para una mayor precisión a la hora de realizar la alineación. Además, disponen de una pequeña lengüeta perforada para facilitar la colocación y retirada de las mismas.

Las tolerancias a aplicar en este tipo de equipo han sido extraídas del fabricante de aparato de medida para el alineamiento en la turbina de este buque [11], ya que no se encontraron las tolerancias aportadas por el fabricante de los acoplamientos.

		Tolerance				
Soft foot Short "fexible" couplings	[RPM] any	metric [mm]		inch [mils]		
		0.06 m	0.06 mm		2.0 mils	
		Acceptable	Excellent	Acceptable	Excellent	
Offset		OK		OK		
	600			9.0	5.0	
James I.	750	0.19	0.09	570085108		
	900	1000		6.0	3.0	
	1200			4.0	2.5	
	1500	0.09	0.06			
	1800			3.0	2.0	
	3000	0.06	0.03			
	3600			1.5	1.0	
	6000	0.03	0.02	2022		
	7200			1.0	0.5	
Angularity	600			15.0	10,0	
(gap difference at coupling edge	750	0.13	0.09			
per 100 millimeters diameter	900			10,0	7.0	
or per 10" diameter)	1200			8,0	5,0	
	1500	0,07	0,05			
	1800	8,82708926x		5,0	3,0	
	3000	0.04	0.03	1. 1997 - 19		
	3600	and the second second		3.0	2.0	
	6000	0.03	0.02			
	7200			2.0	1.0	
Spacer shafts and						
membrane (disk) couplings	600			3,0	1,8	
	750	0,25	0,15	1200		
Offset	900	10111204		2,0	1,2	
(per 100 millimeters spacer length	1200			1,5	0,9	
or per inch of spacer length)	1500	0,12	0,07			
	1800			1.0	0.6	
	3000	0.07	0.04			
	3600	00000		0.5	0.3	
and a second second	6000	0.03	0.02	05,5555		
offs B / offs A	7200			0.3	0.2	
		mrad			mrad	
Angularity (mrad)	600			3.0	1.8	
	750	2.5	1.5			
	900			2.0	1.2	
	1200	0		1.5	0.9	
	1500	1.2	0.7	14 2010		
	1800	20020277		1.0	0.6	
alpha / beta	3000	0.7	0.4	2001000		
	3600			0.5	0.3	
	6000	0.3	0.2			
	7200			0.3	0.2	

Tabla 2.1. Tolerancias de los acoplamientos flexibles. Fuente: 2002. MAKING MAINTENANCE MATTER, PRUFTECHNIK. *An Engineer's Guide.*

3. PLANOS.

<u>3. Planos.</u>

En el anexo 1 aparecerán recogidos los planos del presente proyecto, dentro de los cuales se dispone de:

-Plano disposición general del buque.

-Plano disposición del eje de propulsión.

-Plano disposición del sistema de propulsión y situación de los sensores de vibraciones.

-Plano disposición transductores de vibración.

-Plano disposición acelerómetro cojinete de empuje y Keyphasor.

-Plano entalla detección keyphasor.
4. PLIEGO DE CONDICIONES.

4. Pliego de condiciones.

Las instalaciones para la detección de vibraciones se realizarán siguiendo las directrices del proyecto específico (memoria, cálculos y planos, pliegos de condiciones, presupuesto y plan de seguridad) y las indicaciones que se faciliten durante la ejecución por parte del jefe de máquinas y de la dirección de la obra, es decir, la Dirección Facultativa.

Los planos del proyecto deben considerarse de carácter indicativo de la disposición general del sistema, debiendo realizarse un replanteo de la instalación de detección de vibraciones de todos los sistemas para evitar interferencias entre ellos.

4.1. Generalidades.

En este apartado se llevará a cabo una explicación sobre los requisitos técnicos que sean de aplicación, tales como características de materiales, componentes y equipos.

4.1.1. Materiales.

Todos los materiales se ajustarán a sus características y calidades de lo reflejado en los documentos del proyecto. Además, deberán estar debidamente homologados. Con el objeto de comprobar la calidad de los materiales, el jefe de máquinas estará obligado a presentar a la Dirección Facultativa una muestra de todos los materiales que se utilicen para su aprobados, los aprobación. Una vez materiales se almacenarán convenientemente como muestras y bajo ningún concepto se emplearán materiales de distinta calidad a los de muestra. A la llegada de los materiales, se comprobará su correspondencia con el proyecto, revisando las placas y la documentación acreditativa de la homologación de los aparatos. No se podrá sustituir ningún material por otro, aun siendo similar, ni instalar aparatos de marcas o modelos distintos sin autorización escrita. Los materiales que presenten cualquier tipo de defecto, tales como picaduras, mas aspecto, etc serán desechados incluso después de haber sido montados.

4.1.2. Recepción provisional.

Si los resultados de las pruebas finales son satisfactorios, se procederá

a la recepción provisional de la instalación, dando por finalizado el montaje de la misma. En ese momento, se debe hacer entrega de la siguiente documentación:

-Copia de los proyectos específicos con trazado real de los elementos.
 -Esquemas de funcionamiento según las distintas reglamentaciones para su colocación en máquinas, cuadros, etc. Además, códigos de colores para la identificación de cables, fabricantes y características de funcionamiento.

-Hoja de los resultados de las pruebas finales.

-Manuales de instrucciones.

-Libros de mantenimiento.

4.1.3. Recepción definitiva.

Una vez transcurrido el período de garantía, estimado en un año salvo pacto de otro período de tiempo por las partes interesadas, y si el funcionamiento de los elementos es correcto. Se dará la instalación por recepcionada definitivamente.

