



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
INSTITUTO DE POSGRADO Y EDUCACIÓN CONTÍNUA**

**PROPUESTA DE IMPLEMENTACIÓN DEL MANTENIMIENTO
CENTRADO EN LA CONFIABILIDAD PARA LOS
TURBOCARGADORES ABB VTR 354, USADOS EN LOS
MOTORES WARTSILA VASA 16V32 L.N. DE LA
EMPRESA AGIP OIL ECUADOR**

**Tesis presentada ante el Instituto de Posgrado y Educación Continua de
la ESPOCH, para optar al grado de MAGÍSTER EN GESTIÓN DEL
MANTENIMIENTO INDUSTRIAL**

AUTOR: XAVIER MAURICIO MOSCOSO JURADO

TUTOR: JOSÉ ANTONIO GRANIZO

RIOBAMBA – ECUADOR

2015



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
INSTITUTO DE POSGRADO Y EDUCACIÓN CONTÍNUA**

CERTIFICACIÓN:

EL TRIBUNAL DE TRABAJO DE TITULACIÓN CERTIFICA QUE:

La Tesis, titulada PROPUESTA DE IMPLEMENTACIÓN DEL MANTENIMIENTO CENTRADO EN LA CONFIABILIDAD PARA LOS TURBOCARGADORES ABB VTR 354, USADOS EN LOS MOTORES WARTSILA VASA 16V32 L.N. DE LA EMPRESA AGIP OIL ECUADOR, de responsabilidad del Sr. XAVIER MAURICIO MOSCOSO JURADO, ha sido prolijamente revisado y se autoriza su presentación.

Tribunal:

Dr. Juan Vargas Guambo; M.Sc.
PRESIDENTE

Dr. José Antonio Granizo; PhD.
DIRECTOR

Ing. Luis Felipe Sexto Cabrera; M.Sc.
MIEMBRO

Ing. Raúl Cabrera Escobar; M.Sc.
MIEMBRO

DOCUMENTALISTA SISBIB ESPOCH

Riobamba, diciembre de 2015

Yo, Xavier Mauricio Moscoso Jurado, declaro que soy responsable de las ideas, doctrinas y resultados expuestos en el presente Proyecto de Investigación, y que el patrimonio intelectual generado por la misma pertenece exclusivamente a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

XAVIER MAURICIO MOSCOSO JURADO

DEDICATORIA

Este trabajo lo dedico de manera muy especial a toda mi familia, que supieron comprender las razones de sacrificio que hemos tenido en este tiempo de estudio, el apoyo incondicional de mi esposa y mis hijos siempre serán de un agradecimiento muy grande.

Este Trabajo y Título de Magíster, es DEDICADO a ustedes.

Xavier.

AGRADECIMIENTO

Quiero expresar mi sentido de agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, por haberme acogido en sus aulas para poder realizar mis estudios; además mis más sinceros agradecimientos a todos mis MAESTROS, y PERSONAL POLITÉCNICO, porque gracias a ustedes he logrado culminar una etapa más de mi vida profesional, sus enseñanzas serán siempre bien impartidas y podré ponerlas en práctica de una manera segura, eficaz y eficiente en el campo laboral donde me desempeño.

Xavier.

TABLA DE CONTENIDO

LISTA DE TABLAS	ix
LISTA DE GRÁFICOS	xi
RESUMEN.....	xii
SUMMARY	xiv
CAPÍTULO I.....	1
1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 El Turbocargador.....	2
1.2 Objetivos.....	5
1.2.1 <i>Objetivo General</i>	5
1.2.2 <i>Objetivos Específicos</i>	5
1.3 Hipótesis	6
1.4 Diseño de Investigación.....	6
CAPÍTULO II.....	8
2. MARCO DE REFERENCIA.....	8
2.1 Diseño General del Motor Wärtsilä VASA 16V32 L.N.....	8
2.1.1 <i>Sistema de Combustible</i>	13
2.1.2 <i>Tratamiento de combustible</i>	15
2.1.3 <i>Límites máximos de características del combustible</i>	16
2.1.4 <i>Comentarios sobre las características del combustible</i>	17
2.1.5 <i>Medidas para evitar dificultades con combustibles pesados</i>	22
2.2 Sistema de lubricación del motor Wärtsilä VASA 16V32 L.N.	23
2.2.1 <i>Diseño general</i>	24
2.2.2 <i>Características del aceite del motor y turbocargador</i>	25
2.2.3 <i>La calidad de los aceites lubricantes</i>	27

2.2.4	<i>Aceite lubricante para turbocargadores</i>	29
2.3	Sistema de Refrigeración del motor Wärtsilä VASA 16V32 L.N.	30
2.3.1	<i>Generalidades</i>	30
2.3.2	<i>Agua de refrigeración</i>	33
2.4	Sistema de gases de escape del motor Wärtsilä VASA 16V32 L.N.	34
2.4.1	<i>Descripción</i>	34
2.5	El turbocargador VTR 354.....	35
2.5.1	<i>Funcionamiento de los turbocargadores VTR</i>	37
2.5.2	<i>Sistema de enfriamiento del Turbocargador</i>	40
2.5.3	<i>Temperaturas de agua de enfriamiento del turbocargador</i>	42
2.6	Placa de identificación del Turbocargador	43
2.6.1	<i>Limites Operacionales del turbocargador VTR 354</i>	43
2.7	Limitaciones del turbocargador	45
2.7.1	<i>Surging en el turbocargador</i>	46
CAPÍTULO III.....		50
3.	MANTENIMIENTO CENTRADO EN CONFIABILIDAD.....	50
3.1	Definición.....	50
3.2	Proceso de análisis de RCM.....	55
3.3	Contexto Operacional	57
3.4	Mantenimiento de los turbocargadores	60
3.4.1	<i>Durante la operación normal</i>	60
3.4.2	<i>Mantenimiento mecánico del turbocargador VTR 354</i>	67
3.5	Confiabilidad y Disponibilidad de los motores Wärtsilä.....	69
3.6	Confiabilidad de los turbocargadores VTR 354 para en cada uno de los motores Wärtsilä	71
3.7	Lista de funciones del Turbocargador VTR 354	73
3.7.1	<i>Función Primaria</i>	73

3.7.2	<i>Funciones Secundarias</i>	73
3.7.3	<i>Funciones Protectoras</i>	73
3.7.4	<i>Funciones “Confiables”</i>	73
3.8	Fallo Funcional del Turbocargador VTR 354	74
3.9	Modos de Fallo del turbocargador VTR 354	74
3.10	Efectos de Fallo del turbocargador VTR 354.....	74
3.11	Consecuencias de Fallo del turbocargador VTR 354.....	74
CAPÍTULO IV		99
4.	ANÁLISIS DE EFECTOS DE FALLO DEL TURBOCARGADOR VTR 354 ...	99
4.1	Análisis estadístico de la FIABILIDAD DE LOS RODAMIENTOS en los turbocargadores VTR 354.	100
4.2	Propuesta del nuevo Plan de Mantenimiento a realizarse en los turbocargadores VTR 354.	108
4.3	Factibilidad técnica y sostenibilidad del Plan RCM propuesto	116
4.3.1	<i>Modos de Falla Evidente con Consecuencias en el Ambiente o en la Seguridad</i>	116
4.3.2	<i>Modos de Falla Evidente con Consecuencias Operacionales</i>	117
4.3.3	<i>Modos de Falla Evidente con Consecuencias Económicas</i>	118
4.4	Propuesta del rediseño en el contexto operacional	119
CONCLUSIONES.....		121
RECOMENDACIONES.....		122
BIBLIOGRAFÍA		
ANEXOS		

LISTA DE TABLAS

Tabla 1-2:	Características del combustible, límites máximos.....	16
Tabla 2-2:	Características del combustible HFO 1 y HFO 2.....	17
Tabla 3-2:	Características de aceite del motor Wärtsilä VASA 16V32.....	26
Tabla 4-2:	Lubricantes aprobados para Turbocargadores ABB-VTR, períodos de 1500 horas.....	30
Tabla 5-2:	Lubricantes aprobados para Turbocargadores ABB-VTR, cambios a 2500 horas.....	30
Tabla 1-3:	Datos operativos y eficiencia de lavado de los turbocargadores motor Wärtsilä “A”	59
Tabla 2-3:	Datos operativos y eficiencia de lavado de los turbocargadores motor Wärtsilä “B”	59
Tabla 3-3:	Datos operativos y eficiencia de lavado de los turbocargadores motor Wärtsilä “C”	60
Tabla 4-3:	Datos operativos y eficiencia de lavado de los turbocargadores motor Wärtsilä “D”	60
Tabla 5-3:	Datos operativos y eficiencia de lavado de los turbocargadores motor Wärtsilä “E”	60
Tabla 6-3:	Presión y flujo de agua para el mantenimiento de la turbina.....	63
Tabla 7-3:	Cantidad de agua requerida para el lavado del compresor de los Turbocargadores.....	66
Tabla 8-3:	Tabla descriptiva de los trabajos realizados durante el mantenimiento mecánico a los turbocargadores VTR 354 y sus intervalos de tiempo.....	68
Tabla 9-3:	Descripción de los trabajos realizados durante el mantenimiento mecánico a los turbocargadores VTR 354 y sus intervalos de	

	tiempo.....	69
Tabla 10-3:	Disponibilidad y Confiabilidad de los motores Wärtsilä VASA 16V32 L.N.....	70
Tabla 11-3:	Confiabilidad de los Turbocargadores en los motores Wärtsilä VASA 16V32 L.N.....	72
Tabla 12-3:	Tabla descriptiva de los Fallos Funcionales y Modos de Fallos.....	76
Tabla 13 3:	Fallos Funcionales, Modos de Fallos y Efectos de Fallo de los turbocargadores VTR 354.....	77
Tabla 14-3:	Fallos Funcionales, Modos de Fallos, Efectos de Fallo, Consecuencias de Fallo, de los turbocargadores VTR 354.....	86
Tabla 1-4:	Efectos de Fallo / Frecuencias de Fallo de los turbocargadores VTR 354.....	99
Tabla 2-4:	Descripción de los trabajos realizados durante el mantenimiento mecánico a los turbocargadores VTR 354 y sus intervalos de tiempo.....	110
Tabla 3-4:	Descripción de los trabajos realizados durante el mantenimiento mecánico a los turbocargadores VTR 354 y sus intervalos de tiempo.....	111
Tabla 4-4:	Plan de Mantenimiento Centrado en Confiabilidad Propuesto.....	112
Tabla 5-4:	Valores permisibles de emisiones para fuentes fijas.....	117

LISTA DE GRÁFICOS

Figura 1-1:	Turbocargador VTR.....	2
Figura 2-1:	Funcionamiento del Turbocargador.....	3
Figura 3-1:	Relación de compresión media de turbocargadores ABB.....	4
Figura 1-2:	Terminología del motor Wärtsilä VASA 16V32 L.N.....	10
Figura 2-2:	Corte transversal del motor Wartsila 16V32 L.N.....	13
Figura 3-2:	Sistema de combustible motor Wärtsilä VASA 16V32 L.N.	14
Figura 4-2:	Sistema de lubricación del motor Wärtsilä VASA 16V32.....	25
Figura 5-2:	Sistema de enfriamiento del motor Wärtsilä VASA 16V32.	31
Figura 6-2:	Sistema de ductos de gases de escape del motor Wärtsilä.....	35
Figura 7-2:	Sistema de ductos de escape del motor Wärtsilä.....	35
Figura 8-2:	Relación de compresión y eficiencia de los turbocargadores ABB-VTR.	37
Figura 9-2:	Rotor del Turbocargador VTR sobre los rodamientos.....	38
Figura 10-2:	Turbocargador VTR 354.	39
Figura 11-2:	Sistema de lubricación y de aire para sellamiento del Turbocargador.....	39
Figura 12-2:	Carcasas para gas y aire.....	40
Figura 13-2:	Cubierta de gases de escape del Turbocargador (Gas outlet asing). 41	
Figura 14-2:	Sección transversal del turbocargador VTR enfriado con agua.....	41
Figura 15-2:	Cubierta de enfriamiento con agua del turbocargador VTR 354.....	42
Figura 16-2:	Placa Indicadora de Turbocargador VTR.....	43
Figura 17-2:	Descripción de la Placa Indicadora de Turbocargador VTR.....	43
Figura 18-2:	Placa de identificación del Turbocargador VTR 354.....	45
Figura 19-2:	Curvas de limitación del Turbocargador VTR.....	46
Figura 20-2:	Línea de operación en condiciones normales del turbo.....	47
Figura 21-2:	Flujo de aire en condiciones normales del Turbocargador.....	47

Figura 22-2:	Reducción del flujo de aire en el turbocargador VTR 354.....	48
Figura 23-2:	Surging en el turbocargador VTR 354.....	48
Figura 24-2:	Zona de surging en el turbocargador VTR 354.....	49
Figura 25-2:	Dos turbocargadores con un solo receptor de aire.....	49
Figura 1-3:	Beneficios de la limpieza de los turbocargadores.....	61
Figura 2-3:	Limpieza con agua de la turbina.....	64
Figura 3-3:	Limpieza del compresor con recipiente dosificador.....	66
Figura 4-3:	Puntos del mantenimiento de los turbocargadores VTR 354.....	68
Figura 5-3:	Puntos del mantenimiento realizado a los turbocargadores VTR354.	69
Figura 1-4:	Efectos de Fallos / Frecuencia de los turbocargadores VTR 354...	100
Figura 2-4:	Tiempos de fallo en escala logarítmica natural Motor A.....	102
Figura 3-4:	Tiempos de fallo en escala logarítmica natural Motor B.....	103
Figura 4-4:	Tiempos de fallo en escala logarítmica natural Motor C.....	105
Figura 5-4:	Tiempos de fallo en escala logarítmica natural Motor D.....	106
Figura 6-4:	Tiempos de fallo en escala logarítmica natural Motor E.....	108
Figura 7-4:	Puntos de mantenimiento de los turbocargadores VTR 354 con RCM.....	110
Figura 8-4:	Puntos del mantenimiento de los turbocargadores VTR 354 con RCM.....	111

RESUMEN

Se implementó el Mantenimiento Centrado en Confiabilidad (RCM), para los turbocargadores ABB VTR 354, usados en los motores Wärtsilä VASA 16V32 LN de la Empresa Agip Oil Ecuador, que se encuentra ubicada en la Provincia de Pastaza, en el bloque 10; debido a la demanda de energía eléctrica para el funcionamiento de los equipos requeridos para el transporte, tratamiento y bombeo de petróleo, los motores Wärtsilä se encuentran con una confiabilidad sobre 96% y una disponibilidad sobre el 98%; estos índices claves de desempeño son establecidos por la empresa y el fabricante; sin embargo en el periodo de estudio, entre el año 2011 y 2014, los índices de desempeño de los motores fueron del 94% de confiabilidad y el 97% de disponibilidad, lo cual provocó pérdidas de producción y a la vez pérdidas económicas para la empresa. Aplicando la metodología del Mantenimiento Centrado en Confiabilidad a los turbocargadores ABB VTR 354, que son utilizados para repotenciar los motores, se propuso un nuevo Plan de Mantenimiento, el mismo que es aplicado al equipo con el contexto operacional actual, mejorando el rendimiento del equipo, se incrementó la confiabilidad sobre el 97% y la disponibilidad sobre el 98.5% de los motores, alarga la vida útil del equipo, se minimiza la probabilidad de fallo y evita sus consecuencias, se obtiene mayor seguridad e integridad ambiental. Esta metodología es técnicamente factible, ya que el costo de ejecución es menor al costo que representa la pérdida de producción por el fallo funcional del equipo; se recomienda seguir el Plan de Mantenimiento Centrado en Confiabilidad propuesto y evaluar los resultados, de esta manera presentarlo como un programa piloto para los equipos críticos de la Empresa.

Palabras Claves: <MANTENIMIENTO CENTRADO EN LA CONFIABILIDAD [RCM]>
<MOTORES WÄRTSILÄ VASA 16V32 LN> < TURBOCARGADORES ABB VTR 354>
<EMPRESA AGIP OIL ECUADOR> < PASTAZA [PROVINCIA]> <BLOQUE 10>
<CONFIABILIDAD DE LOS MOTORES> <DISPONIBILIDAD DE LOS MOTORES>
<MAESTRIA EN GESTION DEL MANTENIMIENTO INDUSTRIAL>

SUMMARY

It is Reliability Centered Maintenance (RCM) for turbochargers ABB VTR 354, used in the V32 engines Wärtsilä VASA 16 LN of Company Agip Oil Ecuador, which is located in the province of Pastaza, in block 10; due to demand of electric energy for operation of the equipment required for transport, treatment and pumping of oil, Wärtsilä engines are about a reliability over 96% and an availability over 98%; These key performance indicators are set by the company and the manufacturer; However, in the study period, between 2011 and 2014, the indices of performance engines were of 94% of reliability and 97% of availability, which caused production and economic losses for the company. Applying the methodology of Reliability Centered Maintenance for turbochargers ABB VTR 354, which are used to repower engines, a new maintenance plan was proposed, the same being applied to equipment with the current operational context, improving equipment performance, reliability over 97% was increased and the availability over 98.5% of the engines, it extends the useful live of the equipment, the probability of failure is minimized and avoid its consequences, it increased safety and environmental integrity. This methodology is technically feasible because the cost of implementation is less than the cost of lost production that represents the functional equipment failure; it recommends following the Plan of Reliability Centered Maintenance proposed and evaluate the results, so to present it as a pilot program for critical equipment company.

Keywords: <RELIABILITY CENTERED MAINTENANCE [RCM]> < WÄRTSILÄ VASA 16V32 LN> <ABB TURBOCHARGERS VTR 354> <AGIP OIL COMPANY ECUADOR> <PASTAZA [PROVINCE]> <10 BLOCK> <ENGINE RELIABILITY> <AVAILABILITY OF ENGINES> <MASTER OF INDUSTRIAL MAINTENANCE MANAGEMENT >

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

AGIP OIL ECUADOR B.V. es una empresa Italiana de la Corporación Nacional de Hidrocarburos (ENI Ente Nazionale Idrocarburi), de carácter privado, que se encuentra operando desde el año 1998, con un contrato firmado con el Gobierno de la República del Ecuador que se extiende hasta el año 2023, para dedicarse a la exploración, explotación, tratamiento y transporte de petróleo-crudo; la misma se encuentra ubicada en el bloque 10, en el área del bosque húmedo tropical, conocido como el “Oriente Ecuatoriano”.