Requisitos de Hardware

4.1.4. Personal.

El contratista (capitán o jefe de máquinas) presentará mensualmente la justificación de que todas las personas que se encuentren trabajando en la instalación disponen de cobertura legal.

4.1.5. Condiciones ambientales.

Los equipos situados en la sala de máquinas no requieren calificación ambiental. Estarán diseñados para trabajar en un margen de temperaturas de 10 a 40°C y humedad hasta el 95% sin condensación.

Los sensores de vibración y de desgaste del cojinete de empuje tendrán un margen de temperatura de trabajo de 0 a 100°C y humedad relativa hasta 90% sin condensaciones. Serán resistentes a la radiación: se estima una tasa de dosis en el lugar donde irán instalados las cajas con los proxímitor, de 4 a 5 mSv/h, que para un ciclo de funcionamiento de 2 años (23 meses), supone en

el caso peor, una dosis integrada de 8400 Rad, siendo por tanto dicho valor el límite que deber de aguantar los sensores y equipos asociados que se instalen en turbina.

En general, los instrumentos de campo tendrán una envolvente mínima con grado de protección IP-54. La conexión de los detectores al cable de extensión irá protegida mediante "boots" y la conexión a los proxímitor se hará en el interior de una caja con grado de protección IP-54 donde irán ubicados dichos equipos.

IP	N° reconocimiento 1 para protección contra el contacto.		
0	Sin protección contra el contacto ni cuerpos extraños.		
1	Protección contra cuerpos extraños con diámetro >50mm.		
2	Protección contra cuerpos extraños con diámetro >12mm.		
3	Protección contra cuerpos extraños con diámetro >2.5mm.		
4	Protección contra cuerpos extraños con diámetro >1mm.		
5	Protección completa contra contacto y protección contra		
	sedimentaciones de polvos en el interior.		
6	Protección completa contra contacto, protección contra penetración de		
	polvo.		

Tabla 3.1. Nº1 de reconocimiento protección.

IP	Nº reconocimiento 2 para protección contra el agua.
0	Sin protección contra el agua.
1	Protegido contra gotas de agua que caen verticalmente.
2	Protegido contra gotas de agua que caen inclinadas.
3	Protegido contra agua pulverizada hasta 60º con la vertical.
4	Protegido contra agua pulverizada.
5	Protegido contra los chorros de agua desde todas las direcciones.
6	Protegido contra penetración de agua en caso de inyección pasajera.
7	Protegido contra penetración de agua sumergiéndolo.
8	Protegido contra la penetración de agua sumergiéndolo por un periodo
	indefinido.
9	Protegido contra la penetración de agua de todas direcciones también
	en caso de una presión alta contra el chasis. Limpiadora de alta
	presión o chorro de vapor.

Tabla 3.2. №2 de reconocimiento protección.

En las tablas mostradas anteriormente se explican los diferentes grados de protección que existen para los cables. Dependerá en función de la zona de trabajo y de los requerimientos de la instalación.

4.1.6. Cables y canalizaciones.

Se tendrá precaución especial con usar cables apantallados para señales procedentes de campo susceptibles de sufrir ruido electromagnético que puede afectar al sistema de medida. Se conexionarán a tierra las pantallas de dichos cables. Pudiéndose utilizar para los presostatos cables existentes actualmente. Se usarán las canalizaciones actuales, retirando en lo posible el cableado actual.

Los cables de las sondas y de extensión, aunque sean apantallados deben de tenderse alejados de cables de potencia. En el caso de que no sean factible, se mantendrán las siguientes distancias mínimas:

Tensión de cables de potencia (Vac)	Distancias mínimas (mm)
120	300
240	450
480	600

Tabla 3.3. Distancias mínimas entre cables de tensión.

Las conexiones a tierra se realizarán únicamente en los paneles de la sala de máquinas y no en el equipo local, para evitar lazos de corriente que pudiesen introducir ruido eléctrico en los cables de señal.

4.1.7. Compatibilidad electromagnética.

Para la instalación del sistema de monitorización y demás equipos se seguirán las recomendaciones de la Regulatory Guide 1.180, "Guidelines for Evaluating Electromagnetic and Ratio-Frecuency Interference in Safety-Related Instrumentation and Control Systems".

4.1.8. Instalación eléctrica.

El instalador equipará al sistema con un cuadro general para la protección, maniobras y realización de todos los equipos que constituyan la instalación partiendo de una acometida que le será facilitada. Así mismo, deberá incluir las líneas de alimentación desde el cuadro general a los equipos.

Las tuberías para canalizaciones eléctricas serán de tubo o canalete de PVC y se sujetarán a paredes y techos con clavos autopropulsores a una separación máxima de 0,8 metros. Los cables llevarán aislamiento de plástico con tensión de prueba no inferior a 4000 voltios y para una tensión de servicio de 750 voltios.

La sección de los conductores estará de acuerdo a los reglamentos vigentes y nunca será menor a la marcada en los planos y documentos del proyecto. La sección y características de los cables de control estarán de acuerdo a los reglamentos vigentes y no serán menores de los especificado por los fabricantes de los controles.

4.1.9. Equipos del sistema de detección de vibraciones.

La capacidad de los equipos será la que se específica en los Documentos de Proyecto y su instalación se realizará de acuerdo con las recomendaciones del fabricante.

Todos los motores, controles y dispositivos eléctricos suministrados serán conformes a las normas vigentes. Los materiales deberán ser de la mejor calidad y todos los artículos estándar de fabricación serán normalizados, nuevos y de diseño en el mercado mundial.

Todo el equipo debe estar colocado en los espacios asignados dejando un espacio razonable para su manejo y reparación. El instalador debe verificar el espacio requerido, aunque pueda haber sido especificado o no en este Proyecto.