Atendiendo a las necesidades de la demanda de energía requerida en el bloque 10, para los equipos de producción, bombeo y equipos de superficie, se requiere mantener una confiabilidad de operación de los generadores sobre el 96%. Por ello, se hace necesario que, para el desarrollo de las actividades de la empresa, y con el creciente aumento de la demanda de energía eléctrica, se presentan paradas repentinas de los generadores, los cuales inciden directamente a la pérdida de producción de petróleo y a su vez pérdidas económicas para la empresa.

En consecuencia, este proyecto busca reducir las paradas repentinas de los generadores, para dar cumplimiento con la demanda de energía requerida en el Bloque 10, operado por Agip Oil Ecuador.

Para realizar todo el proceso de producción de petróleo en la Empresa, se requiere de la energía eléctrica necesaria para el funcionamiento de los equipos de superficie y bajo tierra, se requiere de generar esta energía con los recursos propios, razón por la cual se tiene el área de Generación Eléctrica (Power Plant), donde se generará la energía con la utilización de motores de combustión interna, donde el combustible principal es el mismo petróleo (crudo); cinco motores son Wärtsilä VASA 16V32 L.N. de similares características, con una potencia nominal de 5526 kW, acoplado a un generador eléctrico ABB de potencia nominal 5300 kW; factor de potencia de 0.80; y un motor Wärtsilä W20V32, con una potencia nominal de 9000 kW, acoplado a un generador eléctrico AvK de potencia nominal 8730 kW con un factor de potencia de 0.80. La energía eléctrica es requerida para la Producción de Petróleo, durante los 365

días al año, las 24 horas del día, por lo tanto los moto-generadores son muy importantes en la Empresa, a la cual se debe tener una disponibilidad sobre el 98% con una confiabilidad superior del 96% de los equipos generadores.

Cuando mencionamos un motor sobrealimentado se refiere a que, al motor se acoplan dos turbocargadores, montados en el lado libre del motor, uno para cada banco. Los turbocargadores son equipos muy importantes ya que sirven para repotenciar el motor, el mismo que eleva la potencia del motor en un 75%.

Este turbocargador es fabricado por la empresa ABB Industry, y el modelo utilizado en los motores Vasa 16V32 L.N. es del tipo VTR. (Figura 1-1).



Figura 1-1: Turbocargador VTR
Fuente: ABB, Turbocharging VTR. 2011

1.1 El Turbocargador

Los motores diésel turboalimentados son esenciales para la economía mundial. Como motores primarios de fuerza motriz o como motores auxiliares en barcos tan diversos como los superpetroleros y los transbordadores rápidos, impulsan el comercio entre las naciones y contribuyen al transporte de personas.

Pero no es sólo el sector marítimo el que depende de estas máquinas de alta eficiencia: las centrales generadoras, las locomotoras y los grandes vehículos

industriales están accionados en todo el mundo por motores de gas o motores diésel turboalimentados.

La potencia de un motor de combustión interna está determinada por la cantidad de aire y de combustible que se puede comprimir en sus cilindros (1) y por la velocidad del motor. Los turbocargadores suministran al motor aire a una presión elevada, forzando la entrada en los cilindros de una cantidad mayor de aire, que queda disponible para la combustión. (Figura 2-1).

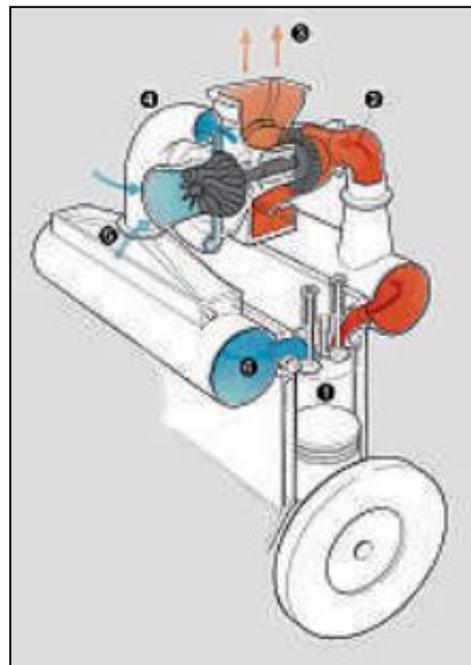


Figura 2-1: Funcionamiento del Turbocargador

Fuente: ABB, El turboalimentador ABB. Revista. 3/2005.

Un turbocargador de gas de escape está impulsado, como su nombre indica, por el gas de escape del motor (2). Este gas, a una temperatura próxima a los 600°C, es dirigido a alta velocidad hacia los álabes de una turbina (3) que impulsa un rotor del compresor (4) instalado en el mismo eje. Cuando gira, el rotor aspira el aire ambiente a través de un filtro-silenciador, lo comprime y, a través de un pos-enfriador (5), lo envía a la entrada de aire del motor (6), desde donde pasa a los cilindros.

La turboalimentación aumenta hasta cuatro veces la potencia del motor. Por consiguiente, el 75 por ciento de la potencia del motor depende de que el turbocargador funcione eficientemente. (ABB, El turboalimentador ABB.2005. <http://www05.abb.com>)

La potencia del motor se cuadruplica.

En 2004, la demanda mundial de nuevos motores diésel turboalimentados con potencia nominal superior a 500 kW fue de unos 50 gigavatios. Más de la mitad de esta potencia de motores estaba destinada a barcos de transporte marítimo, una cuarta parte a centrales eléctricas fijas y el resto a tracción y otras aplicaciones. La popularidad del motor diésel en todos estos sectores está estrechamente vinculada al turbocargador, que aumenta hasta cuatro veces la potencia del motor; así pues, el 75 por ciento de la potencia del motor depende de que el turbocargador sea fiable y eficiente. La turboalimentación no sólo eleva el rendimiento de los motores diésel y de gas, ya alto de por sí, sino que también tiene grandes ventajas medioambientales. Al reducir el consumo de combustible, reduce las emisiones de gases de escape y ayuda a los usuarios finales en sus esfuerzos por satisfacer las normas vigentes más estrictas, sin embargo, la mayor ventaja de la turboalimentación está en el aumento de la potencia del motor. El factor de aumento de potencia corresponde aproximadamente a la relación de compresión del turbocargador operando a plena carga del motor.

En la (Figura 3-1), se muestra el valor medio estadístico de la relación de compresión de los turbocargadores ABB durante los últimos 45 años. (ABB, El turboalimentador ABB.2005.

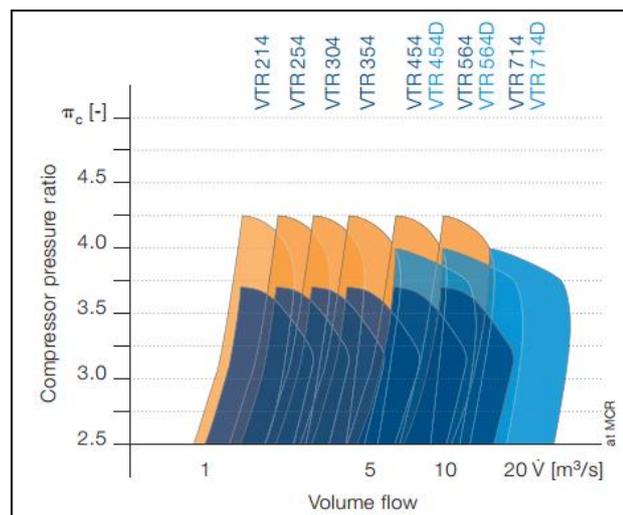


Figura 3-1: Relación de compresión media de turbocargadores ABB.

Fuente: ABB, Turbocharging VTR. 2011

Los fallos presentados en los turbocargadores han representado una pérdida notable en confiabilidad del sistema y a su vez pérdidas económicas a la Empresa; por tal

motivo se desea implementar el MANTENIMIENTO CENTRADO EN LA CONFIABILIDAD (MCC) DE LOS TURBOCARGADORES VTR 354, ya que son equipos muy susceptibles para el trabajo requerido en la Empresa; en este requerimiento se realizará el estudio de impacto sobre los factores que determinarán el desempeño del activo como son: Contexto Operacional; Confiabilidad inherente y el

Plan de Mantenimiento.

Contexto Operacional.- Cómo será o es utilizado nuestro ASSET?

Confiabilidad Inherente.- Cómo fue diseñado?

Plan de Mantenimiento.- Cómo será o es mantenido?

Aplicando el MCC, podremos saber los estándares de rendimiento del Turbocargador, consecuencias de fallo, fallo funcional, modos de fallo, efectos de fallo; además permite obtener una mayor seguridad e integridad ambiental; mejora en el rendimiento del equipo, favorable relación costo-efectividad del mantenimiento, alargar la vida útil del equipo, ampliar y especificar de la mejor manera la base de datos disponible en la empresa, la mejora del trabajo en equipo.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

Proponer la Implementación de un Plan de Mantenimiento Centrado en la Confiabilidad (MCC) para los turbocargadores VTR 354 usados en los motores Wärtsilä Vasa 16V32 L.N. en la Empresa Agip Oil Ecuador.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Realizar un Plan de Mantenimiento Centrado en la Confiabilidad (MCC) de los Turbocargadores VTR 354, de acuerdo a las NORMAS SAE-JA-1011; SAE-JA-1012; NAVAIR-00-25-403; MIL-STD-2173(AS).
- Realizar el análisis probabilístico de confiabilidad, disponibilidad y mantenibilidad, con el fin de reducir las paradas repentinas de los motores Wärtsilä Vasa 16V32 L.N. por fallos en los turbocargadores para incrementar la confiabilidad del equipo.

1.3 Hipótesis

Un Plan de Mantenimiento Centrado en la Confiabilidad para el Turbocargador VTR 354, permite un incremento de la confiabilidad de los motores Wärtsilä 16V32 L.N., y disminuye las paradas innecesarias por falla en los turbocargadores ya que representan gastos económicos, como pérdidas de producción de petróleo crudo para la Empresa.

Se consideraría un mejoramiento en el mantenimiento de los turbocargadores para optimizar los tiempos requeridos, repuestos utilizados innecesariamente, con lo que representaría un gasto improductivo en el desarrollo de estas actividades.

Planteando esta metodología del mantenimiento de los turbocargadores, siempre considerando y manteniendo los criterios y requerimientos de los planes de mantenimiento propuestos por el fabricante (confiabilidad inherente), considerando el contexto operativo del ASSET (confiabilidad en el contexto), tomando muy en cuenta la confiabilidad humana que es importante para el desarrollo de la actividad y por último la confiabilidad en la gestión.

Desarrollando de manera eficiente el Mantenimiento Centrado en Confiabilidad (RCM) de los turbocargadores, con el apoyo de la Empresa y el grupo de trabajo requerido, podremos mantener y mejorar la confiabilidad deseada en el equipo para beneficio de la producción petrolera y evitar las pérdidas económicas innecesarias.

1.4 Diseño de Investigación

La investigación a realizarse del MANTENIMIENTO CENTRADO EN LA CONFIABILIDAD, para los turbocargadores VTR-354, es de carácter experimental ya que se aplicará como un plan piloto, en la Empresa AGIP OIL ECUADOR, la cual nos ayudará a efectuar los cambios requeridos para un mejoramiento continuo durante el mantenimiento de los turbocargadores; de esta manera explicaremos, cómo realizar esta metodología que la pondremos en práctica y emplearla en las diferentes áreas de trabajo de la Empresa.

De acuerdo a lo previsto en el proyecto los métodos a utilizar para el cumplimiento de las tareas de investigación son: el hipotético – deductivo; se utiliza además el estudio documental para llegar al descubrimiento de los hechos, datos operacionales obtenidos del área de Generación, así como los datos de los mantenimientos

realizados en el programa MAXIMO de la Empresa, serán utilizados y procesados para la ejecución del proyecto.

El procesamiento estadístico de la información se realizará a través de la Estadística Inferencial utilizando el software R, para llegar a conclusiones.

Análisis y modelaje probabilístico de índices de Confiabilidad, Mantenibilidad y Disponibilidad.

Para realizar el Plan de Mantenimiento Centrado en la Confiabilidad (MCC) de los Turbocargadores VTR 354, se utilizarán las Técnicas Modernas de Ingeniería de Confiabilidad y Mantenimiento Centrado en la Confiabilidad; Análisis de Modos y Efectos de Fallos (AMEF); Fallos Funcionales, Modos de Fallos; Consecuencias de los Fallos; Análisis de Modos de Fallos Ocultos; Indicadores Clave de desempeño (KPI); de acuerdo a las NORMAS SAE-JA-1011; SAE-JA-1012; NAVAIR-00-25-403; MIL-STD-2173(AS).

CAPÍTULO II

2 MARCO DE REFERENCIA

2.1 Diseño General del Motor Wärtsilä VASA 16V32 L.N.

Wärtsilä: La Corporación Wärtsilä es una empresa Finlandesa y el proveedor líder mundial de suministros de energía y soluciones para la generación de energía descentralizada y de servicios de apoyo; además Wärtsilä opera una compañía de acero de ingeniería nórdica y gestiona participaciones de acciones sustanciales para apoyar el desarrollo de su negocio principal.

Los motores pueden funcionar con petróleo-crudo pesado, aceite combustible ligero y gas.

VASA: Es el lugar donde es fabricada este tipos de máquina, se encuentra ubicada en Vaasa (en sueco: Vasa) es una ciudad en la costa oeste de Finlandia.

16: El motor está constituido por 16 cilindros.

V: Configuración del block del motor en V.

32: Diámetro del cilindro, 320 mm.

L.N.: Low NOx (en inglés), bajas emisiones de gases de escape de óxidos de nitrógeno, que se aplica a varios compuestos químicos binarios gaseosos formados por la combinación de oxígeno y nitrógeno.

Volumen barrido por cilindro:	28,15 dm ³
Velocidad:	720 rpm
Relación de compresión:	12: 1
Número de válvulas por cilindro:	2 válvulas de admisión; 2 válvulas de escape
Sentido de giro del volante:	Horario
Diámetro de cilindro:	320 mm
Carrera:	350 mm

Cilindrada por cada cilindro: 28.15 l

Condiciones de Referencia:

Condiciones de referencia acordando a ISO 3046/I (1986):

Presión atmosférica: 100 kPa (1,0 bar)

Temperatura ambiente: 298 K (25°C)

Humedad relativa del aire: 30 %

Temperatura del agua refrigerante del enfriador de aire de carga: 298 K (25°C)

En el caso de que la potencia del motor pueda ser utilizada en condiciones más severas que las mencionadas anteriormente, esta situación figurará en los documentos de contrato. Sino, el fabricante del motor puede aconsejar sobre la reducción de la potencia correcta. Como guía, la reducción adicional de potencia puede calcularse de la siguiente manera:

Factor de reducción = (a + b + c) %

a=0,5% por cada °C que la temperatura exceda del valor establecido en el contrato de venta.

b=1% por cada 100 m. de diferencia de altura por encima del valor establecido en el contrato de venta.

c=0,4% por cada ° C que el agua refrigerante del enfriador aire de carga exceda del valor establecido en el contrato de venta.

Terminología

Lado de operación (Operating side), la parte lateral del motor en la que están situados los dispositivos de maniobra (arranque, parada, panel de instrumentos, regulador de velocidad). (WARTSILA NSD. *Diesel Engine Instruction Manual*. Vaasa Finland. 1998, p. 01-3).

Lado posterior (Rear side), el lado opuesto al de maniobra. (WARTSILA NSD. *Diesel Engine Instruction Manual*. Vaasa Finland. 1998, p. 01-3).

Extremo de accionamiento (Driving end), es el lado en el que se halla situado el volante. (WARTSILA NSD. *Diesel Engine Instruction Manual*. Vaasa Finland. 1998, p. 01-3).

Extremo libre (Free end), el lado opuesto al de accionamiento.

Designación de los cilindros. De acuerdo con ISO 1204 y DIN 6265, los cilindros se designan comenzando en el lado de accionamiento. En un motor con cilindros en V, los cilindros del lado izquierdo, vistos desde el lado de accionamiento, se denominan A1, A2, etc. y los del lado derecho B1, B2, etc. (Figura 1-2). (WARTSILA NSD. *Diesel Engine Instruction Manual*. Vaasa Finland. 1998, p. 01-3).

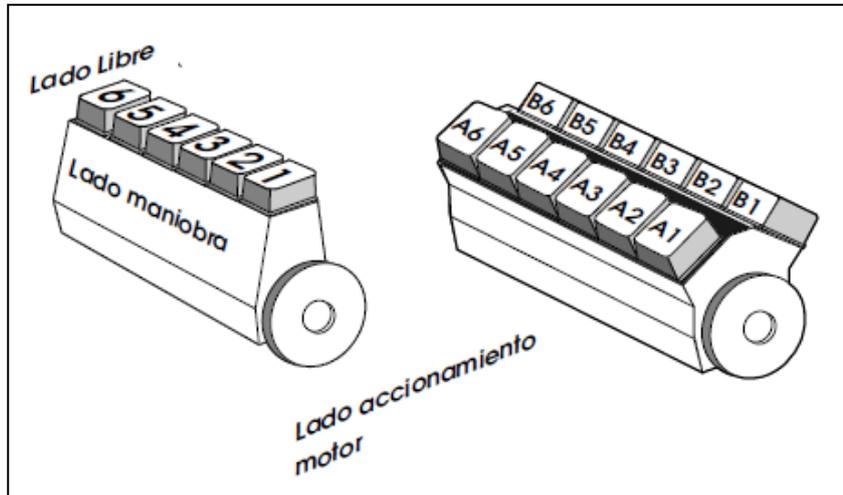


Figura 1-2: Terminología del motor Wartsilä VASA 16V32 L.N.
Fuente: WARTSILA NSD. *Diesel Engine Instruction Manual*. 1998.

El bloque del motor, se funde en una sola pieza; los cojinetes principales están suspendidos. Las tapas del cojinete principal están soportadas por dos tornillos apretados hidráulicamente y dos tornillos laterales. La cámara de aire de carga está conformada en el bloque del motor, así como el colector del agua de refrigeración. Las tapas del cárter, de metal ligero, cierran herméticamente contra el bloque del motor por medio de juntas de goma. El colector de aceite (cárter) está construido con chapa soldada. (WARTSILA NSD. *Diesel Engine Instruction Manual*. Vaasa Finland. 1998, p. 01-3).

Camisas de cilindros, diseñadas con una corona alta, taladrada para refrigeración. Logran una optimización de la refrigeración que proporciona una temperatura correcta en la superficie interior de la misma. Las camisas están provistas de un aro anti-pulido en la parte superior del hueco para eliminar el riesgo de pulido. (WARTSILA NSD. *Diesel Engine Instruction Manual*. Vaasa Finland. 1998, p. 01-3).

Cojinetes principales trimetálicos o bimetálicos, totalmente intercambiables que pueden desmontarse descendiendo la tapa del cojinete, cada cojinete va provisto de su gato hidráulico que facilita el montaje y desmontaje de los mismos. (WARTSILA NSD. *Diesel Engine Instruction Manual*. Vaasa Finland. 1998, p. 01-3).

Cigüeñal forjado en una sola pieza y equilibrado por contrapesos, según lo requiera. (WARTSILA NSD. *Diesel Engine Instruction Manual*. Vaasa Finland. 1998, p. 01-3).

Bielas forjadas por estampación, el extremo mayor está seccionado y las superficies de unión son estriadas. (WARTSILA NSD. *Diesel Engine Instruction Manual*. Vaasa Finland. 1998, p. 01-3).

El cojinete del extremo menor, está escalonado para lograr unas grandes superficies de contacto. Los cojinetes de biela son trimetálicos o bimetálicos y son completamente intercambiables. (WARTSILA NSD. *Diesel Engine Instruction Manual*. Vaasa Finland. 1998, pp. 01-03 - 01-4).

Pistones, equipados con un sistema de lubricación de faldilla patentado por Wärtsilä. Las ranuras para los segmentos superiores están templadas. El aceite refrigerante se introduce en la cámara de refrigeración a través de la biela. Las cámaras de refrigeración están diseñadas para producir un efecto agitador óptimo. (WARTSILA NSD. *Diesel Engine Instruction Manual*. Vaasa Finland. 1998, p. 01-4).

Juego de rines del Pistón, compuesto por tres segmentos cromados de compresión y un anillo también cromado, para el sistema de lubricación. (WARTSILA NSD. *Diesel Engine Instruction Manual*. Vaasa Finland. 1998, p. 01-4).

Culata, de acero fundido especial, que se fija por medio de cuatro tornillos apretados hidráulicamente. El diseño de la culata es de doble pared y el agua de refrigeración es forzada desde la periferia hacia el centro, proporcionando una eficiente refrigeración en áreas importantes. (WARTSILA NSD. *Diesel Engine Instruction Manual*. Vaasa Finland. 1998, p. 01-4).

Válvulas de admisión, recubiertas de estelite (Estelite o Stellite es una aleación de cobalto-cromo creada para aumentar la resistencia al desgaste de los metales) y vástagos cromados. Los aros de asiento de las válvulas son de una aleación de hierro fundido especial y son recambiables totalmente, para algunas válvulas se usan con aplicación "Nimonic". (WARTSILA NSD. *Diesel Engine Instruction Manual*. Vaasa Finland. 1998, p. 01-4).

Válvulas o escape, también con asientos recubierto de estelite (Estelite o Stellite es una aleación de cobalto-cromo creada para aumentar la resistencia al desgaste de los metales) y vástagos cromados, hacen cierre contra los anillos de asiento directamente refrigerados. Los anillos de asiento son de material resistente a la corrosión y

picaduras, son también recambiables. (WARTSILA NSD. *Diesel Engine Instruction Manual*. Vaasa Finland. 1998, p. 01-4).

Árbol de levas, formado por piezas, que integran las levas para cada cilindro. Los apoyos son piezas separadas y, por consiguiente, es posible extraer una leva del árbol fácilmente por el costado. (WARTSILA NSD. *Diesel Engine Instruction Manual*. Vaasa Finland. 1998, p. 01-4).

Bombas de inyección, que incorporan el rodillo de accionamiento y normalmente pueden ser cambiadas sin ajuste alguno. Las bombas y tuberías están situadas en un espacio cerrado, aislado térmicamente para el funcionamiento con combustible pesado. (WARTSILA NSD. *Diesel Engine Instruction Manual*. Vaasa Finland. 1998, p. 01-4).

Turbocargadores, situados normalmente en el extremo libre del motor, pero sobre pedido también pueden situarse en el extremo lado volante. En un motor en V hay dos turbocargadores, uno para cada línea de cilindros. (WARTSILA NSD. *Diesel Engine Instruction Manual*. Vaasa Finland. 1998, p. 01-4).

Enfriadores de aire de carga, son fabricados con elementos insertables y desmontables, siendo en los motores en V dos, uno para cada línea de cilindros. (WARTSILA NSD. *Diesel Engine Instruction Manual*. Vaasa Finland. 1998, p. 01-4).

Sistema de aceite lubricante que incluye una bomba de engranes, filtro, enfriador con válvula termostática (no en motor con cilindros en V), filtro centrifugo en by-pass y electrobomba de pre-lubricación. El colector de aceite (cárter) está dimensionado para el volumen total del aceite necesario e independientemente del número de cilindros, todos los motores pueden funcionar con colector (cárter) húmedo, o bien seco. (WARTSILA NSD. *Diesel Engine Instruction Manual*. Vaasa Finland. 1998, p. 01-4).

El sistema de aire de arranque, que proporciona aire a los cilindros y es controlada por un distribuidor accionado por el árbol de levas. El motor de cuatro cilindros puede alternativamente incorporarse con un motor neumático de arranque. (WARTSILA NSD. *Diesel Engine Instruction Manual*. Vaasa Finland. 1998, p. 01-4).

El motor Wärtsilä VASA 16V32 L.N. es un motor Diésel de 4 tiempos, sobrealimentado, refrigerado y de inyección directa, con una configuración en V de 16 cilindros, 8 cilindros en el banco A y ocho cilindros en el banco B. (Figura 2-2).

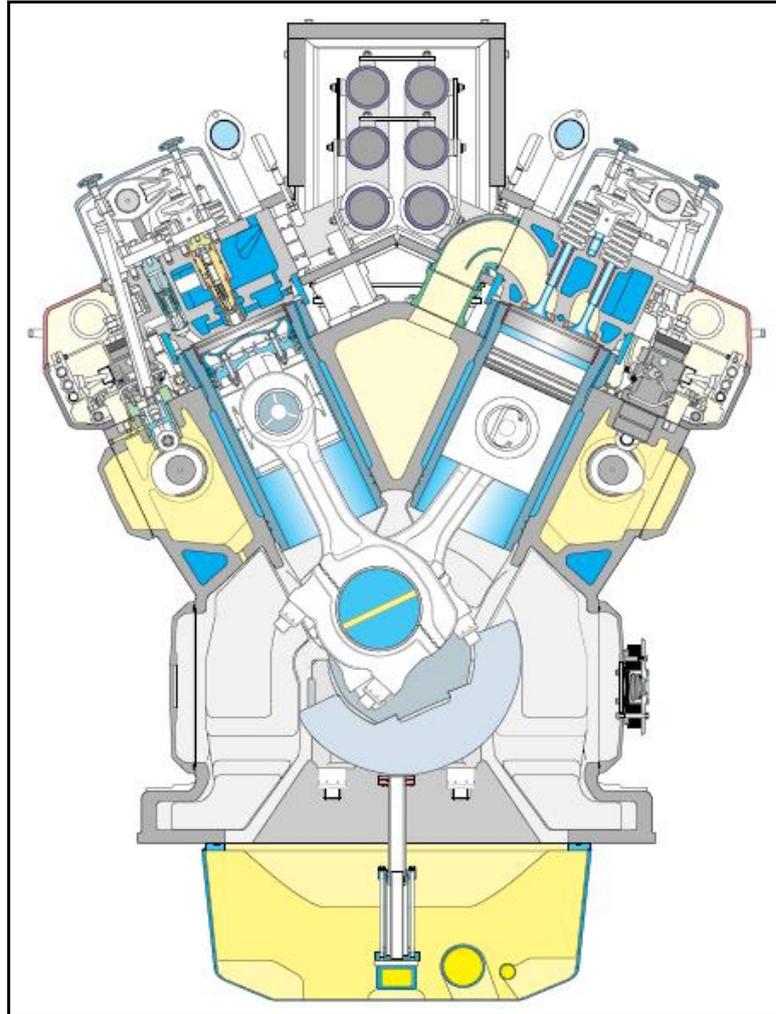


Figura 2-2: Corte transversal del motor Wartsila 16V32 L.N.

Fuente: WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998.

2.1.1 Sistema de Combustible

El motor ha sido diseñado para funcionar con combustible pesado, de una viscosidad máxima de 55 cSt/100 °C (aproximadamente 730 cSt/50 °C, aproximadamente 7.200 seg. RI/100 °F) y funcionará de forma satisfactoria con combustibles intermedios de menor viscosidad, así como con combustibles destilados. Procure no utilizar combustibles de viscosidad inferior a 2,8 cSt a 40 °C, dado que podrían provocar un fallo del émbolo de la bomba de inyección o de la aguja del inyector de combustible.

Los límites máximos de las características del combustible para un determinado motor constan en el contrato de compraventa; sin embargo, hay que evitar los combustibles para calderas y destilados con una viscosidad entre aproximadamente 4 y 7 cSt/100 °C (12 y 30 cSt/50 °C, 65 y 200 s. RI/100 °F) que contengan entre un 30 y un 60% de

destilado debido al riesgo de precipitación de componentes pesados en la mezcla, que provocaría la obstrucción del filtro y gran cantidad de lodo en la separadora; si hay dificultades debido a la obstrucción del filtro, es posible comprobar la incompatibilidad del combustible conforme a ISO 10307 (sedimentos totales).

El motor está diseñado para el servicio continuo con combustible pesado. El motor principal así como el motor auxiliar, pueden ser arrancados y parados con combustible pesado siempre que los sistemas de control de la temperatura del combustible sea calentado hasta la temperatura de funcionamiento.

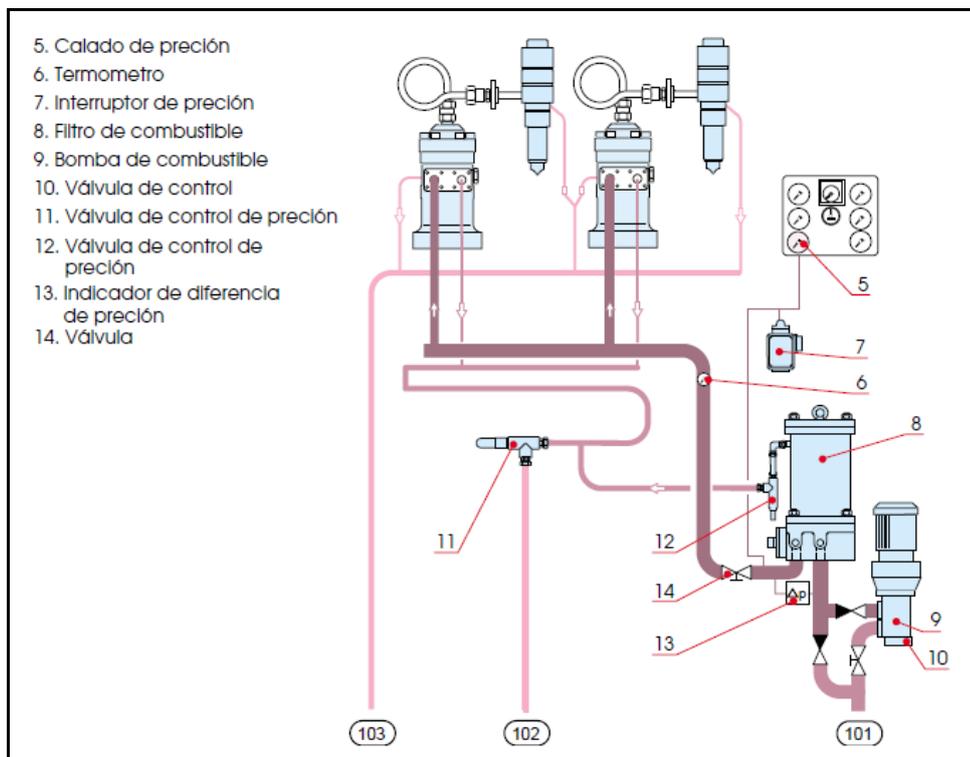


Figura 3-2: Sistema de combustible motor Wärtsilä VASA 16V32 L.N.

Fuente: WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998.

En las instalaciones de motores múltiples, el motor está equipado con una bomba de alimentación de combustible accionada eléctricamente y un filtro dúplex para proporcionar caudal, presión y filtrado correctos con independencia del número de motores conectados a un sistema de tratamiento externo común.

La bomba de alimentación de combustible (9) suministra el caudal correcto del motor a través del filtro dúplex (8). La válvula de control de presión (11) mantiene la presión correcta en el sistema del motor. Para impedir daños al equipo de inyección con un elemento filtrante roto hay una válvula de control de presión (12) en el lado primario

del filtro que hace de by-pass del filtro cuando la caída de presión en el filtro es excesivamente alta. Para posibilitar el funcionamiento con un filtro en by-pass en una situación de emergencia, el conducto del by-pass ha sido conectado al lado del motor de la válvula de control de presión (11).

Poner cuidado en que antes de que se abra el conducto by-pass haya comenzado a funcionar la alarma por diferencia de presión (13). Un manómetro (5) en el panel de instrumentos indica la presión de admisión de combustible y un termómetro local (6) indica la temperatura de admisión.

Un presóstato (7) para control de la baja presión de combustible, va conectado al sistema de alarma automático. Las fugas de combustible de las bombas de inyección y de las válvulas de inyección son recogidas en un circuito cerrado y separado. Por consiguiente, este combustible puede ser reutilizado. (Figura 3-2).

Sobre pedido, puede suministrarse un módulo especial para el trasiego automático de este combustible de nuevo al sistema. Un sistema de tubos separado que va desde el nivel superior del bloque del motor, recoge el aceite residual, el combustible o el agua que fluya cuando se realiza, por ejemplo, la revisión de las culatas. (WARTSILA NSD. *Diesel Engine Instruction Manual*. Vaasa Finland. 1998, pp. 17-1 - 17-2).

2.1.2 Tratamiento de combustible

Purificación. El combustible pesado ha de depurarse en una separadora eficiente antes de entrar en los tanques de almacenamiento; el combustible deberá calentarse antes de centrifugarlo, en el diagrama del Anexo A, se indican las temperaturas recomendadas en función de la viscosidad, cerciőrese de que se utiliza el disco de gravedad correcto y no se debe sobrepasar nunca los caudales recomendados para la separadora en función de la calidad de combustible utilizada, cuanto menor sea el caudal, mayor será la eficiencia.

Si se utiliza combustible destilado puro, también se recomienda centrifugarlo, puesto que puede venir contaminado de los tanques de almacenamiento. La capacidad nominal de la separadora puede utilizarse siempre que la viscosidad del combustible sea inferior a 12 cSt a temperatura de centrifugado. La viscosidad para motores diésel marinos suele ser inferior a 12 cSt a 15 °C.

Calentamiento. Véase el diagrama del Anexo B; siempre se debe mantener la temperatura del combustible unos 10 °C por encima de la temperatura de almacenamiento mínima indicada en el diagrama a fin de minimizar el riesgo de formación de ceras, y mantenga la temperatura detrás del último calentador entre 5 y 10 °C por encima de la temperatura recomendada antes de las bombas de inyección para compensar las pérdidas de calor entre el calentador y el motor. (WARTSILA NSD. *Diesel Engine Instruction Manual*. Vaasa Finland. 1998, pp. 02-1 - 02-2).

2.1.3 Límites máximos de características del combustible

El motor diésel Wärtsilä Vasa 32 ha sido diseñado y desarrollado para un funcionamiento continuo, sin reducción de potencia nominal, con combustibles con las siguientes propiedades: (Tabla 1-2).

Tabla 1-2: Características del combustible, límites máximos.

Características del combustible, límites máximos		
Viscosidad cinemática	cSt/100°C	55
	cSt/50°C	730
	segundos RI/100°F	7200
Viscosidad cinemática en la inyección, min.	cSt	2.8
Densidad	kg/m ³	991
Densidad ¹⁾	kg/m ³	1010 ¹⁾
Agua	% en vol.	1.0
Agua, máx. antes del motor	% en vol.	0.3
Residuo de carbono	% en masa	22
Asfáltenos	% en masa	14
Punto de inflamación, Closed Pensky-Martens, mín.	°C	60
Punto de fluidez	°C	30
Potencial de sedimento total	% en masa	0.1

Fuente: WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998.

Realizado por: Xavier Moscoso 2015

Los límites corresponden a las exigencias de:

- ISO 8217:1996(E), ISO-F-RMH 55 y RML 55¹⁾
- BS 6843: Parte 1:1987, ISO-F-RMH 55 y RML 55¹⁾
- CIMAC 1990, clase H 55 y K 55¹⁾

¹⁾ siempre y cuando el sistema de tratamiento del combustible permita eliminar agua y sólidos.

Se han definido cuatro tipos de combustible para el motor Wärtsilä Vasa 32:

- HFO 1 Combustible pesado de calidad normal. (Heavy Fuel Oil 1)
- HFO 2 Combustible pesado inferior a la calidad normal. (Heavy Fuel Oil 2)
- DO, diésel o LFO combustible ligero. (Diesel Oil)
- GN Gas Natural.

Si las propiedades de cualquier combustible especificado superan los valores máximos del HFO 1, entonces deberá clasificarse en la categoría HFO 2.

Los límites de las características del combustible para un determinado motor pueden diferir de los números anteriores, los valores válidos constan en el contrato de compraventa, si se superan los valores indicados en el contrato durante el periodo de garantía del motor, esta dejará de tener validez.

A continuación se indican las diferencias entre **HFO 1 y HFO 2**:

Tabla 2-2: Características del combustible HFO 1 y HFO 2.

		Características del combustible, límites máximos	
		HFO 1	HFO 2
Azufre	% en masa	2.0	2.0 - 5.0
Ceniza	% en masa	0.05	0.05 - 0.20
Vanadio	mg/Kg	100	100 - 600
Sodio	mg/Kg	20	20 - 50
Al + Si	mg/Kg	30	30 - 80
CCAI		850	850 - 870

Fuente: WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998.