Todos los elementos a instalar en el sistema de detección de vibraciones serán suministrados por la compañía Bently Nevada tanto el detector de ángulo de fase o keyhasor, los transductores para la monitorización de las vibraciones por medio de órbitas y los acelerómetros para la reductora y los detectores de posición del cojinete de empuje.

4.1.10. Montaje.

Se deberá prestar especial atención en el montaje y colocación de los transductores, acelerómetros y la señal de referencia, no pudiendo haber fallos en las perforaciones ni huecos libres que ocasionen puentes térmicos o acústicos.

4.1.11. Pruebas.

Durante la ejecución de la instalación se irán realizando pruebas de los diferentes elementos que lo permitan como alimentación de tensión, descargas a tierra, funcionamiento de sensores, pantallas, etc. Una vez finalizada la instalación, se realizarán las pruebas finales de funcionamiento de todos los equipos instalados. Además, se realizará una primera puesta en funcionamiento en la cual se llevará a cabo una supervisión con todo detalle del sistema equipado en la turbina, con el objetivo de encontrar cualquier tipo de fallo en el mismo. Esto conllevará que se provoquen a conciencia ciertas situaciones no deseadas durante un funcionamiento normal de la máquina para evaluar y analizar cómo responde el sistema de detección de vibraciones.

4.2. Normativa.

Ante la pregunta de cuanta vibración es demasiada para que se produzca el disparo automático de la turbina existen unos límites establecidos que pueden ser:

- Límites especificados por los fabricantes.
- Límites establecidos por el usuario.
- Comparación con máquinas idénticas.
- Normas específicas al tipo de máquina.
- Normas generales. ISO 10816, ISO 7919, ISO 2372, ISO 3945.

4.2.1. Norma ISO 10816.

La norma ISO 10816 es una normativa más reciente en la que se recogen una serie de normas que describen los procedimientos para la evaluación de la vibración. Se analizará únicamente la parte 2 de esta normativa "Land-b sed steam turbines and generators in excess of 50 MW with normal operating speeds of 1 500 r/min, 1 800 r/min, 3 000 r/min and 3600 r/min", en la cual las directrices generales dadas en esta parte de la ISO 10816 son aplicables a la medición y evaluación de vibraciones medidas en los cojinetes de las turbinas de vapor y alternadores, debido a la excitación de diferentes fuentes [6].

4.2.1.1. Alcance.

Esta parte de la ISO 10816 proporciona una guía específica para evaluar la severidad de la vibración medida en los cojinetes de las turbinas de vapor y generadores. Además, se presentan guías para mediciones in situ de vibraciones de banda ancha tomadas en la dirección radial en los cojinetes, en términos de:

-Vibración bajo condiciones normales de funcionamiento en estado estacionario.

-Vibración durante el funcionamiento transitorio, incluyendo el paso a través de las velocidades críticas durante el aumento y disminución de la velocidad.

-Cambios en la vibración que puede ocurrir durante el funcionamiento normal del estado estacionario.

Las directrices también son aplicadas a la vibración axial medida en los cojinetes de empuje.

Esta parte de la ISO 10816 es aplicable a turbinas y generadores con una velocidad de funcionamiento normal entre 1500 y 3600 r.p.m y potencias de salida en el eje superiores a 50MW. Esta parte también podría ser aplicada a turbinas de gas, pero para estos equipos existen apartados concretos sobre las vibraciones admisibles recogidas en la norma ISO 7919-4 e ISO 10816-4.

4.2.1.2. Referencias.

Los siguientes documentos normativos contienen disposiciones que, a través de referencia en este texto, constituyen disposiciones de esta parte de ISO 10816. Para las referencias fechadas, las modificaciones posteriores o revisiones de cualquiera de estas publicaciones no se aplican. Sin embargo, se alienta a las partes en los acuerdos basados en esta parte de la ISO 10816 a investigar la posibilidad de aplicar las ediciones más recientes de los documentos normativos indicados a continuación. Para las referencias sin fecha, se aplica la última edición del documento normativo referido. Los miembros de ISO e IEC mantienen registros de Normas Internacionales vigentes.

4.2.1.3. Procedimientos de medición.

Los procedimientos de medición a seguir y la instrumentación a utilizar serán descritos en la ISO 10816-1.

El sistema de medición deberá ser capaz de medir la vibración de banda ancha en un rango de frecuencias de 10 Hz a al menos 500 Hz. Sin embargo, si la instrumentación también se va a utilizar para fines de diagnóstico o monitorización durante el funcionamiento de la máquina, la descentralización o la sobre velocidad, puede ser necesario emplear un rango de frecuencia más amplio. Además, en casos especiales en los que se puedan transmitir vibraciones de baja frecuencia a la máquina, como ocurre en esta situación con la turbina empleada para propulsar un barco, puede ser necesario atenuar la respuesta de frecuencia de la instrumentación.

Los transductores para mediciones de vibración se montarán sobre una parte rígida de la estructura, de tal manera que proporcionen una sensibilidad adecuada a las fuerzas dinámicas de la máquina. Por lo general, esto requiere medir en dos direcciones radiales ortogonales en cada cojinete, normalmente se prefiere situar uno en forma vertical y otro en horizontal. La flecha que aparece en el plano Z se corresponde con el acelerómetro para la detección de la posición del cojinete de empuje.



Imagen 3.1. Disposición de los transductores de forma ortogonal. Fuente: BS ISO 10816-2:2001: Mechanical vibration.

A pesar de que también es posible colocarles con un ángulo de 45º respecto de la vertical para ambos transductores tal y como aparece en la siguiente imagen.



Imagen 3.2. Disposición de los transductores a 45º desde la vertical. Fuente: BS ISO 10816-2:2001: Mechanical vibration.

En algunas ocasiones se puede usar un único transductor radial en un cojinete en lugar del par básico de transductores ortogonales, siempre y cuando se sepa que proporciona información adecuada sobre la magnitud de la vibración de la máquina. En general, se debe tener cuidado al evaluar la vibración de un único transductor en un plano de medición, ya que no puede estar orientado para proporcionar una aproximación razonable del valor máximo en ese plano.

4.2.1.4. Criterios de evaluación.

La norma ISO 10816-1 proporciona una descripción general de los dos criterios de evaluación utilizados para evaluar la gravedad de las vibraciones en varias clases de máquinas. Un criterio considera la magnitud de la vibración de banda ancha observada, el segundo considera los cambios de magnitud, independientemente de si son aumentos o disminuciones.

Se presentan criterios para las condiciones de operación en estado estacionario a la velocidad nominal especificada y los rangos de carga, incluyendo los cambios normales lentos en la carga eléctrica del generador. También se proporcionan valores alternativos de magnitud de vibración para la operación transitorio.

Este criterio se refiere a la definición de límites para la magnitud absoluta de la vibración compatible con las cargas dinámicas aceptables sobre los cojinetes y la transmisión de vibración aceptable en la estructura de soporte y la cimentación.

Extracto de la norma ISO 10816					
mm/s Pico	mm/s Rms	Clase I	Clase II	Clase III	Clase IV
0.40	0.28	А	А	Α	А
0,64	0.45	А	А	А	А
1.00	1.71	А	А	А	А
1,58	1.12	В	Α	Α	А
2.55	1.80	В	В	А	А
3.98	2.80	C	В	В	А
6.36	4.5	C	С	В	В
10.04	7.10	D	С	С	В
15.84	11.20	D	D	C	C
25.46	18.00	D	D	D	C
39.60	28.00	D	D	D	D
63.64	45.00	D	D	D	D

Tabla 3.4. Definición de los límites admisibles de vibraciones. Fuente: BS ISO 10816-2:2001: Mechanical vibration.

Se divide en varias partes, cada una de las cuales proporciona un estándar individual para una serie de máquinas y define información específica y criterios aplicables únicamente a esas máquinas.

Magnitud de la vibración a velocidad nominal en condiciones normales de funcionamiento en estado estacionario.

La magnitud máxima de vibración observada en cada cojinete del pedestal se evalúa en función de cuatro zonas de evaluación establecidas a partir de la experiencia internacional. La magnitud máxima de la vibración medida se define como la gravedad de la vibración.

Zonas de evaluación.

Las siguientes zonas de evaluación se definen para permitir una evaluación cualitativa de la vibración de una máquina dada y para proporcionar directrices sobre posibles acciones.

- Zona A. Valores correspondientes a la vibración en máquinas recién puestas en funcionamiento o reacondicionadas.
- Zona B. Máquinas que pueden funcionar indefinidamente sin restricciones.
- Zona C. La condición de la máquina no es adecuada para una operación continua, sino solamente para un período de tiempo limitado. Se deberían llevar a cabo medidas correctivas en la siguiente parada programada.
- Zona D. Los valores de vibración son peligrosos, la máquina puede sufrir daños.

Por otro lado, se debe realizar una aclaración sobre las clases de máquinas que aparecen en el gráfico. Esta clasificación se realiza de acuerdo al tipo de máquina, potencia o altura de eje.

Las significativas diferencias en el diseño, tipos de descanso y estructuras para el soporte de la máquina, requieren una división en grupos. Las máquinas de estos grupos pueden tener eje horizontal, vertical o inclinado y además pueden estar montados en soportes rígidos o flexibles. -Grupo 1: Máquinas rotativas grandes con potencias superiores a 300 . Máquinas eléctricas con altura de eje H>=315 mm.

-Grupo 2: Máquinas rotativas medianas con potencias entre 15 y 300 Kw. Máquinas eléctricas con altura de eje 160=< H =< 315 mm.

-Grupo 3: Bombas con impulsor de múltiples álabes y con motor separado (flujo centrífugo, axial o mixto) con potencia superior a 15 Kw.
-Grupo 4: Bombas con impulsor de múltiples álabes y con motor integrado (flujo centrífugo, axial o mixto) con potencia superior a 15 Kw.

4.2.2. Norma ISO 7919.

La norma ISO 7919 "Vibración mecánica de máquinas no alternativas-Medidas en ejes rotativos y evaluación" permite que las vibraciones sean evaluadas con un mayor grado de sensibilidad si las medidas son llevadas a cabo sobre los elementos rotativos y no sobre los componentes estáticos de la máquina.

4.2.3. Norma ISO 2372-1974.

Por último, también se dispone de las normas ISO 2372 y la ISO 3945, estás dos últimas pueden no caracterizar adecuadamente las condiciones de funcionamiento de la máquina. Aunque la realización de las medidas de acuerdo con lo establecido en estas dos normas si pueden resultar útiles.

La norma ISO 2372-1974 hace referencia a "Vibración mecánica de máquinas con velocidades de operación entre 10 y 200 rev/s. Bases para la especificación de estándares de evaluación".

Es aplicable a máquinas rotativas con rotores rígidos y a máquinas rotativas con rotores flexibles en los que la medida de la vibración en la tapa del cojinete resulta indicativa del comportamiento vibracional del eje. Estudia las vibraciones sin bandas de frecuencias.

Los datos que se requieren para su aplicación son el nivel global de vibración en velocidad – valor eficaz RMS, en un rango de frecuencia entre 10 y 1000 Hz (severidad de vibración según ISO). Por ello, en el momento de realizar un mantenimiento predictivo por medio de análisis por bandas, puede resultar muy útil definir siempre una banda ISO de 10 Hz a 1 KHz, para tener una referencia aplicable a posibles informes o reclamaciones.