Realizado por: Xavier Moscoso. 2015

2.1.4 Comentarios sobre las características del combustible

La viscosidad, determina la complejidad del sistema de calentamiento y manipulación del combustible, dado que el HFO ha de calentarse para alcanzar una viscosidad de 12 - 24 cSt en el punto de inyección. A menor viscosidad aumenta el flujo después del émbolo en la bomba de inyección, esto produce una disminución de la cantidad de combustible inyectado, que en algunos casos podría impedir que se alcanzara la potencia máxima del motor. (WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. Vaasa Finland. 1998, p. 02-5).

La densidad, influye principalmente en la separación del combustible; los separadores pueden eliminar el agua y hasta cierto punto las partículas sólidas de los combustibles

que tienen densidades de hasta 991 kg/m^3 (medidas a $15 \text{ }^\circ\text{C}$); también hay separadores en el mercado que pueden limpiar combustible con densidades de hasta 1.010 kg/m^3 . La capacidad del separador ha de comprobarse antes de comprar un combustible con una densidad muy elevada, pues una mala separación produciría un desgaste anómalo debido a las partículas y el agua no eliminadas. El disco separador ha de elegirse de acuerdo con la densidad del combustible. Siempre se deberá tener precaución con los combustibles de baja viscosidad en combinación con una alta densidad ya que suelen tener malas propiedades de encendido. (WARTSILA NSD. *Diesel Engine Instruction Manual*. Vaasa Finland. 1998, p. 02-5).

Baja calidad de encendido, causará problemas en el funcionamiento bajo carga reducida y al arrancar, especialmente si no se ha precalentado adecuadamente el motor. Además, los largos retrasos en la ignición pueden provocar un rápido aumento de la presión y unas presiones máximas muy elevadas. Esto incrementa la carga mecánica e incluso puede dañar gravemente los componentes del motor, como por ejemplo los segmentos del pistón y los cojinetes. Asimismo cabe esperar que se formen depósitos en la parte superior del pistón, en las válvulas de escape, en el sistema de escape, en el aro de la tobera y los álabes de la turbina. Las incrustaciones en el turbocargador provocarán una disminución de la eficiencia del mismo y un aumento de la carga térmica.

Un síntoma de una baja calidad de encendido es el golpe de inyección, es decir, un fuerte ruido de combustión. Los efectos del golpe de inyección son una mayor carga mecánica sobre los componentes que rodean el espacio de combustión, una mayor carga térmica, un mayor consumo de aceite lubricante y una mayor contaminación.

Precaución Aunque una baja calidad de encendido produce largos retrasos en la ignición, adelantar el tiempo de encendido no hace más que empeorar las cosas: el combustible se inyectará a una temperatura de compresión más baja y ello provocará un retraso aún mayor del encendido. La calidad del encendido de un combustible destilado puede determinarse por varios métodos, a saber, índice de diésel, índice de cetano y número de cetano.

La calidad del encendido de un combustible pesado puede determinarse de forma aproximada calculando el CCAI (= Calculated Carbon Aromaticity Index) a partir de la viscosidad y densidad de un combustible.

Los combustibles con un viscosidad baja en combinación con una elevada densidad suelen tener malas propiedades de encendido.

Cómo determinar el CCAI:

$$\text{CCAI} = \rho - 81 - 141 \log_{10} \log_{10} (v + 0.85)$$

Siendo:

ρ = densidad a 15 °C, kg/m³

v = viscosidad a 50 °C, cSt

Un valor CCAI elevado indica una menor calidad de encendido.

El CCAI también puede determinarse, con precisión limitada, mediante el nomograma del Anexo C.

Los combustibles destilados muestran valores de CCAI situados entre 770 y 840, y su encendido es excelente. Los combustibles residuales del craqueado oscilan entre 840 y más de 900, mientras que la mayoría de los combustibles para buques se mantienen entre 830 y 870.

El CCAI no es un medio exacto para determinar la calidad de encendido del combustible, sin embargo, se pueden formular las siguientes orientaciones:

- Los motores que funcionan a velocidad y carga constantes durante más del 50% del tiempo pueden utilizar sin problemas combustibles con valores de CCAI de hasta 870.
- Los motores que funcionan a velocidad y carga variables pueden utilizar sin dificultad combustibles con valores de CCAI de hasta 860.

Para evitar tener problemas con combustibles de mala calidad de encendido debería garantizarse lo siguiente:

- Un precalentamiento suficiente del motor antes del arranque.
- Un funcionamiento adecuado el sistema de refrigeración inversa.
- Un funcionamiento adecuado del sistema de inyección, sobre todo es importante que funcione bien el inyector. (WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual.1998, pp. 02-6 – 02-7).

Contenido de agua, de los combustibles pesados varía mucho. El agua puede proceder de diferentes fuentes, puede ser dulce o salada, también puede proceder por ejemplo de la condensación en los depósitos de petróleo de la instalación.

- Si el agua es dulce y si está muy bien emulsionada en el combustible, el contenido de energía efectivo del combustible disminuirá a medida que aumente el contenido de agua, provocando un aumento del consumo de combustible. La combustión no se verá afectada negativamente por una importante cantidad de agua.
- Si el combustible está contaminado con agua del mar, el cloro en la sal provocará corrosión del sistema de combustible, incluido el equipo de inyección.

Para evitar dificultades en el sistema de inyección de combustible del motor, es preciso reducir el contenido de agua a un máximo de 0,3% antes del motor. (WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual.1998, pp. 02-7 – 02-8).

Elevado contenido de residuos de carbono, puede provocar la formación de depósitos en la cámara de combustión y en el sistema de escape, especialmente a cargas bajas.

- La formación de depósitos en las boquillas de la tobera alterará la atomización del combustible y deformará los pulverizadores de combustible, lo cual a su vez disminuirá la eficacia del proceso de combustión, e incluso puede provocar mayores cargas térmicas en algunos puntos.
- Los depósitos en el alojamiento de las ranuras del segmento y en los segmentos del pistón estorbarán el movimiento de los segmentos, provocando, entre otras cosas, una mayor corriente de gases de combustión hacia la caja del cigüeñal, lo cual a su vez aumentará las incrustaciones del aceite lubricante.
- Los depósitos en el sistema de gases de escape y en el turbocargador alterarán el intercambio de gases y aumentarán la carga térmica. (WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998, p. 02-8).

Alto contenido de asfalteno, puede contribuir a la formación de depósitos en la cámara de combustión y en el sistema de escape, especialmente a cargas elevadas. Los asfaltenos son compuestos complejos y muy aromáticos con un elevado peso molecular, que suelen contener azufre, nitrógeno y oxígeno, así como metales como vanadio, níquel y hierro. Un alto contenido de asfalteno indica que el combustible puede ser difícil de encender y que tiene una combustión lenta. Si el combustible es

inestable, los asfaltenos pueden precipitarse del combustible y bloquear los filtros y/o causar depósitos en el sistema de combustible, así como demasiado lodo en la centrifugadora. (WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998, p. 02-8).

Alto contenido de ceniza, puede ser perjudicial de varias formas, diferentes componentes de la ceniza pueden provocar distintos problemas:

- Los óxidos de aluminio y silicón se originan durante el proceso de refinado y pueden provocar un grave desgaste abrasivo de las bombas y toberas de inyección, aunque también de las camisas y segmentos de pistón. Una buena separación del combustible es imprescindible para minimizar el desgaste.
- Los óxidos de vanadio y sodio, principalmente los vanadatos de sodio vanadilo, se forman durante la combustión, y se mezclan o reaccionan con óxidos y vanadatos de otros componentes de la ceniza, por ejemplo, el níquel, el calcio, la silicón y el azufre. La temperatura de adherencia de la mezcla puede ser tal que se forme un depósito en una válvula, en el sistema de gases de escape o en el turbocargador. Este depósito es altamente corrosivo en estado fundido, y destruye la capa protectora de óxido, por ejemplo en la válvula de escape, lo cual provoca una corrosión en caliente y una válvula quemada. Los depósitos y la corrosión en caliente en el turbocargador, especialmente en el anillo de la tobera y en los álabes de la turbina provocan una disminución de la eficacia del turbocargador, ello perturbará el intercambio de gas, disminuirá el flujo de aire que pasa por el motor y por tanto aumentará la carga térmica sobre el motor.
- El incremento de la formación de depósitos, incrementa las temperaturas de salida del motor, disminuyendo la eficiencia requerida.

Para evitar los problemas mencionados antes cuando se utilizan combustibles con un alto contenido de ceniza, es importante:

- Tener una buena separación del combustible.
- Limpiar con regularidad el turbocargador con agua.
- Realizar un control estricto de la calidad del combustible, para comprobar que las cantidades de ceniza y componentes peligrosos de la ceniza se mantienen bajas.
- Mantener limpios los filtros de aire y los enfriadores de aire efectuando una limpieza regular basada en control de la caída de presión. (WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998, p. 02-9).

2.1.5 Medidas para evitar dificultades con combustibles pesados

La mala calidad del combustible repercutirá negativamente en el desgaste, la vida útil de las piezas del motor y los intervalos de mantenimiento. (WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998, p. 02-9).

A fin de obtener una economía de funcionamiento óptima es recomendable:

Limitar la potencia máxima continua, tanto como lo permitan las condiciones de funcionamiento si se sabe o se sospecha que el combustible tiene un alto contenido de vanadio (por encima de 200 ppm) y contenido de sodio. (WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998, p. 02-10).

Limitar un funcionamiento a baja carga, tanto como lo permitan las condiciones de funcionamiento si se sabe o se sospecha que el combustible tiene un alto contenido de azufre (por encima del 3%), contenido de carbón (carbón "Conradson" por encima del 12%) y/o contenido de asfalteno (por encima del 8%).

- El funcionamiento continuo por debajo del 20% de la potencia nominal debería limitarse a un máximo de 100 horas.
- Cargue el motor más del 70% de la carga nominal una hora antes de continuar el funcionamiento de carga baja o parar el motor.

Es preciso limitar al máximo la marcha en vacío (es decir motor principal desembragado, grupo electrógeno desconectado), es innecesario y deberá evitarse calentar el motor sin cargar durante más de 3 - 5 minutos antes de cargar y utilizar la marcha en vacío durante más de 3 minutos antes de parar.

Para evitar problemas de estabilidad e incompatibilidad (precipitación de componentes pesados en el combustible), evite, si es posible, mezclar combustibles de diferentes estaciones de depósito, salvo que sepa que los combustibles son compatibles. Si se producen problemas de estabilidad y compatibilidad, no añada nunca combustible destilado, pues ello aumentará probablemente la precipitación.

Un aditivo en el combustible con altas características dispersantes, puede ser útil hasta que se efectúe un nuevo suministro de combustible.

Las características de los combustibles pesados mezclados a partir de residuos de procesos de refinado modernos, como el cracking catalítico y el "viscracking" pueden acercarse por lo menos a algunos de los límites de las características requeridas de combustible.

Comparados con los combustibles pesados "tradicionales" mezclados a partir de los residuos destilados, los combustibles pesados "modernos" pueden tener una reducida calidad de encendido y combustión.

Los combustibles mezclados a partir de residuos de cracking catalítico pueden contener catalíticos abrasivos finos (óxidos de aluminio y silicón) que, si entran en el sistema de inyección, pueden desgastar las bombas y las toberas de inyección en unas cuantas horas.

Algunas de las dificultades que pueden aparecer cuando se utilizan combustibles pesados mezclados a partir de residuos craqueados pueden evitarse con:

- Suficiente capacidad de centrifugado. Los mejores resultados se obtienen con el purificador y clarificador en serie. Alternativamente, es posible hacer funcionar en paralelo el separador principal y auxiliar, pero ello exige tener más cuidado con la elección correcta del disco de gravedad y un control de flujo y temperatura constante para conseguir unos resultados óptimos. El caudal nominal que pasa por el separador no debería exceder el consumo máximo de combustible en más de un 10%.
- Suficiente capacidad de calentamiento para mantener las temperaturas de centrifugado e inyección a los niveles recomendados. Es importante que las fluctuaciones de temperatura sean lo más bajas posible ($\pm 2^{\circ}\text{C}$ antes de la separador) cuando se centrifuga con combustibles de alta viscosidad con densidades que se acercan o superan los 991 kg/m^3 a 15°C .
- Suficiente precalentamiento del motor y del sistema de combustible antes de arrancar el motor.
- Mantener el equipo de inyección y el sistema de refrigeración inversa en buen estado. (WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998, p. 02-9).

2.2 Sistema de lubricación del motor Wärtsilä VASA 16V32 L.N.

2.2.1 *Diseño general*

Normalmente, se utiliza un sistema de colector (cárter) húmedo, pero también pueden utilizarse sistemas de colector seco. El motor está provisto de una bomba de aceite lubricante (10) accionada directamente por el engrane en el extremo libre del cigüeñal. En algunas instalaciones hay una bomba de reserva accionada por separado y en paralelo. La bomba aspira aceite del colector de aceite del motor y lo fuerza a través del enfriador del aceite lubricante (1) equipado con una válvula termostática (3) que regula la temperatura del aceite a través de los filtros principales (4) hasta el tubo de distribución principal (5) en el colector de aceite, y a través de gatos hidráulicos (que actúan en este aspecto como tubos normales) hasta los cojinetes principales, de éstos a las muñequillas (6) y por los engrases en las bielas hasta los espacios de refrigeración del pistón. A través de tubos separados, el aceite es conducido hasta los otros puntos de lubricación como los cojinetes del árbol de levas (7), los rodillos de válvulas y bomba de inyección, cojinetes de los balancines (8) y cojinetes del accionamiento de válvulas y chorreadores de aceite para lubricación y refrigeración. Parte del aceite circula a través de un filtro centrífugo y posteriormente cae al colector de aceite. El colector de aceite puede ser provisto de un nivel de alarma conectado al sistema. (Figura 4-2).

Al motor con cilindros en V no se le incorpora el enfriador de aceite. El sistema de colector seco difiere del sistema de colector húmedo solamente en que el aceite circula libremente desde el colector de aceite hasta un tanque separado y la bomba aspira el aceite de este tanque. (Cabe también la posibilidad de montar una segunda bomba de aceite accionada directamente por el motor para el drenaje del colector a un tanque de aceite separado). Una bomba de pre-lubricación accionada eléctricamente es una bomba del tipo de tornillo provisto de una válvula de rebose.

La bomba de pre-lubricación es utilizada para:

- El relleno del sistema de aceite lubricante del motor diésel antes del arranque, por ejemplo cuando el motor no funcionó desde mucho tiempo.
- La pre-lubricación continua de un motor diésel parado por el que circula el combustible pesado.
- La pre-lubricación continua de motores diésel parados en una instalación de varios motores cuándo uno de los motores está en funcionamiento.

- Aportar capacidad adicional a la bomba de aceite lubricante accionada directamente en ciertas instalaciones donde la velocidad del motor diésel cae por debajo de un valor cierto (la bomba debe de arrancar y parar automáticamente con una señal del sistema de medida de velocidad).

Motores en V, los que no tienen construido la bomba de aceite lubricante, la pre-lubricación se deberá ser obtenida por medio de la bomba exterior. (WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. Vaasa Finland. 1998, pp. 18-1 - 18-2).

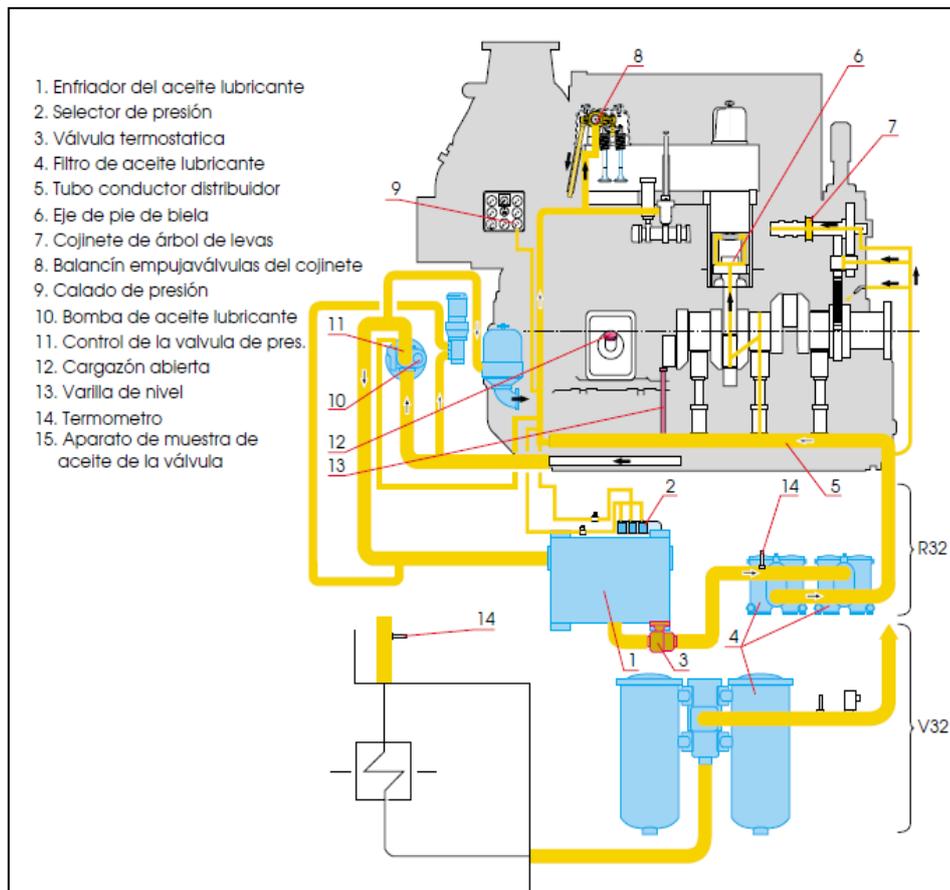


Figura 4-2: Sistema de lubricación del motor Wärtsilä VASA 16V32
 Fuente: WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998.

2.2.2 Características del aceite del motor y turbocargador

Viscosidad. Viscosidad clase SAE 30 o SAE 40. (Preferentemente SAE 40). (WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998, p. 02-11).

Alcalinidad. La alcalinidad del aceite lubricante está vinculada al combustible especificado para el motor, ya que difiere en cada uno de los lugares donde se

encuentran en operación los motores y dependerá de la calidad y los procesos requeridos y los mismos son indicados en la (Tabla 3-2).