El análisis de este rango de frecuencias permite incluir, para estas velocidades de operación, las cargas más comunes de vibración en máquinas rotativas:

- Excitaciones de carácter asíncrono debidas a rozamientos.
- Desequilibrio del rotor.
- Excitaciones de carácter eléctrico y sus armónicos.
- Armónicos de excitaciones asíncronas del rotor.

De cara al establecimiento de la severidad de vibración admisible, se distinguen varias clases de máquinas rotativas que se corresponden con la misma clasificación empleada en la Norma ISO 10816-2, que aparece en el apartado de criterios de evaluación.

4.2.4. Lloyd's Register.

Lloyd's Register fue fundada como una sociedad de clasificación marina en 1760, con más de 250 años de historia. Se estableció con el fin de realizar una clasificación precisa de los barcos pertenecientes a la marina mercante. Lloyd's Register es la primera y más antigua Sociedad de clasificación, estableciendo reglas diseñadas para aumentar la seguridad y asegurando que los buques se construyan y mantengan de acuerdo con esas reglas. Actualmente, es una de las tres empresas líderes en el sector, junto con la estadounidense American Bureau of Shipping y la noruega Det Norske Veritas.

Las normas y regulaciones de esta Sociedad de clasificación son muy extensas para comentar sobre toda su extension por lo que en esta parte nos centraremos exclusivamente en las normas y regulaciones aplicables a las turbinas de vapor, las cuales aparecen referenciadas en el Capítulo 3, apartado 5. Dentro de esta sección se pueden encontrar los siguientes apartados:

4.2.4.1. Planos y particularidades.

En este apartado se especifican todos los datos que deben aparecer en los planos de cada elemento que forma parte de la turbina o mantiene cierta relación. En estos planos se deberán indicar ante todo los materiales empleados, las potencias soportadas por los ejes, las revoluciones por minute, presiones y temperaturas aplicables. Además, deberán aparecer reflejadas todas las zonas soldadas para que sean tomadas en consideración. No es necesario presenter planos para las turbinas auxiliaries.

4.2.4.2. Materiales.

Se inidica el material de construcción que debe ser empleado en las turbinas de vapor cumpliendo con unas condiciones de servicio también especificadas. En el caso de utilizar materiales de mayor resistencia a tracción deberán mostrarse todos los detalles del material empleado.

4.2.4.3. Diseño y construcción.

En este apartado se hace referencia a las consideraciones que se deben tener en cuanta a la hora de diseñar una turbina y sus components. Además, se presta especial atención a los elementos soldados de los que se debe informar sobre el material, tipo de soldadura, etc. Por ultimo, se mencionan los niveles de vibraciones que deben ser soportados, influencias externas, sistemas de alimentación de vapor y agua y reductora entre otros.

4.2.4.4. Seguridad.

En este apartado se evalúan los diferentes elementos que debe contener una turbina de vapor para evitar fallos en el sistema que puedan ocasionar daños en el personal de trabajo. Por ejemplo, las válvulas de descarga de la turbina tanto principal como de las turbinas auxiliaries.

4.2.4.5. Emergencias.

Relativo a todos sistemas integrados en la turbina para la protección de la misma como los sistemas de parada automática de la máquina. En el se especifican los valaores para los cuales estas medidas deben actuar.

4.2.4.6. Control y monitorización.

Está relacionado con el anterior apartado. Se debe disponer de al menos un sistema de monitorización de la lubricación en cojinetes, junto con alarmas visuales y acústicas. También se menciona el sistema por sobrevelocidad.

4.2.4.7. Test y equipamiento.

Tras la instalación del sistema de propulsion o tras realizar alguna modificación considerable en el mismo se deben realizar una serie de pruebas para verificar el funcionamiento de todos los sistemas. Estas pruebas incluyen pruebas de estabilidad del rotor, pruebas de equilibrado, pruebas hidráulicas y pruebas de posición del cojinete de empuje.

4.2.4.8. Referencias.

Hace referencia a los sistemas auxiliaries relativos a la turbina de vapor como pueden ser las bombas del sistema de lubricación, bombas del sistema de refrigeración, etc.

5. PRESUPUESTO.

5. Presupuesto.

En todo proyecto es importante tener en cuenta el conste de la instalación, por lo que a continuación se realizará una descripción de los constes de cada componente para finalmente dar un precio final de coste de la misma.

1-INSTALACIÓN DE SENSORES			
CONCEPTO	PRECIO €/Und	I UNIDS.	TOTAL (€)
Transductores	492 €/und	8	3936 €
Acelerómetros	400 €/und	11	4400€
Keyphasor	169,63 €/und	2	339,26€
Cable coaxial	40,63 €/und	200	8126 €
The last second s			45000 6
I rabajos mecanizado carcasa			15090 €
para la instalación de sensores			
Material concretedo coblecelo			254.24.0
Material soportado cableado			251,34 €
Mano de obra estimada: Incluye			15706,23
colocación y montaje de todos los			€
pruebas.			
	TOTAL CAPÍTI	ULO 1	47848,83
			€
2-Sistema de adquisición de datos			
CONCEPTO	PRECIO/UND	UNIDS.	TOTAL (€)