Las características del combustible se detallan según las normas establecidas para cada uno de ellos.

Tabla 3-2: Características de aceite del motor Wärtsilä VASA 16V32.

Características del combustible, límites máximos		
Categoría	Estándares de combustible	Número Básico del aceite (BN)
A	ASTM D 975-81, GRADO 10, 2D, PROPUESTO 3D BS 6843: 1987 ISO-F-DMX. DMA BS 2869-1983, CLASE A1, A2 ISO 8217: 1987(E) ISO-F-DMX, DMA	10 - 40
B	ASTM D 975-81, GRADO 4D BS 6843: 1987 ISO-F-DMB ISO8217: 1987(E) ISO-F-DMB	15 - 40
C	ASTM D 396, GRADO NO 4-6 BS 6843: 1987 ISO-F-DMC, RMA10-RML55 CIMAC 1990, CIMAC A10-K55 ISO 8217: 1987(E) ISO-F-DMC, RMA10-RML55	25 - 55

Fuente: WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998.

Realizado por: Xavier Moscoso

Se recomienda utilizar lubricantes BN 40 con combustibles de categoría C, sin embargo, si el uso de lubricantes BN 40 también provoca intervalos de cambio de aceite cortos, se recomienda utilizar lubricantes de BN (50 - 55) alto en instalaciones de combustibles pesados.

Si se utiliza un gasóleo residual de azufre muy bajo, pueden utilizarse lubricantes BN 30. Los lubricantes BN 30 también pueden utilizarse si la experiencia demuestra que el equilibrio del aceite lubricante BN se mantiene a un nivel aceptable. (WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. Vaasa Finland. 1998, p. 02-11).

Aditivos. Los aceites deben contener aditivos que proporcionen una buena oxidación, protección contra la corrosión, capacidad de carga, neutralización de ácidos de combustión, oxidación de residuos y prevención de formación de depósitos en las partes internas del motor (sobre todo, zona del segmento del pistón y superficies de cojinetes). (WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998, p. 02-11).

2.2.3 La calidad de los aceites lubricantes

El aceite lubricante es un componente integrado del motor y por tanto su calidad es sumamente importante. Todos los aceites lubricantes que han sido aprobados para ser usados en los motores VASA 32, han superado pruebas de acuerdo con el procedimiento del fabricante del motor. El uso de aceites lubricantes de calidad durante el periodo de garantía es obligatorio y también se recomienda después del periodo de garantía.

No mezcle nunca diferentes marcas de aceite salvo que sea con la aprobación del proveedor de aceite, y durante el periodo de garantía, del fabricante del motor. (WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998, p. 02-12).

Centrifugación del aceite del sistema, a fin de separar el agua y las partículas insolubles del aceite. No hay que añadir agua cuando se centrifuga ("lavado"). El aceite deberá precalentarse a 80 - 95°C. Muchos fabricantes de aceite recomiendan una temperatura de separación de 85 - 95°C para lograr una separación eficaz. Pregunte al proveedor de su aceite lubricante cuál es la temperatura óptima. Utilice la máxima temperatura recomendada. Para un centrifugado eficiente, utilice tan sólo cerca del 20% de la capacidad de caudal indicada de la centrifugadora. Para unas condiciones óptimas, la centrifugadora ha de poder pasar toda la cantidad de aceite en circulación 4 o 5 veces cada 24 horas a un caudal nominal del 20%. El disco de gravedad ha de elegirse de acuerdo con la densidad del aceite a temperatura de separación.

La centrifugadora ha de funcionar siempre cuando está en marcha el motor. Los defectos en las centrifugadoras automáticas, "autolimpiantes" pueden incrementar rápidamente el contenido de agua del aceite en determinadas circunstancias. (La válvula de control de agua falla). (WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998, p. 02-12).

Primer año de funcionamiento, se recomienda tomar muestras de aceite cada 500 horas de trabajo. La muestra deberá ser enviada al fabricante para ser analizada. En base a los resultados de los análisis se podrá determinar los intervalos más convenientes para el cambio de aceite. Se recomienda continuar con frecuentes análisis de aceite cada 500 – 1.000 horas de funcionamiento también después del primer año de funcionamiento para asegurar un correcto funcionamiento del motor.

Para que sea representativa del aceite en circulación, la muestra deberá ser tomada con el motor en funcionamiento en el toma muestras situado inmediatamente después del filtro de aceite en el motor, en un recipiente limpio con capacidad de 0,75 - 1 litro.

Es preferible tomar muestras antes, no después de añadir aceite nuevo para compensar el consumo. Antes de llenar el recipiente, enjuáguelo con el aceite del que se realiza la muestra. Para realizar una evaluación completa de la condición del aceite en servicio, con la muestra deberán proporcionarse los siguientes detalles: instalación, número del motor, marca del aceite, horas de funcionamiento del motor, número de horas de utilización del aceite, dónde se tomó la muestra en el sistema, tipo de combustible y cualquier observación especial. Las probetas de aceite sin información, salvo el número de la instalación y del motor, no son sujetas a análisis.

Al evaluar la condición del aceite usado, deberán observarse las siguientes propiedades. Compárelas con los valores orientativos (análisis de tipo) para el aceite nuevo de la marca utilizada. (WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998, p. 02-13).

Viscosidad. No deberá sobrepasar en más del 25% del valor orientativo a 100°C.

La viscosidad máxima admisible para un aceite de grado SAE 30 es de 140 cSt a 40°C y 15 cSt a 100°C.

La viscosidad máxima admisible para un aceite de grado SAE 40 es de 212 cSt a 40°C y 19 cSt a 100°C.

La viscosidad mínima admisible para un aceite de grado SAE 30 es de 70 cSt a 40°C y 9 cSt. a 100°C.

La viscosidad mínima admisible para un aceite de grado SAE 40 es de 110 cSt. a 40 °C. y 11 cSt. a 100°C. (WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. Vaasa Finland. 1998, p. 02-13).

Punto de inflamación. No deberá ser inferior en más de 50°C respecto al valor orientativo. El punto de inflamación mínimo admisible (en copa abierta) 170°C. A 150°C existe riesgo de explosión en el cárter. (WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998, p. 02-13).

Contenido de agua. No deberá ser superior al 0,3%. Al 0,5% deberán tomarse medidas; ya sea centrifugado o cambio del aceite. (WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998, p. 02-13).

BN (Número Básico).

Categoría de combustible A: El valor BN mínimo de un aceite usado es el 50% del valor nominal de un aceite nuevo.

Categorías de combustible B y C:

- Para los aceites lubricantes con valores BN nominales por encima de 40, el valor mínimo admisible de un aceite usado es BN 20.
- Para aceites lubricantes con valores BN nominales por encima de 30 y 40, el valor mínimo admisible de un aceite usado el 50% del valor nominal de un aceite nuevo.
- Para aceites lubricantes con valores BN nominales entre 24 y 30, el valor mínimo admisible de un aceite usado es BN 15. (WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998, pp. 02-13 – 02-14).

Insolubles. La cantidad permitida depende de varios factores. Deberán seguirse las recomendaciones del proveedor del aceite. Sin embargo, hay que prestar atención a los valores de insoluble en n-Pentano superiores a 1,5%. Los valores superiores al 2% no pueden ser aceptados para periodos más largos.

En general, se puede decir que los cambios en los análisis ofrecen una mejor base de estimación que los valores absolutos.

Los cambios rápidos y grandes pueden indicar un funcionamiento anormal del motor o de un sistema. (WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998, p. 02-14).

2.2.4 Aceite lubricante para turbocargadores

Es posible utilizar diferentes tipos de turbocargadores para el motor. El sistema de lubricación es diferente para cada tipo de turbocargador. Para los compresores ABB se utilizan preferentemente aceites sintéticos para turbinas. El intervalo del cambio de aceite es de 500 horas de servicio para aceites minerales normales, 1.500 horas de servicio para aceites minerales especiales y 2.500 horas de servicio para aceites

sintéticos. Asegurarse de que el aceite de turbinas no se mezcle con el aceite lubricante del motor. Una pequeña cantidad puede ocasionar la formación de mucha espuma. (WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998, p. 02-15).

Tabla 4-2: Lubricantes aprobados para Turbocargadores ABB-VTR, períodos de 1500 horas.

Aceites sintéticos especiales para baja fricción: Intervalos de cambio: 1500 h (Lista 2 de ABB)				
Fabricante	Marca	Viscosidad cSt a 40°C	Viscosidad cSt a 100°C	Indice de Viscosidad VI
Shell	Corena AP 68	68	8.5	94

Fuente: WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998.

Realizado por: Xavier Moscoso

Tabla 5-2: Lubricantes aprobados para Turbocargadores ABB-VTR, cambios a 2500 horas.

Aceites sintéticos especiales para baja fricción: Intervalos de cambio: 2500 horas (Lista 3 de ABB)				
Fabricante	Marca	Viscosidad cSt a 40°C	Viscosidad cSt a 100°C	Indice de Viscosidad VI
Agip	Dicrea SX 68	71.6	10.5	134
BP	Energyn TC-S 68	68	8.5	98
Elf	Barelf SM 68	73.8	11.4	147
Mobil	Rarus SHC 1026	66.8	10.4	144
Shell	Corena AS 68	67.8	10.1	145
Texaco	Cetus PAO 68	68	10.3	138

Fuente: WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998.

Realizado por: Xavier Moscoso

2.3 Sistema de Refrigeración del motor Wärtsilä VASA 16V32 L.N.

2.3.1 Generalidades

El motor es enfriado por un circuito cerrado para el sistema de agua de enfriamiento el cual está dividido en un circuito de alta temperatura (HT según sus siglas en ingles), y un circuito de baja temperatura (LT según sus siglas en ingles). El agua es enfriada en un sistema de radiadores que están enfriándose mediante el flujo de aire proporcionado por ventiladores (12 motores para cada unidad Wärtsilä). (Figura 5-2). (WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998, p. 19-1).

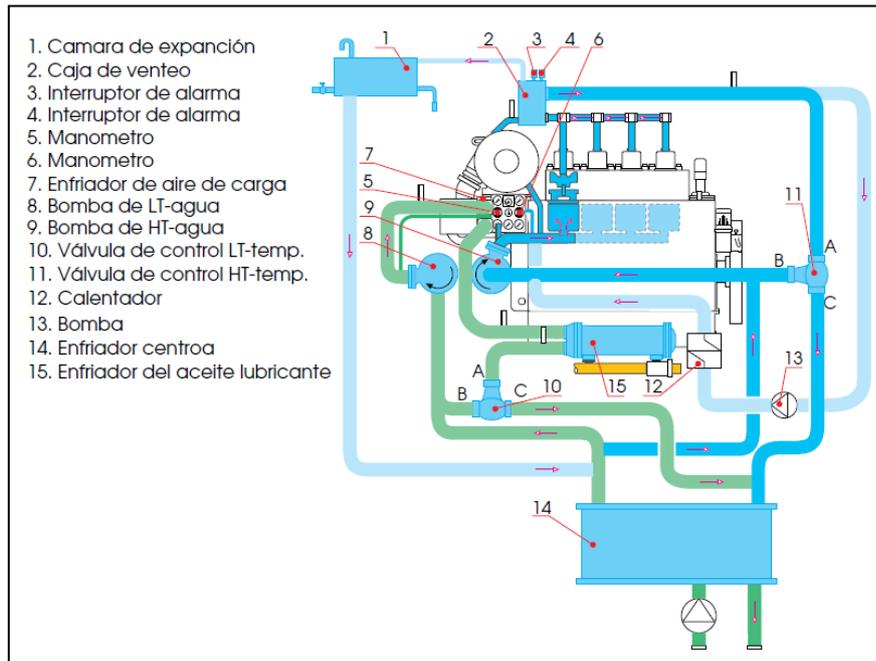


Figura 5-2: Sistema de enfriamiento del motor Wärtsilä VASA 16V32.

Fuente: WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998.

Circuito de agua de enfriamiento del motor HT (Alta Temperatura)

El circuito de HT refrigera los cilindros, culatas y los turbocargadores, una bomba centrífuga (9), accionada directamente por el motor, hace circular el agua a través del circuito de HT, desde la bomba, el agua fluye hasta el conducto de circulación, en el bloque del motor, desde los conductos de distribución, el agua circula hasta las camisas de agua exteriores de los cilindros, sigue a través de piezas de conexión hasta las culatas donde es forzada por la plataforma intermedia a circular a lo largo de la chapa de fuego, alrededor de las válvulas hasta los asientos de las válvulas de escape, refrigerando eficazmente todos estos componentes, desde la culata, el agua circula a través de una pieza de conexión hasta el tubo colector, sigue hasta la válvula termostática manteniendo la temperatura a un nivel en función de la carga.

Paralela a la circulación de agua hacia los cilindros, también el agua circula hasta los turbocargadores. (WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998, p. 19-2).

Circuito de agua de enfriamiento del motor LT (Baja Temperatura).

El circuito de LT se compone de un enfriador de aire de carga (7) y un enfriador de aceite lubricante (15), no montado en el motor, a través de la bomba (8) idéntica a la bomba de HT, bombea el agua. La temperatura del circuito es controlada por una

válvula termostática (10) que mantiene la temperatura del circuito LT a un nivel dependiente de la carga. El enfriamiento necesario se obtiene del enfriador central (14). El sistema del exterior del motor puede variar de una instalación a otra. (WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998, p. 19-2).

Control de la presión y ventilación.

Los tubos colectores procedentes del sistema de refrigeración de los cilindros y los turbocargadores son conectados a una caja (2) para la ventilación del sistema. Desde esta caja, el tubo de ventilación va a parar al tanque de expansión (1) desde el cuál, el tubo de expansión está conectado al tubo de admisión de las bombas (8 y 9).

Se requiere una presión estática de 0.7...1.5 bar antes de las bombas. Si el tanque de expansión no puede situarse a suficiente altura para proporcionar esta presión, el sistema debe ser presurizado. (WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998, p. 19-2).

Pre calentamiento.

Para el pre calentamiento se conecta un circuito externo con la bomba (13) y el calentador (12), en el circuito de HT antes del motor. Las válvulas de retención en los circuitos fuerzan al agua a circular en la dirección correcta. Antes del arranque, el circuito de HT es calentado hasta a 70...80°C por el sistema de pre calentamiento. Esto es de la máxima importancia en el arranque y en la marcha en vacío con combustible pesado. (WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998, p. 19-2).

Comprobación.

Termómetros locales:

- HT antes y después del motor.
- HT después de los turbocargadores.
- LT antes del enfriador de aire de carga.
- LT antes del enfriador de aceite lubricante.
- LT después del enfriador de aceite lubricante.

Los manómetros (5) y (6) en el panel de instrumentos indican las presiones HT y LT después de las bombas. Las presiones dependen de la velocidad y la instalación. Para

valores orientativos. La descarga de agua HT después del motor está provista de un termostato de alarma (3) y una señal de parada.

Los motores principales están provistos de presóstatos de alarma para el control de las bajas presiones de circuitos HT y LT. (WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998, p. 19-3).

2.3.2 Agua de refrigeración

Para evitar corrosión, incrustaciones u otros depósitos en sistemas de agua de circulación cerrada, el agua debe ser tratada con aditivos. Antes del tratamiento, el agua debe ser cristalina y ha de tener una dureza inferior a 10 d°H, un contenido de cloruro inferior a 80 mg/l. y un valor pH superior a 7. Además, es obligatorio utilizar aditivos del agua de refrigeración aprobados. (WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998, pp. 02-15 – 02-16).

- El agua destilada sin aditivos absorbe anhídrido carbónico del aire, lo que implica alto riesgo de corrosión.
- El agua de mar ocasionará mucha corrosión y formación de depósitos, aunque se suministre al sistema en pequeñas cantidades.
- El agua de lluvia tiene un contenido alto de oxígeno y anhídrido carbónico; gran riesgo de corrosión; inadecuada como agua de refrigeración.
- Si existe riesgo de congelación, póngase en contacto con el fabricante del motor para la utilización de aditivos anticongelantes.
- No se recomienda añadir glicol al agua de refrigeración.

Aditivos.

Utilizar productos de proveedores conocidos y fiables, con amplias redes de distribución. Seguir cuidadosamente las instrucciones del proveedor. No se recomienda el uso de aceites de emulsión, fosfatos y borato (exclusivamente).

La siguiente tabla muestra las características de algunos de los aditivos de agua de refrigeración más usuales. También se enumeran algunos productos disponibles para el tratamiento del agua.

En caso de emergencia, si no dispone de compuestos aditivos, trate el agua de refrigeración con nitrito sódico (NaNO_2) en proporción de 5kg/m³.

Para obtener un valor pH de 9, añada sosa cáustica (NaOH), si es necesario. ¡Atención! El nitrito sódico es tóxico. (WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998, p. 02-16).

Tratamiento.

Cuando se cambia el aditivo o cuando se introduce aditivo en un sistema en el que se ha utilizado agua sin tratar, es preciso limpiar (químicamente) y enjuagar todo el sistema antes de verter en el sistema agua recién tratada. Si, en contra de nuestras recomendaciones, se ha utilizado un aceite de emulsión, será preciso eliminar por completo el aceite y los depósitos grasos del sistema. El agua evaporada deberá ser compensada con agua no tratada, si se utiliza agua tratada el contenido de aditivos podría ir aumentando excesivamente. Para compensar las fugas u otras pérdidas, añadir agua tratada. Cuando haya que drenar el sistema de agua debido a trabajos de mantenimiento, preste atención a guardar el agua tratada para utilizarla de nuevo. (WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998, p. 02-16).

2.4 Sistema de gases de escape del motor Wärtsilä VASA 16V32 L.N.

2.4.1 Descripción

Los tubos de escape (Figura 6-2), son de fundición nodular de aleación especial con secciones separadas para cada cilindro, fijados con abrazaderas (1), compensadores metálicos del tipo de capas múltiples absorben la dilatación térmica.

El sistema de escape completo, va encerrado en una caja metálica con aislamiento construida de chapa fina, montada flexiblemente en la estructura del motor. Las temperaturas del gas de escape pueden ser controladas con termómetros después de cada cilindro. Pueden montarse sensores para la medición de la temperatura después de cada cilindro, así como antes y después de los turbocargadores. (WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. Vaasa Finland. 1998, p. 20-1).