Módulo 3500			60000€
Cuadro de instalación y			5000€
conexiones			
Mano de obra estimada para el			3700€
montaje y ajuste de equipos. Pruebas			
de caudal segun especificaciones.			
			69700 E
			00700 E
0.0-6	0		
3-5011	ware System	1	
CONCEPTO	PRECIO/UND	UNIDS.	TOTAL (€)
Licencia Software System 1	5000	2	10000€
Configuración del software a la			5000€
instalación del buque			
	TOTAL CAPÍTI	JLO 3	15000€
PRESUP	UESTO RESUN	IEN	
INSTALACIÓN DE SENSORES		47848,83€	
Sistema de adquisición de datos		68700 €	
Software System 1 y configuración		15.000 €	
SUM	A: 131548,83 €		

13% De gastos generales: 17101,35 €
6% De beneficio industrial: 7892,93 €
BASE IMPONIBLE: 131548,83 €
I.V.A. (21%): 27625,25 €
TOTAL: 184168,84 €

6. PLAN DE SEGURIDAD LABORAL.

6. Plan de seguridad laboral.

La finalidad del Plan de Seguridad y Salud en el Trabajo realizado para la obra correspondiente a este proyecto, es establecer las previsiones y directrices básicas y necesarias, respecto a la prevención de riesgos de accidentes de trabajo y enfermedades profesionales durante la ejecución de la obra, de acuerdo a sus características constructivas y ubicación, así como establecer y limitar los riesgos de los trabajos derivados de la reparación y mantenimiento.

Ámbito de aplicación.

-Montaje de equipos.

- -Cableado eléctrico.
- -Equilibrado de la turbina.
- -Montaje de paneles.
- -Desmontaje de la turbina.

Funciones y responsabilidades del personal.

En cuanto a las funciones y la responsabilidad todo el personal encargado de realizar los trabajos de instalación del nuevo sistema deberá cumplir una serie de obligaciones, tales como:

-Velar por su propia seguridad y la de otras personas cercanas a su actividad profesional.

-Usar de forma adecuada máquinas, herramientas, sustancias peligrosas, equipos de transporte y en general cualquier otro medio de su actividad.

-Utilizar adecuadamente los equipos de protección.

-Se deberá informar de inmediato sobre las situaciones de riesgo.

-Se deberá cumplir en todo momento con las obligaciones dictadas por la autoridad competente.

-Cooperación con el equipo de trabajo para garantizar unas condiciones seguras.

También, se deberá prestar atención a los trabajos a realizar ya que se debe tener en cuenta los posibles riesgos de los mismos tales como: -En el momento de la instalación se deberá prestar atención a que la turbina se encuentre totalmente parada y su temperatura no sea excesivamente alta tras el funcionamiento. Con el objetivo de que ningún trabajador sufra cortes, golpes o quemaduras

-Realización de trabajos en espacios de difícil acceso los cuales pueden derivar en malas posturas, golpes o lesiones.

-Trabajos en altura.

-Instalación del sistema de cableado desde la turbina hasta la sala de máquinas.

-Empleo de maquinaria para la perforación de los cojinetes e instalación de los transductores y acelerómetros.

- -Movimiento de cargas por encima del sitio de trabajo.
- -Caídas de personal a distinto nivel.
- -Caídas de objetos desde altura.
- -Peligros de contacto de corriente eléctrica.
- -Cortes o golpes por manejo de maquinaria.
- -Quemaduras por contacto con piezas a alta temperatura.
- -Posibles cortes con objetos.
- -Exposición a sustancias nocivas o tóxicas.
- -Condiciones higiénicas.
- -Fugas de vapor en la puesta en funcionamiento de la instalación.
- -Contactos eléctricos. Intervención en la instalación eléctrica con tensión.

Medidas preventivas que se deberán adoptar para la realización de estas operaciones.

-Nunca se estribará ningún equipo si alguno de los operarios tiene riesgo de caída libre a distinto nivel.

-Se cuidará de revisar los elementos de suspensión y se engrasaran manteniéndolos en ausencia de humedad y ácidos.

-En cuanto al manejo de cadenas o eslingas, se utilizarán guantes para prevenir pinchazos y cortes.

-Las eslingas deben ser retiradas cuando el número de alambres rotos a lo largo de un metro alcance el 10% del total.

-No se doblará la eslinga sobre diámetros pequeños ni sobre esquinas, sino que se calzará con sillines o tejas para obtener mayores diámetros.

-En los ganchos de doble cuerno estará estrictamente prohibido amarrar la carga en uno solo.

-Se revisará periódicamente el gancho para comprobar que no tenga fisuras o deformaciones debido a la carga.

-Existirá un código de maniobras perfectamente legible, único y normalizado.

Trabajo en altura.

Preparaciones de la zona de trabajo.

-En las zonas de paso se colocarán suficientes recipientes para la recogida de desperdicios.

-Se comprobará que las zonas estrechas y con escaleras estén en las mejores condiciones posibles, es decir, sin suciedad ni objetos que interrumpan el paso de los trabajadores.

-Comprobar que el arnés anticaída se encuentra en perfectas condiciones de uso y certificado.

-Las zonas de izado de material se acotarán y señalizarán convenientemente para evitar que nadie se sitúe inadvertidamente bajo cargas suspendidas.

-También se acotarán y señalizarán las zonas sobre las cuales se manipulen objetos con riesgo de caída.

-Las virutas resultantes de las perforaciones en las tapas de los cojinetes serán debidamente depositadas en recipientes al uso.

-No trabajaran en altura los operarios que sufran vértigo.

-Se estudiarán zonas de paso protegidas del riesgo de caída de objetos para el personal.

Durante la realización de los trabajos se deberán tomar las siguientes precauciones:

-Al utilizar herramientas en altura se atarán para evitar su caída.

-El orden y la limpieza de la zona serán perfectos.

-En caso de utilizarse escaleras, el ascenso, descenso y trabajo se hará siempre de frente a las mismas.