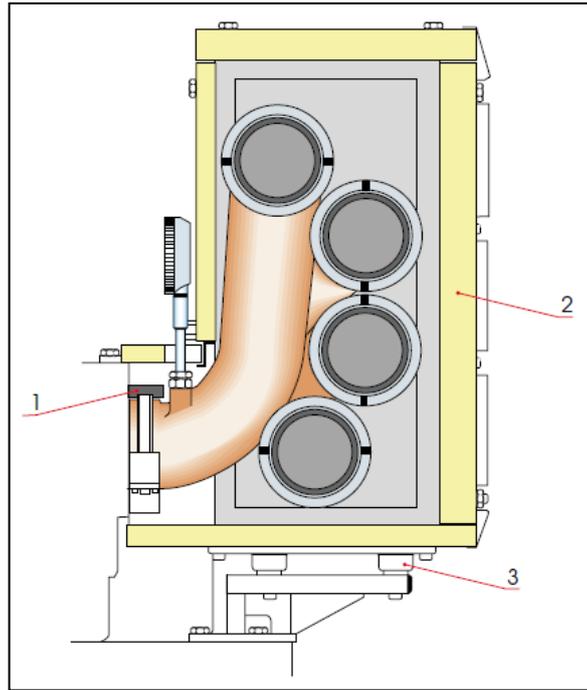


Figura 6-2: Sistema de ductos de gases de escape del motor Wärtsilä.

Fuente: WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998.

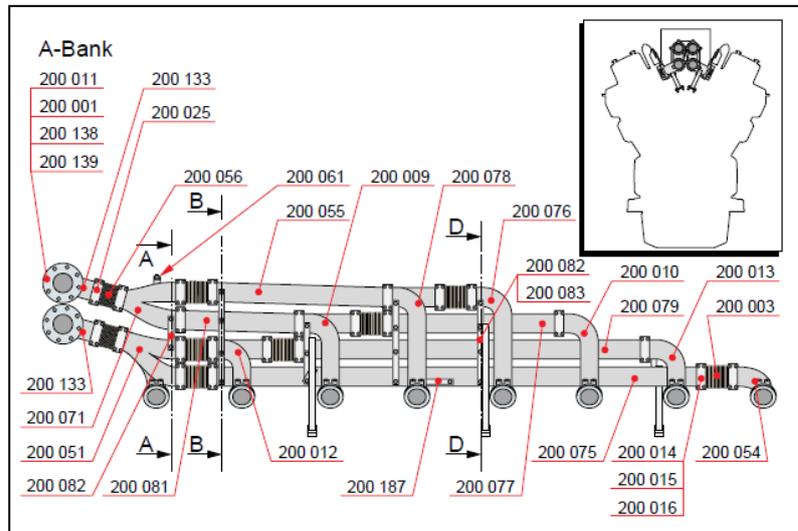


Figura 7-2: Sistema de ductos de escape del motor Wärtsilä.

Fuente: WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998.

2.5 El turbocargador VTR 354

El turbocargador utilizado en los motores Wärtsilä VASA 16V32 L.N. de Agip Oil Ecuador, son del tipo VTR 354, este tipo de turbocargador está diseñado para motores diésel de servicio pesado de dos tiempos, de baja velocidad y de cuatro tiempos, de velocidad media (alrededor de 700 kW a 18.500 kW por turbocargador).

- **El principal propósito del turbocargador es:** Aumentar la potencia salida del motor.
- **Ventaja adicional:** Reducir el consumo de combustible y emisiones.
- **El turbocargador es:** 10% del costo del motor y 75% del poder del motor.

La descripción de las siglas **VTR 354** es la siguiente:

- **V** significa "Verdichter" (palabra alemana) para "compresor"
- **T** significa "Turbine" (palabra en inglés) para "turbina"
- **R** significa "Radial" (palabra en inglés) para "radial"; (éstos tienen un compresor de flujo radial abierta).
- **350** Diámetro de la rueda compresora en mm.
- **4** Cuarta versión donde se mejora la eficiencia del turbocargador.

Desde 1940, en la fábrica Examinar Boveri, ha tenido una nueva gama de turbocargadores en fase de desarrollo, predominando el turbocargador VTR, esto tuvo un flujo radial abierta (de ahí el R) y de rotor liviano, rodamientos de rodillos externos montados de forma flexible y un sistema de auto-lubricantes. Estandarización de componentes permite la producción a gran escala, y por lo tanto los precios competitivos. La introducción de la serie VTR..0 después de la Segunda Guerra Mundial fue un hito importante en la historia turbocargadores BBC.

Con una eficiencia del compresor del 75% para una relación de presión de 2, fue sólo el comienzo de lo que estaba por venir, pero el turbocargador BBC VTR..0 marcó el comienzo de una nueva era. El diseño de la VTR con cojinetes externos es de fácil mantenibilidad y se ha demostrado su eficacia miles de veces a lo largo de sus principales campos de aplicación - en los motores de propulsión marina, especialmente a carga parcial, y en las centrales eléctricas estacionarias, en la unidades que queman crudo pesado (heavy oil) y en funcionamiento continuo.

Un mayor desarrollo de la turbocargador VTR continuó hasta bien entrada la década de 1990 la producción de las eficiencias máximas cercanas a 75% con el VTR..4E, lanzada en 1989, y relaciones de presión de más de 4 con el VTR..4P, que salió al mercado en 1991, en cada caso, el compresor jugó un papel clave en la mejora del rendimiento. Fresado de cinco ejes ahora ha permitido máquinas grandes ruedas de compresor de una sola pieza y también para optimizar su forma tridimensional.

Las tensiones en la rueda del compresor de la VTR..4P reducen las relaciones de presión de hasta 4,7 obtenido con un impulsor de aleación de aluminio; Gracias a la alta presión de impulso logrado con este turbocargador (4.5 a plena carga y 5 en caso de sobrecarga), de cuatro tiempos, motores de velocidad media podría utilizar su potencial para presiones efectivas medias más altas con un sistema de turboalimentación de una sola etapa. (ABB. *A Century of turbocharging. Turbo Magazine. Baden Switzerland: Malcolm Summers. 2008, pp. 8-15*).

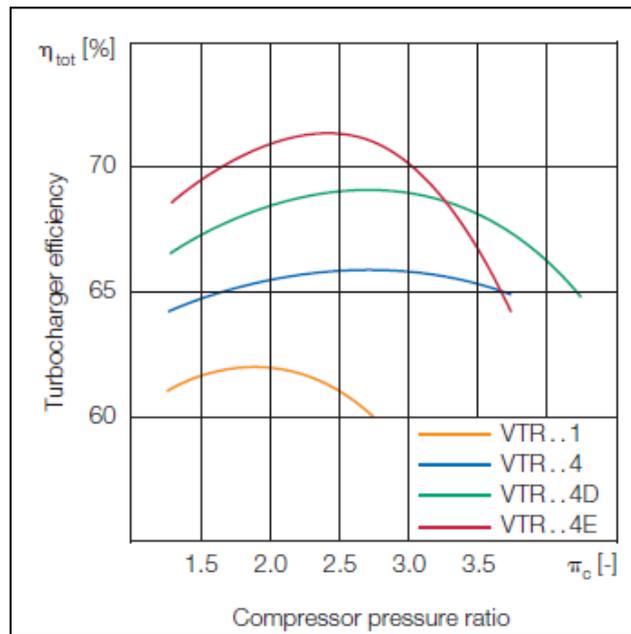


Figura 8-2: Relación de compresión y eficiencia de los turbocargadores ABB-VTR.

Fuente: ABB, A Century of Turbocharger. Turbo Magazine. 2008

2.5.1 Funcionamiento de los turbocargadores VTR

La capacidad de presión de carga alta de VTR..4 es el resultado de una intensa investigación por parte de ABB en el campo de la termodinámica y la aerodinámica. Carcasas de gas no refrigerados están disponibles como una alternativa a las cubiertas de gas enfriado por agua. El diseño bien probado y construcción extremadamente robusta del VTR..4 tienen importantes beneficios para los constructores de motores y de los usuarios finales por igual. El rotor gira sobre rodamientos de contacto montado sobre resortes (fuelles), que pueden ser fácilmente accedidos desde cualquier extremo del rotor. Cada rodamiento tiene su propio sistema de lubricación y refrigeración del aceite. (Figura 9-2).

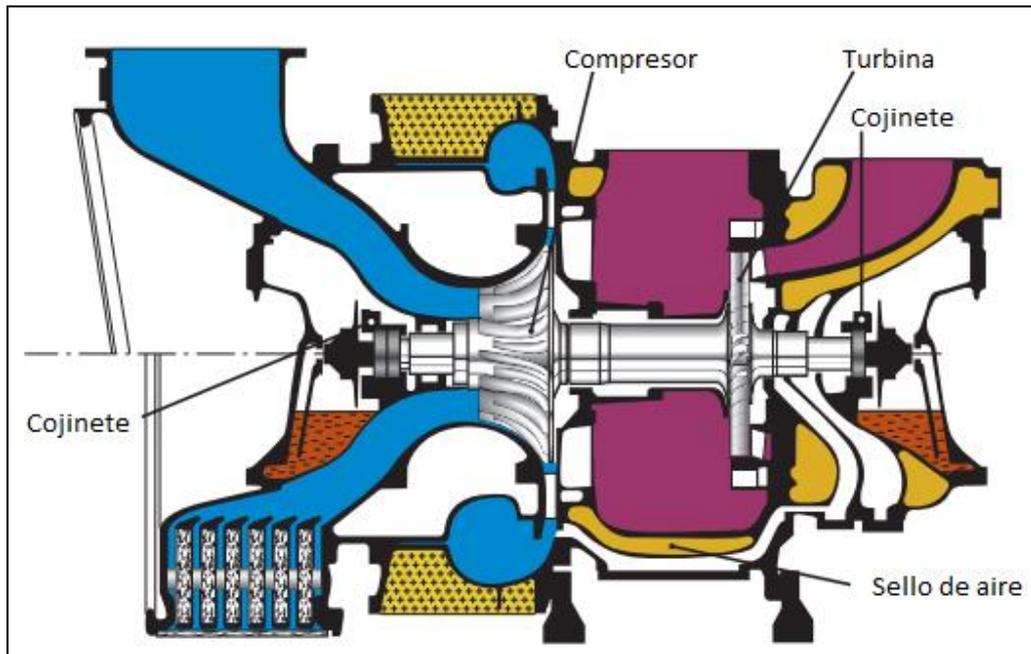


Figura 9-2: Rotor del Turbocargador VTR sobre los rodamientos.
Fuente: Turbocharging Operation Manual. 2004

Los turbocargadores tienen un régimen de trabajo con altas temperaturas y altas presiones, la capacidad de altas presiones de carga de los turbocargadores VTR..4 es el resultado de investigaciones intensivas de ABB en los campos de la termodinámica y aerodinámica.

La turbina alimentadora consiste de dos máquinas: una turbina y un compresor que van montados sobre un eje común. Los gases de escape del motor a diésel fluyen por la tapa de la entrada de gas (51000) y el aro de la tobera (56001).

La turbina (29000) utiliza la energía contenida en los gases de escape para impulsar el volante del compresor (25000), con lo cual el compresor succiona aire fresco y el aire comprimido es impulsado hacia el interior de los cilindros. Los gases de escape son conducidos hacia la atmósfera por medio de la Tapa de la salida de gas (61000) y los tubos de escape.

El aire que es necesario para la operación del motor a diésel y el cual es comprimido en la turbina alimentadora pasa a través del ramal de succión (82000) o el silenciador (81000), hacia el interior del volante del compresor (25000), luego pasa por el difusor (79000) y sale de la turbina alimentadora a través del espiral de la tapa de salida de aire (74000).

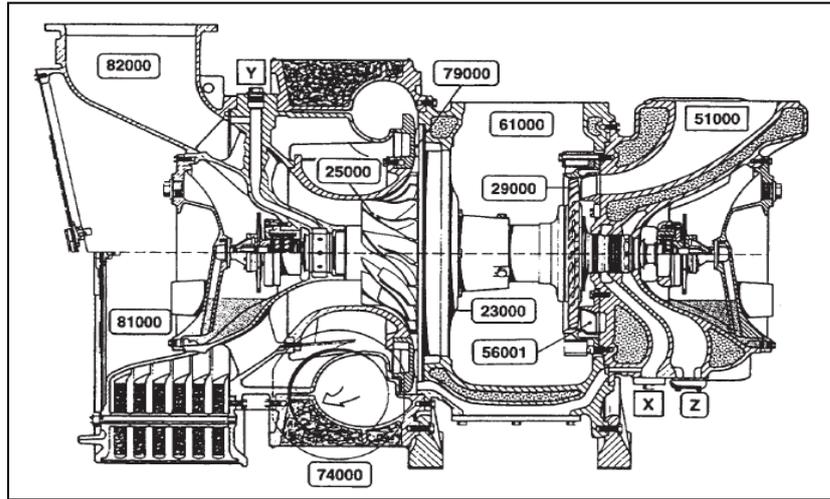


Figura 10-2: Turbocargador VTR 354.
Fuente: Turbocharging Operation Manual. 2004

La pared de división (23000) separa el aire del gas, el aire de sellamiento del compresor es conducido hacia adentro del sello laberintico del rotor de la turbina a través del canal (X), el sello impide que los gases de escape fluyan hacia el canal de compensación (Z) y hacia el alojamiento del cojinete, los canales Y (lado del compresor) y Z (lado de la turbina) proporcionan compensación de presión en los alojamientos de cojinetes y previenen la pérdida de aceite. El rotor gira en cojinetes de contacto de rodillos montados elásticamente, los cuales son de fácil acceso en uno u otro extremo, cada cojinete tiene su propio mecanismo de lubricación, las tapas de los alojamientos de los cojinetes tienen aberturas para el llenado y drenaje de aceite, una ventanilla de visualización en cada tapa del alojamiento del cojinete permite la inspección del mismo. (Figura 10-2). (ABB. Turbocharging Operation Manual. 2004, p. 5).

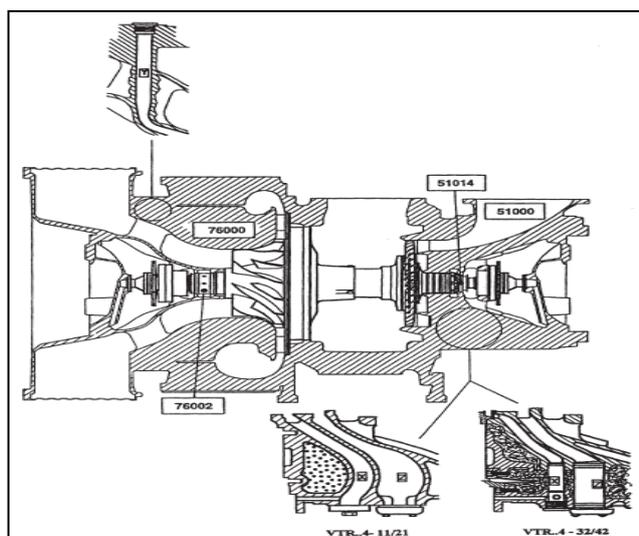


Figura 11-2: Sistema de lubricación y de aire para sellamiento del Turbocargador.
Fuente: Turbocharging Operation Manual. 2004

2.5.2 Sistema de enfriamiento del Turbocargador

Carcasas para gas y aire.

Las carcasas de entrada de gas, salida de gas y compresores están divididos verticalmente y unidas entre sí.

Las tres cajas y los soportes se pueden girar uno con respecto al otro en incrementos de 15 o 30 grados, dando la máxima libertad de diseño del motor para montar el turbocompresor en el motor. (ABB, VTR Turbochargers. 2011. <http://new.abb.com>).

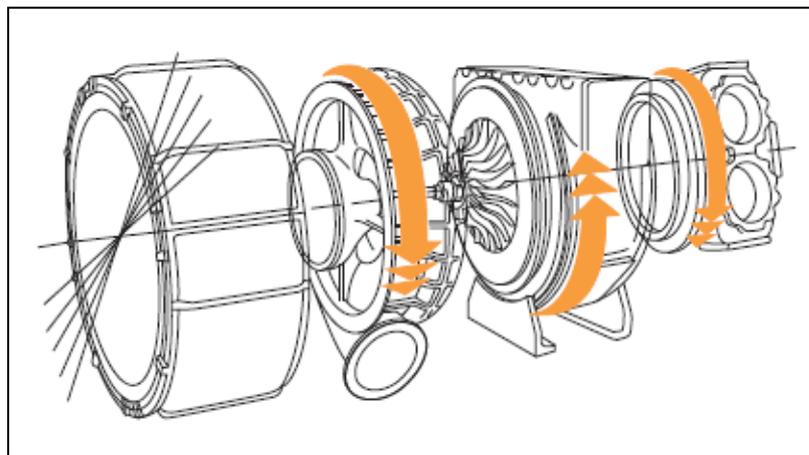


Figura 12-2: Carcasas para gas y aire

Fuente: ABB, Turbocharging VTR. 2011

Carcasa de entrada de gas.

Una amplia gama de cubiertas está disponible, con entradas de gas en diferentes números y diferentes arreglos para una mayor flexibilidad a la hora que coinciden con el turbocompresor a los diversos sistemas de carga, tipos de motor (en V o en línea), y los números de los cilindros. El espacio del rodamiento que se encuentra al final del lado de la turbina y la carcasa de los gases de salida (61000) son enfriados con agua del sistema de HT usado en el motor. (Figura 12-2). (ABB, VTR Turbochargers. 2011. <http://new.abb.com>).

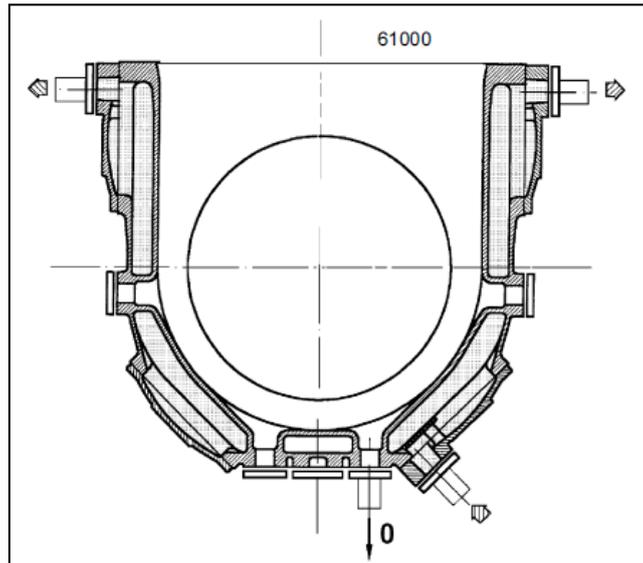


Figura 13-2: Cubierta de gases de escape del Turbocargador (Gas outlet casing).

Fuente: ABB. Turbocharging Manual. 2004

Los conductos de entrada de gas de turbocompresores VTR no refrigerados no entran en contacto con el agua de refrigeración en cualquier punto. Esto hace que la mayor cantidad posible de calor disponible para su uso posterior.

Por seguridad en el funcionamiento, la carcasa del cojinete en el extremo de la turbina se enfría con una pequeña cantidad de agua para mantener la temperatura del aceite de lubricación baja.

El enfriamiento de la chaqueta de la caja de salida de gas, asegura que la temperatura en cada punto de su superficie se mantenga dentro de los límites establecidos por las sociedades de clasificación para la prevención de incendios y protección contra el contacto accidental. (ABB, VTR Turbochargers. 2011. <http://new.abb.com>).

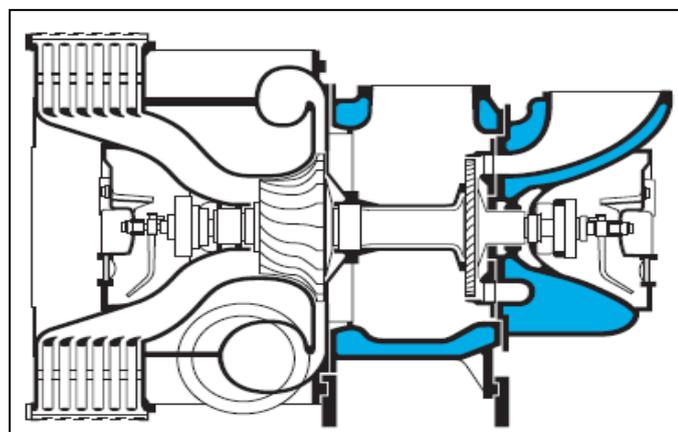


Figura 14-2: Sección transversal del turbocargador VTR enfriado con agua.

Fuente: ABB. Turbocharging VTR. 2011

2.5.3 Temperaturas de agua de enfriamiento del turbocargador

El incremento de las temperaturas del agua de enfriamiento que se muestran a continuación son valores aproximados para un volumen de flujo de agua. (ABB. Turbocharging Operation Manual. 2004, p. 9).

- Temperatura mínima de agua: 50°C
- Temperatura ideal a la salida: 80°C
- Temperatura máxima de agua. 85°C
- La máxima sobre-presión permisible de agua es: 5 bar.

Leyenda del diagrama de flujo de agua HT para enfriamiento del turbocargador VTR. (Figura 15-2). (ABB. Turbocharging Operation Manual. 2004, p. 9).

- A. Tanque de expansión. Sistema de HT
- B. Tanque de venteo
- C. Colector de aire (domo)
- D. Línea permanente de salida de aire (venteo)
- E. * Placa orificio en la línea de salida de agua de las carcasas
- F. Línea de retorno de agua de enfriamiento
- G. Línea de suministro de agua de enfriamiento
- GA. Carcasa de salida de gases
- GE. Carcasa de entrada de gases

*) Si el flujo de agua es determinado por la sección de la tubería, no es necesario una placa orificio.

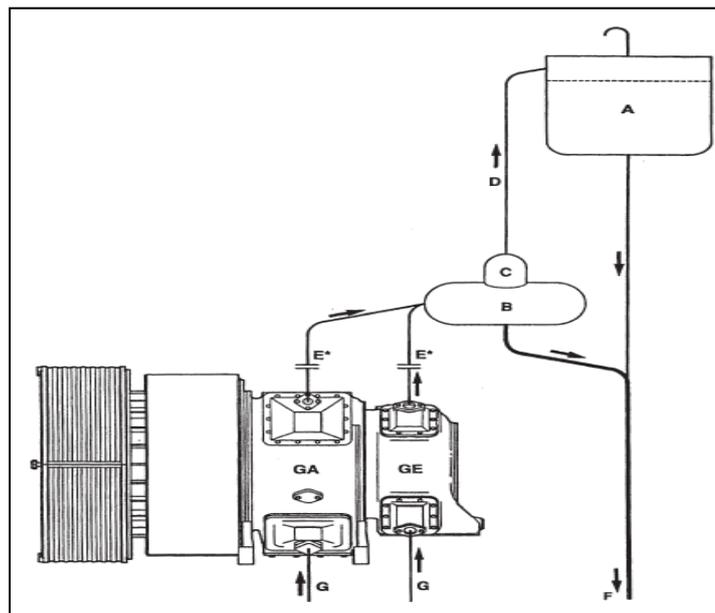


Figura 15-2: Cubierta de enfriamiento con agua del turbocargador VTR 354.

Fuente: ABB. Turbocharging Manual. 2004

2.6 Placa de identificación del Turbocargador

ABB		ABB Turbo Systems Ltd CH 5401 Baden		
Type	VTR354P11	HT837739		
n_{Mmax}	408	t_{Mmax}	650	$^{\circ}C$
n_{Bmax}	0	t_{Bmax}	0	
		1800 kg	12	50 100
Year	2010	Application according to the Operation Manual		
made in Switzerland				

Figura 16-2: Placa Indicadora de Turbocargador VTR

Fuente: ABB. Turbocharging Manual. 2004

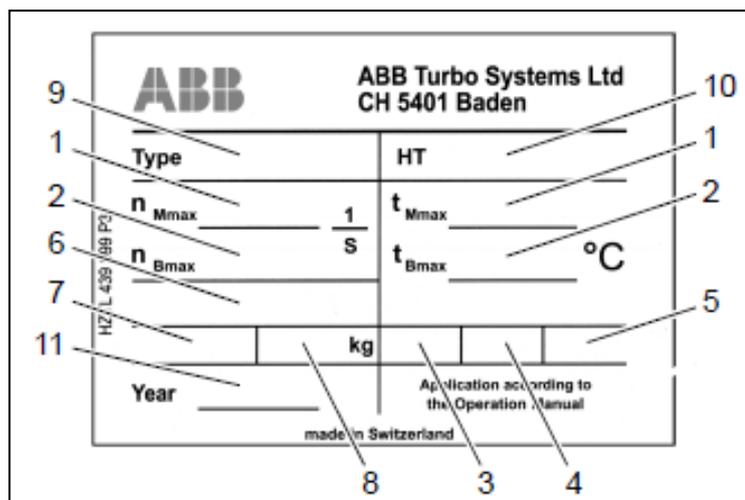


Figura 17-2: Descripción de la Placa Indicadora de Turbocargador VTR.

Fuente: ABB. Turbocharging Manual. 2004

2.6.1 Límites Operacionales del turbocargador VTR 354

1. n_{Mmax} , t_{Mmax} : Límites operacionales del turbocargador con la máquina sobrecargada (110%). Solo para pruebas de evaluación.

2. n_{Bmax} , t_{Bmax} : Límites operacionales del turbocargador en servicio.

n = Velocidad del turbocargador.

t = Temperatura de los gases de escape antes de la turbina. (ABB. Turbocharging Operation Manual. 2004, p. 10).

Intervalos de reemplazo para los componentes del turbocargador.

3. Intervalo de reemplazo para los cojinetes x 1000 horas.
4. Intervalo de reemplazo para el volante del compresor x 1000 horas; a menos que se establezca lo contrario, cada 100000 horas.
5. Intervalo de reemplazo para el eje de turbina x 1000 horas; a menos que se establezca lo contrario, cada 100000 horas. (**ABB. Turbocharging Operation Manual. 71ª** ed. Baden Switzerland: Bruggerstrasse. 2004, p. 10).

Descripciones Adicionales.

6. Número de parte del Cliente.
7. Espacio para la designación especial de diseño.
8. Peso del turbocargador en kg.
9. Tipo de turbocargador.
10. Número de serie.
11. Año de construcción del turbocargador. (**ABB. Turbocharging Operation Manual. 71ª** ed. Baden Switzerland: Bruggerstrasse. 2004, p. 10).

Las condiciones convenidas con el fabricante del motor se aplican a los valores establecidos en la placa indicadora con atención a los límites de aplicación y plazos de reemplazo; de lo contrario, las condiciones según ISO 3046/1:

- **$P_0 = 100 \text{ kPa (1 bar)}$** . Presión de aire ambiental
- **$t_0 = 25^\circ \text{ C (298 K)}$** . Temperatura de la entrada de aire
- **$t_{\text{KW}} = 25^\circ \text{ C (298 K)}$** . Temperatura de la entrada del agua de enfriamiento en el enfriador del aire de carga.

El turbocargador deberá ser usado únicamente hasta los límites de aplicación especificados en la placa indicadora; **n Bmx, t Bmax**, estos están determinados por el fabricante del motor para la aplicación específica. A menos que se acuerde con lo contrario, únicamente para pruebas de evaluación se permite los límites de aplicación **n Mmax, t Mmax**. Los períodos de reemplazo para los componentes especificados de la turbina alimentadora deben observarse sin falla. Los componentes de los turbocargadores cuyos tiempos de operación permisibles han expirado, no pueden ser usados otra vez bajo ninguna circunstancia. (**ABB. Turbocharging Operation Manual. 2004, p. 10**).

En la Figura 18-2, se indican las condiciones operativas de los turbocargadores VTR 354 de los motores Wärtsilä VASA 16V32 LN de la empresa Agip Oil Ecuador.

		ABB Turbo Systems Ltd CH 5401 Baden		
		Type VTR 354P-11	HT 430 698	
η_{Mmax} 391	1/s	t_{Mmax} 620 °C		
η_{Bmax} 371		t_{Bmax} 590		
	1800 kg	12	50	100
Year	Application according to the Operation Manual			
made in Switzerland				

Figura 18-2: Placa de identificación del Turbocargador VTR 354

Fuente: ABB. Turbocharging Manual. 2004

2.7 Limitaciones del turbocargador

- **Línea de Surging (A):** Es la limitación cuando la presión y el volumen de flujo no pueden mantenerse. (ABB, *Operación de Turbocargadores VTR y TPL. Material de estudio del curso asistido.* Quito Ecuador. 2015, p. 3).
- **Relación de presión (B):** Es la limitación a veces relacionada con el material de la rueda compresora. (ABB, *Operación de Turbocargadores VTR y TPL. Material de estudio del curso asistido.* Quito Ecuador. 2015, p. 3).
- **Velocidad del turbocargador (C):** Límite por propiedades del material. (ABB, *Operación de Turbocargadores VTR y TPL. Material de estudio del curso asistido.* Quito Ecuador. 2015, p. 3).
- **Línea de choque (D):** Es el límite cuando la velocidad del aire alcanza la velocidad del sonido. (ABB, *Operación de Turbocargadores VTR y TPL. Material de estudio del curso asistido.* Quito Ecuador. 2015, p. 3).

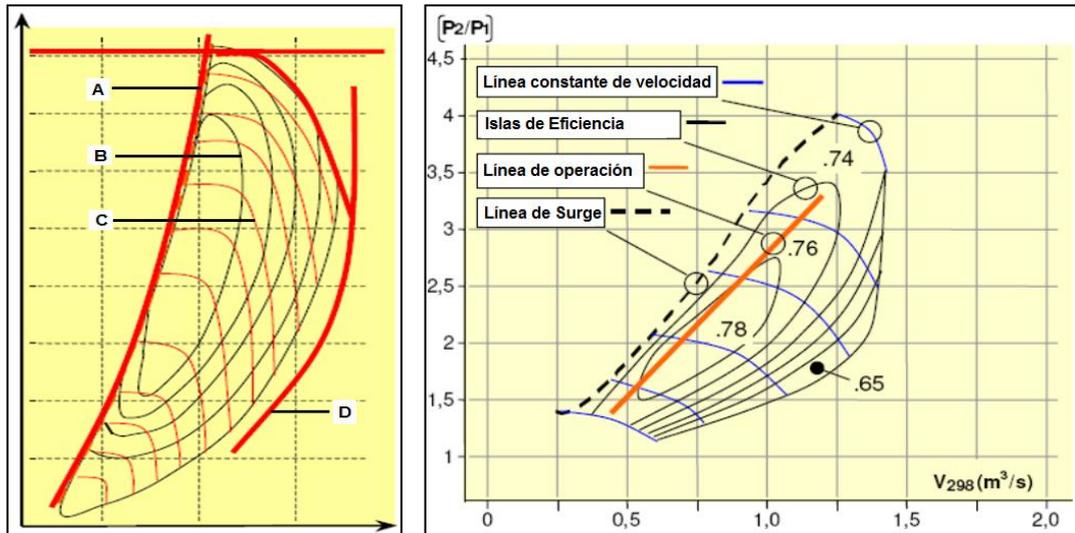


Figura 19-2: Curvas de limitación del Turbocargador VTR.
Fuente: ABB. Operación de Turbocargadores VTR y TPL. 2015

2.7.1 *Surging en el turbocargador*

El surging es usualmente causado por la restricción del flujo en el sistema de aire o gas en alguna dirección, puede ser causado por:

- Filtro silenciador de aire sucio.
- Contaminación del enfriador de aire de carga.
- Alta temperatura del agua en el enfriador de aire de carga
- Anillo de toberas (Nozzle Ring) o turbina contaminados.

El Surging puede ocurrir en motores con un solo turbocargador instalado o más, pero es más común que ocurra en este último.

Bajo condiciones normales de operación, el turbocargador sigue la línea de operación de acuerdo a los tres criterios. (Figura 20-2):

- Relación de presión
- Volumen de aire
- Velocidad del turbocargador

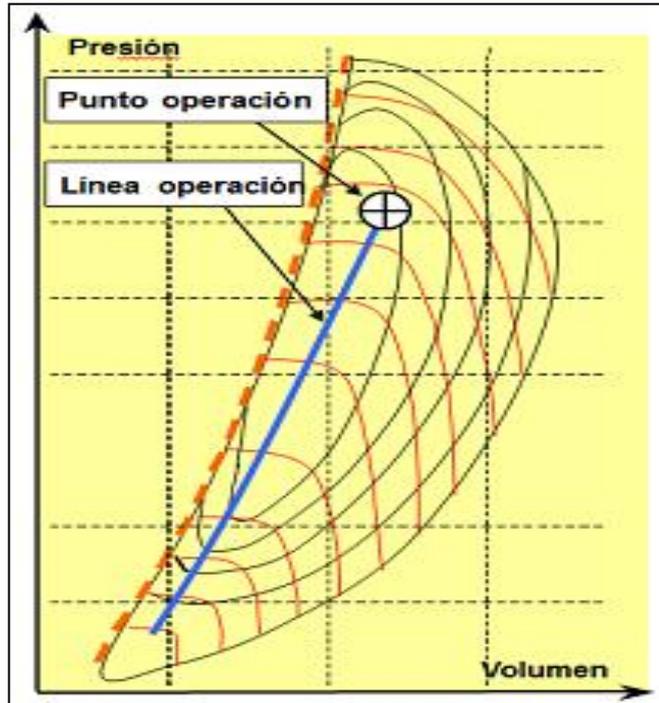


Figura 20-2: Línea de operación en condiciones normales del turbo.

Fuente: ABB. Operación de Turbocargadores VTR y TPL. 2015

El flujo de aire sigue la dirección determinada por los álabes del difusor; la difusión toma lugar, y velocidad es convertida en presión (Figura 21-2).

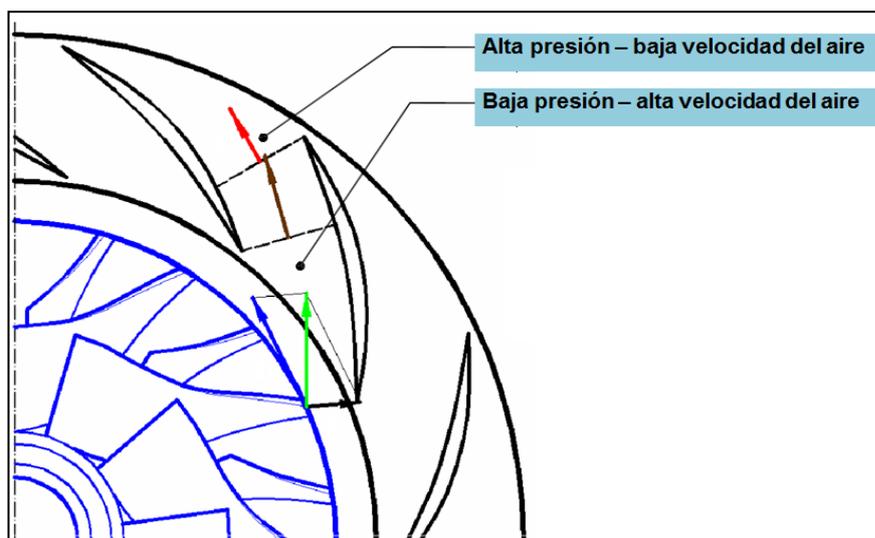


Figura 21-2: Flujo de aire en condiciones normales del Turbocargador.

Fuente: ABB. Operación de Turbocargadores VTR y TPL. 2015

Una reducción en el flujo de aire, cambia los ángulos de velocidad. La resultante turbulencia reduce el área de flujo, la difusión no toma lugar, la velocidad del aire permanece alta, es decir la velocidad no es convertida en presión. (Figura 22-2).

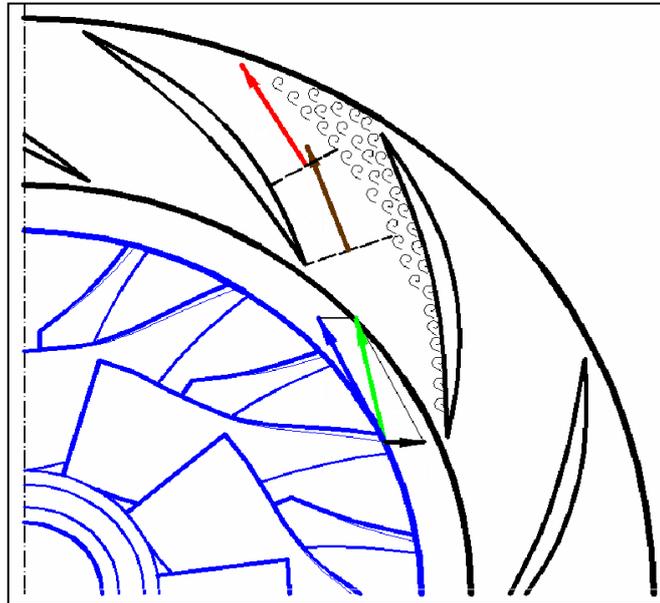


Figura 22-2: Reducción del flujo de aire en el turbocargador VTR 354.