-En caso de utilizarse escaleras se apoyarán en superficies planas y sólidas.

-En caso de utilizarse escaleras, se prohíbe el transporte sobre las mismas de más de 25kg a brazo.

-No se lanzarán objetos ni herramientas.

-Nunca se trabajará directamente sobre vigas.

-Se utilizará en todo momento el arnés anticaída de seguridad, anclado a un punto superior, cuando no exista plataforma de trabajo.

Observaciones generales.

-Será obligatorio para el uso de cualquier máquina con tensión eléctrica que haya sido previamente revisada.

-Es obligatorio utilizar equipos homologados para la unión de cables eléctricos.

-Esta realizar empalmes entre cables.

-Está totalmente prohibido utilizar cables que presenten deterioro en su protección eléctrica.

-Está prohibido utilizar conexiones eléctricas tipo pulpo.

-Las instalaciones eléctricas provisionales estarán protegidas contra los contactos directos de sus partes activas.

-Se prohíbe manipular productos que reaccionen violentamente ante un incendio o una explosión.

-Todos los recipientes que contengan sustancias peligrosas deberán estar señalizados con los pictogramas e indicaciones de peligro correspondiente.

En caso de realización de trabajos por medio de soldadura eléctrica se tomarán las siguientes precauciones:

-Las masas de cada aparato estarán dotadas de puesta a tierra.

-Los rectificadores y transformadores utilizados en la soldadura por arco, sea para cortar o soldar juntamente con los conductores de alimentación, estarán protegidos de la posibilidad de contacto con partes que lo estén a la tensión de alimentación. -Los cables de conductores se revisarán frecuentemente y se mantendrán en buenas condiciones.

-En lugares húmedos aslese trabajando sobre una base de madera seca.-Antes de efectuar cambios de intensidad debe desconectarse el equipo.

-Tantas veces como se interrumpa, la operación de soldar, se cortará el suministro de energía eléctrica a la máquina. Al terminar el trabajo debe quedar totalmente desconectada y retirada a su sitio.

-En ningún caso la tensión en vacío entre el electrodo y la pinza superará los 90 voltios, en corriente alterna, y los 150 voltios en corriente continua.

-No introducir jamás el portaelectrodos en agua para enfriarlo, puede causar un accidente eléctrico.

Precauciones a tomar durante las pruebas de funcionamiento:

-Se mantendrá a todo el personal del buque ajeno a la prueba, apartado de la instalación.

-Nunca se abrirá por completo la válvula de entrada de vapor respetando el proceso de arranque de la turbina, evitando posibles daños en la misma y comprobando que los equipos instalados funcionan correctamente.

-Se prestará especial atención a las partes desmontadas de la turbina comprobando que no existen pérdidas.

-Finalizadas las pruebas correspondientes se realizará una parada de manual, de igual forma que en el arranque para evitar daños en la turbina.

Respecto al cableado eléctrico se deben tener en cuenta las siguientes precauciones:

-Usar siempre herramientas con aislamiento.

-Trabajar sin tensión: Asegurarse de la efectividad del corte de todas las fuentes de tensión mediante el comprobador y bloqueo de los interruptores situados en la sala de máquinas.

-Para probar circuitos, utilizar los aparatos de comprobación apropiados. Si el trabajo es en corriente continua, utilizar el buscapolos para conocer la polaridad. En trabajos de alta tensión, operar siempre según las instrucciones dadas, extremando al máximo las precauciones.

-No permitir la entrada de personal no apto para la realización de los trabajos

entorno a la turbina.

-Sobre las superficies buenas conductoras, como son las cubiertas de un barco, utilizar lámparas portátiles que sean de 24 voltios con mango aislante. -La tensión de alimentación de las herramientas eléctricas portátiles, de cualquier tipo, no puede exceder de 250 voltios con relación a tierra.

-Si dichas herramientas están provistas de motor, deben tener dispositivos para unir las partes metálicas accesibles del mismo a un conductor de protección o, en su defecto, todas sus partes deben llevar aislamiento reforzado.

-Al recoger las máquinas eléctricas portátiles, se deberá comprobar su correcto funcionamiento.

-En trabajos con tensión está totalmente prohibido el uso de anillos, pulseras, relojes, etc.

-Evitar la utilización de cables de alimentación excesivamente largos. Conectar en los enchufes disponibles más próximos.

-Siempre que se utilicen máquinas o herramientas eléctricas, procurar situarse en sitios secos o aislados.

Algunas otras consideraciones a tener en cuenta durante la realización de los trabajos:

-Está prohibido fumar.

-Está prohibido utilizar llamas de fuego.

-Está prohibido emplear productos inflamables para la limpieza.

-Es obligatorio utilizar mascarilla con filtro respiratorio si la zona de trabajo no está bien ventilada.

-Es obligatorio utilizar gafas, guantes, botas y buzo de seguridad.

BIBLIOGRAFÍA.

Bibliografía.

Fraga López, P. "Vibraciones Mecánicas Diagnósticos de Averías".
 Universidade Da Coruña. Editorial Xuño (1999).

[2] Sabin, S. Hammer, D. Broad, T. Orbit by Bently Nevada, "A technical Publication for Advancing the Practice of Operating Asset Condition Monitoring, Diagnostics and Performance Optimization". Volumen 24. Editorial Tannis Causey (2004).

[3] Sabin, S. Hammer, D. Broad, T. Orbit by Bently Nevada, "A technical Publication for Advancing the Practice of Operating Asset Condition Monitoring, Diagnostics and Performance Optimization". Volumen 25 Number 1. Editorial Tannis Causey (2005).

[4] Sabin, S. Hammer, D. Broad, T. Orbit by Bently Nevada, "A technical Publication for Advancing the Practice of Operating Asset Condition Monitoring, Diagnostics and Performance Optimization". Volumen 25 Number
2. Editorial Tannis Causey (2005).

[5] Sabin, S. Hammer, D. Broad, T. Orbit by Bently Nevada, "A technical Publication for Advancing the Practice of Operating Asset Condition Monitoring, Diagnostics and Performance Optimization". 2014. Enlace disponible en: <u>https://www.orbit-magazine.com/2014/12/18/throwback-thursday-keyphasor/</u>

[6] BS ISO 10816-2:2001: Mechanical vibration. "Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts. Land-based steam turbines and generators in excess of 50 MW with normal operating speeds of 1500 r/min, 1800 r/min, 3000 r/min and 3600 r/min". 2002. British Standards Institute.

[7] PRODUCT DATASHEET and BENTLY NEVADA ASSET CONDITION MONITORING, "370300 Accelerometer Transducer".

[8] 2014, Nov 1,. GE ADDS TO ITS BENTLY NEVADA SYSTEM I CONDITION MONITORING SOFTWARE. *Turbomachinery International* **55**(7), 38. ISSN 0149-4147.

[9] Bently Nevada. SYSTEM, 1., Measurement & Control.

[10] BENTLY NEVADA ASSET CONDITION MONITORING, 991 Thrust Transmitter.

[11] 2002. MAKING MAINTENANCE MATTER, PRUFTECHNIK. *An Engineer's Guide.* Optimising plant availability using laser shaft alignment, vibration and dynamic balancing techniques. Burntwood, Staffordshire.

[12] Garcia Garrido, S. "Vibración en Turbinas de Vapor". Página disponible en el siguiente enlace:<u>https://mantenimientoindustrial.wikispaces.com/Vibraci%C3%B3n+en</u> <u>+turbinas+de+vapor,+por+Santiago+Garc%C3%ADa+Garrido</u>

[13] GE Measurement & Control. 2013. Printed Circuit Design & Fab, 30(7), pp. 9.

[14] AUTOR: BARTOLOMÉ FCO. SOCÍAS FORTEZA, DIRECTOR: RAMÓN GRAU MUR, CENTRO: F., TITULACIÓN: INGENIERÍA TÉCNICA NAVAL EN PROPULSIÓN Y SERVICIOSDEL BUQUE and CURSO:, 2., *PROPUESTA DE PLAN DE MANTENIMIENTO PARA UNA TURBINA DE VAPOR PARA LA PROPULSIÓN DE UN BUQUE GASERO.*

[15] BENTLY NEVADA ASSET CONDITION MONITORING, Turbine Supervisory Instrumentation (TSI) Application Guide 3500 system. [16] Kawasaki Heavy Industries, LTD. "Kawasaki UA Turbine for Main Propulsion Plants of LNG Carriers".

[17] BENTLY NEVADA ASSET CONDITION MONITORING, Turbine Supervisory Instrumentation (TSI) Application Guide 3701 system.

[18] TRABAJO FIN DE GRADO, ESTUDIO TÉCNICO COMPARATIVO EN-TRE, PLANTAS PROPULSORAS DE VAPOR EN, BUQUES DE CONS-TRUCCIÓN COREANOS, FRENTE A LOS BUQUES DE and CONSTRUC-CIÓN ESPAÑOLA., ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA.

[19] Interempresas. "Cojinetes de metal antifricción". 4 de enero de 2010. Disponible http://www.interempresas.net/Componentes_Mecanicos/Articulos/46726-Cojinetes-de-metal-antifriccion.html

[20] Infomarine. Ship Report. "Sestao Knutsen". Marzo 2006.

[21] OPERATIVIDAD DE UN BUQUE, LNG, DESCRIPCIÓN Y PROCEDIMIENTOS DE LOS, ELEMENTOS RELACIONADOS CON LA CARGA, Y SU SISTEMA DE CONTENCIÓN., PROCEDIMIENTOS DE EMERGENCIA., TOMANDO COMO REFERENCIA EL BUQUE and CASTILLO DE VILLALBA, Operatividad de un buque LNG. Descripción y procedimientos de los elementos relacionados con la carga y su sistema de contención. Procedimientos de emergencia. Tomando como referencia el buque Castillo de Villalba.

[22] GE Power Systems Oil&Gas. "Vibration and axial displacement monitoring".

ANEXOS.

Anexos.

- 1. Plano disposición general del buque.
- 2. Plano disposición eje de propulsión.

3. Disposición sistema de propulsión y situación de los sensores de vibraciones.

- 4. Disposición transductores de vibración.
- 5. Disposición acelerómetro cojinete de empuje y keyphasor.
- 6. Entalla detección keyphasor.










List and the second sec		
	Dibujado JLCT 7 Curso Comprobado SGG 7 4º Escala <i>ESCALA</i> Entalla detección Keyphasor	Trabajo Final de Grado Grado en Ingeniería Marina

AVISO:

Este documento es el resultado del Trabajo Fin de Grado de un alumno, siendo su autor responsable de su contenido.

Se trata por tanto de un trabajo académico que puede contener errores detectados por el tribunal y que pueden no haber sido corregidos por el autor en la presente edición.

Debido a dicha orientación académica no debe hacerse un uso profesional de su contenido.

Este tipo de trabajos, junto con su defensa, pueden haber obtenido una nota que oscila entre 5 y 10 puntos, por lo que la calidad y el número de errores que puedan contener difieren en gran medida entre unos trabajos y otros,

La Universidad de Cantabria, la Escuela Técnica Superior de Náutica, los miembros del Tribunal de Trabajos Fin de Grado así como el profesor tutor/director no son responsables del contenido último de este Trabajo."