Fuente: ABB. Operación de Turbocargadores VTR y TPL. 2015

El surging toma lugar debido a que la presión en el receptor es más alta que la presión del difusor y el aire fluye en reversa (Figura 23-2) y entraremos a la zona de surge del turbocargador (Figura 24-2).

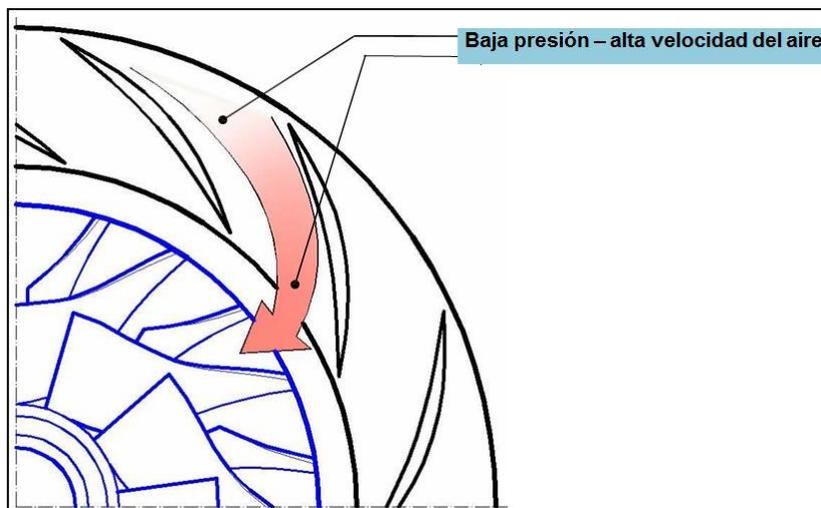


Figura 23-2: Surging en el turbocargador VTR 354

Fuente: ABB. Operación de Turbocargadores VTR y TPL. 2015

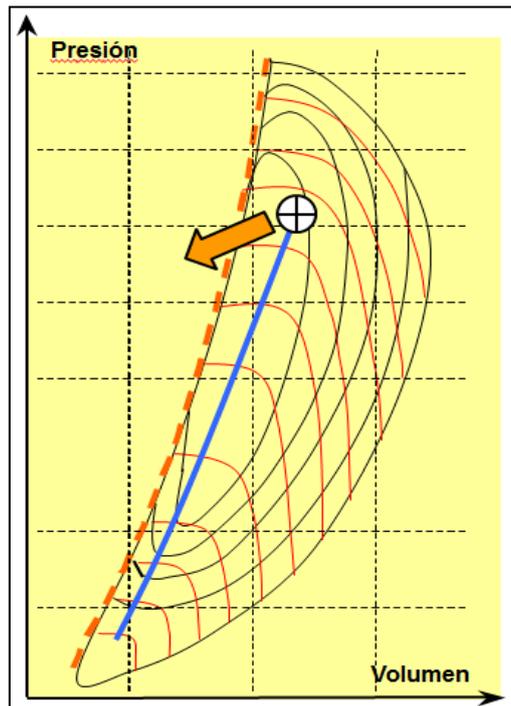


Figura 24-2: Zona de surging en el turbocargador VTR 354.

Fuente: ABB. Operación de Turbocargadores VTR y TPL. 2015

En los motores Wärtsilä VASA 16V32 LN, se tienen montados dos turbocargadores con un solo receptor de aire, por lo que son más inestable contra el surging, ya que al producirse un surging en uno de ellos inmediatamente puede desestabilizar al otro y provocar una inestabilidad completa en el motor. (Figura 25-2).

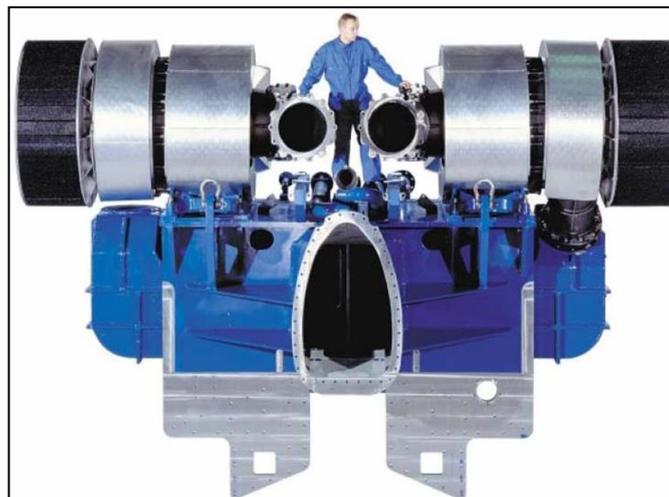


Figura 25-2: Dos turbocargadores con un solo receptor de aire.

Fuente: ABB. Operación de Turbocargadores VTR y TPL. 2015

CAPÍTULO III

3 MANTENIMIENTO CENTRADO EN CONFIABILIDAD

3.1 Definición

Mantenimiento Centrado en la Confiabilidad es un proceso utilizado para determinar que se debe hacer para asegurar que cualquier activo físico continúe haciendo lo que sus usuarios quieren que haga en su contexto operacional actual. (Moubray J. Mantenimiento Centrado en Confiabilidad RCM II. 2004, p, 7).

De acuerdo con las norma SAE J1012 El Mantenimiento Centrado en Confiabilidad (RCM) fue documentado por primera vez en un reporte escrito por F.S. Nowlan y H.F. Heap y publicado por el Departamento de Defensa de U.S. en 1978. El mismo describió los procesos innovadores y actuales, para ese entonces, usados para desarrollar programas de mantenimiento para aviones comerciales. Desde entonces, el proceso RCM ha sido ampliamente utilizado por otras industrias, y desarrollado y mejorado ampliamente. Estas mejoras se han incorporado en numerosos documentos de aplicación, publicados por una variedad de organizaciones alrededor del mundo. Muchos de estos documentos permanecen fieles a los principios básicos del RCM expuestos por Nowlan y Heap. Sin embargo, en el desarrollo de algunos de estos documentos, se han omitido o malinterpretado elementos claves del proceso RCM. Debido a la creciente popularidad de RCM, han surgido otros procesos a los cuales sus defensores les han dado el nombre de “Mantenimiento Centrado en Confiabilidad (RCM)”, pero que no están basados en absoluto en Nowlan y Heap. Mientras que la mayoría de estos procesos pueden alcanzar algunas de las metas de RCM, otros pocos son activamente contraproducentes, y algunos son, incluso, dañinos. (NORMA SAE-JA-1012. Society of Automotive Engineers Inc. Guia para el Mantenimiento Centrado en Confiabilidad (MCC). 2002, p. 1).

Como resultado, ha habido un crecimiento de la demanda internacional por una norma que imponga los criterios que cualquier proceso deba cumplir para ser llamado “RCM”. SAE JA1011 contempla esa necesidad. Sin embargo, SAE JA1011 presupone un alto grado de familiaridad con los conceptos y la terminología de RCM. (NORMA SAE-JA-1012. Society of Automotive Engineers Inc. Guia para el Mantenimiento Centrado en Confiabilidad (MCC). 2002, p. 1).

El normativo NAVAIR 00-25-403 define al Mantenimiento Centrado en Confiabilidad como un proceso del ciclo de vida estableciendo y ajustando los requerimientos del Mantenimiento Preventivo para todos los niveles del mantenimiento. El RCM garantiza que los requerimientos del Mantenimiento Preventivo se basan en las características del fallo del equipo y deje que se da cuenta de su fiabilidad inherente. Sólo tarea aplicable y efectivo se utilizan para evitar fallos. Si no existe una tarea apropiada, no se llevará a cabo ningún tipo de mantenimiento preventivo. El equipo será rediseñado para eliminar el modo de fallo, si la falla es de una consecuencia de seguridad. Como en los equipos se experimenta cambios (cambios en la misión, modificaciones, etc.), el RCM ajustará todos sus requerimientos para los mantenimientos preventivos. (NAVAIR-00-25-403. Guidelines for the Naval Aviation Reliability-Centered Maintenance Process. 1990, p, 1-1).

Para la National Aeronautics and Space Administration (NASA) el Mantenimiento Centrado en Confiabilidad (RCM) es el proceso que se utiliza para determinar el enfoque más eficaz para el mantenimiento. Implica identificar acciones que, cuando se lo tiene, reducirán la probabilidad de fallos y que son los más rentables. Se busca la combinación óptima de los comportamientos Basados en la Condición, en un período de tiempo, o en el comportamiento Basado en el Ciclo de Vida del activo, o un enfoque de Funcionamiento hasta la Falla. (NASA. Reliability Centered Maintenance Guide for Facilities and Collateral Equipment.2000, p, 1-1).

RCM es un proceso continuo que recoge los datos de desempeño de los sistemas operativos y utiliza estos datos para mejorar el diseño y el mantenimiento futuro. Estas estrategias de mantenimiento, en lugar de ser aplicada de forma independiente, se integran para aprovechar sus respectivas fortalezas con el fin de optimizar las instalaciones y la operatividad de los equipos, la eficiencia y reducir al mínimo costes del ciclo de vida. (NASA. Reliability Centered Maintenance Guide for Facilities and Collateral Equipment. 2000, p, 1-1).

Desde aproximadamente 1960 hasta finales de 1980, el mantenimiento preventivo (PM en sus siglas en inglés), fue la técnica más avanzada y utilizada por las organizaciones del mantenimiento de instalaciones progresivas. El PM se basa en dos principios - 1) existe una fuerte correlación entre la edad del equipo y la tasa de fallo, y 2) los componentes individuales y la probabilidad de fallo de los equipos, se pueden determinar estadísticamente, y por lo tanto, las piezas pueden ser reemplazadas o reconstruidas antes del fallo. El PM asume que las probabilidades de fallo pueden

determinarse estadísticamente por máquinas individuales y componentes, piezas o ajustes que pueden ser sustituidos o realizados a tiempo para evitar el fallo. (NASA. Reliability Centered Maintenance Guide for Facilities and Collateral Equipment. 2000, p, 1-2).

La filosofía del RCM emplea Mantenimiento Preventivo (PM), pruebas e inspecciones predictivas (PT & I, sus siglas en inglés), Reparación (también llamado mantenimiento reactivo) y técnicas de mantenimiento proactivas, de una manera integrada para aumentar la probabilidad de que una máquina o componente funcionarán de manera integrada sobre el ciclo de vida diseñado con un mínimo de mantenimiento. El objetivo de la filosofía es proporcionar la función indicada de la instalación, con la fiabilidad requerida y la disponibilidad al menor costo. RCM requiere que las decisiones de mantenimiento se basen en los requerimientos del mantenimiento con el apoyo del grupo técnico y una económica sólida. Como con cualquier filosofía, hay muchos caminos o procesos, que conducen a una meta final. Esto es especialmente cierto para los RCM, donde las consecuencias del fracaso pueden variar dramáticamente. (NASA. Reliability Centered Maintenance Guide for Facilities and Collateral Equipment. 2000, p, 2-7).

Un análisis riguroso del RCM, ha sido ampliamente utilizado por los aviones, en el espacio, defensa y las industrias nucleares, donde las fallas funcionales tienen el potencial de dar lugar a grandes pérdidas de vidas, implicaciones de seguridad nacional y / o impacto ambiental extrema. Un riguroso análisis RCM se basa en los detalles de Modos de Falla y Análisis de Efectos (FMEA, sus siglas en inglés) e incluye las probabilidades de fracaso y los cálculos de confiabilidad del sistema. El análisis se utiliza para determinar las tareas apropiadas para el mantenimiento para direccionar abordar cada uno de los modos de fallo identificados y sus consecuencias. (NASA. Reliability Centered Maintenance Guide for Facilities and Collateral Equipment. 2000, p, 2-7).

Si bien este proceso es apropiado para estas industrias, no es necesariamente el más práctico o mejor enfoque a utilizar para el mantenimiento de los sistemas de instalaciones. Para estos sistemas un aerodinámico o intuitivo proceso de análisis RCM puede ser más apropiado. Esto es debido al alto costo de análisis del enfoque riguroso, el bajo impacto relativo de fracaso de la mayoría de los sistemas de las instalaciones, el tipo de sistemas y componentes mantienen, la cantidad de sistemas redundantes en su lugar. Los enfoques racionalizados utilizan los mismos principios que el riguroso, pero reconoce que no todos los modos de fallo se analizarán. (NASA. Reliability Centered Maintenance Guide for Facilities and Collateral Equipment. 2000, p, 2-7).

Así mismo para la NASA, los principios fundamentales del RCM son:

- a) **RCM es una Función Orientada.** Se busca preservar la función del sistema o equipo, no sólo operatividad por el amor de operatividad. La redundancia de la función, a través de varios equipos, mejora la fiabilidad funcional, pero aumenta el coste del ciclo de vida en términos de los costos de adquisición y de operación. (NASA. Reliability Centered Maintenance Guide for Facilities and Collateral Equipment. 2000, p, 2-9).
- b) **RCM es un Sistema Enfocado.** Está más preocupado por el mantenimiento de la función del sistema que de la función individual del componente. (NASA. Reliability Centered Maintenance Guide for Facilities and Collateral Equipment. 2000, p, 2-9).
- c) **RCM está Centrado en Confiabilidad.** Trata las estadísticas de fallo de manera actuarial. La relación entre la edad operativa y los fallos experimentados es importante. RCM no es demasiado preocupado con tasas de fallo simples; este busca conocer la probabilidad condicional del fallo a edades específicas (la probabilidad de que falle, ocurra en la edad operativa dada). (NASA. Reliability Centered Maintenance Guide for Facilities and Collateral Equipment. 2000, p, 2-9).
- d) **RCM Reconoce las Limitaciones de Diseño.** El objetivo es mantener la fiabilidad inherente del diseño del equipo, reconociendo que cambios en la confiabilidad inherente es más bien competencia de diseño que del mantenimiento. El mantenimiento puede, en mejor, únicamente alcanzar y mantener el nivel de fiabilidad para el equipo, que es prevista en el diseño, sin embargo, RCM reconoce que la retroalimentación del mantenimiento puede mejorar en el diseño original; además, RCM reconoce que a menudo existe una diferencia entre la vida de diseño percibida y la intrínseca o vida real de diseño, y estas direccionadas a través del proceso de la Edad de Exploración (AE, sus siglas en inglés). (NASA. Reliability Centered Maintenance Guide for Facilities and Collateral Equipment. 2000, p, 2-9).
- e) **RCM es impulsado por la Seguridad y la Economía.** La seguridad deberá garantizarse a cualquier precio; a partir de entonces, la rentabilidad se convierte en el criterio. (NASA. Reliability Centered Maintenance Guide for Facilities and Collateral Equipment. 2000, p, 2-9).

- f) **RCM Define el Fallo como Cualquier Condición Insatisfactoria.** Por lo tanto, el fallo puede ser o bien una pérdida de la función (cese de operaciones) o una pérdida de calidad aceptable (operación continua). (NASA. Reliability Centered Maintenance Guide for Facilities and Collateral Equipment. 2000, p, 2-9).
- g) **RCM utiliza un árbol de lógica para Tareas Descritas del Mantenimiento.** Proporciona un enfoque coherente para el mantenimiento de todo tipo de equipos. (NASA. Reliability Centered Maintenance Guide for Facilities and Collateral Equipment. 2000, p, 2-9).
- h) **Tareas del RCM deben ser aplicables.** Las tareas deben abordar el modo de fallo y considerar las características del modo de fallo. (NASA. Reliability Centered Maintenance Guide for Facilities and Collateral Equipment. 2000, p, 2-9).
- i) **Tareas del RCM deben ser más efectivas.** Las tareas deben reducir la probabilidad de fallo y ser rentable. (NASA. Reliability Centered Maintenance Guide for Facilities and Collateral Equipment. 2000, p, 2-9).
- j) **RCM Reconoce Tres Tipos de Tareas de mantenimiento.** Estas tareas son dirigidas a tiempo por el (PM), dirigidas por la condición (PdM, siglas en inglés del mantenimiento predictivo), y encontrando el fallo (uno de varios aspectos de Mantenimiento Proactivo). Las tareas dirigidas a tiempo están programadas apropiadamente. Tareas dirigidas por condición se llevan a cabo cuando las condiciones indican que se necesitan. Las tareas de búsqueda detectan funciones ocultas que tiene el fallo sin haber dado evidencia de un fallo pendiente. Funcionar hasta el fallo es una decisión consciente y es aceptada para algunos equipos. (NASA. Reliability Centered Maintenance Guide for Facilities and Collateral Equipment. 2000, p, 2-10).
- k) **RCM es un Sistema Vivo.** Recoge datos de los resultados obtenidos y se alimenta de estos datos nuevamente para mejorar el diseño y el mantenimiento futuro. Esta retroalimentación es una parte importante del elemento Mantenimiento Proactivo del programa de RCM. (NASA. Reliability Centered Maintenance Guide for Facilities and Collateral Equipment. 2000, p, 2-11).

La NORMA MIL-STD-2173 (AS) define al Mantenimiento Centrado en Confiabilidad (RCM) como la base para establecer o sustentar un mantenimiento preventivo programado para todos los equipos (del departamento de defensa). El programa RCM se compone de tres elementos principales: 1) las directrices de diseño de equipos, 2) desarrollo de programas de mantenimiento preventivo, y 3) de revisión continua y actualización de los requisitos de mantenimiento preventivo. Para las nuevas contrataciones, guías de diseño del RCM se proporcionarán a los diseñadores de equipos durante el concepto de exploración. Perfeccionamiento del programa RCM continuará en paralelo con el desarrollo de equipos, haciendo ajustes como datos operativos y experiencias que se acumulan. La metodología RCM se aplicará en el equipo en servicio tan pronto como sea posible. RCM se aplicará a las modificaciones en el servicio de los equipos. La complejidad del equipo, las cantidades de inventario, horarios eliminación gradual y el coste de establecer y mantener un programa de RCM son factores que deben tenerse en cuenta para justificar una aplicación limitada o renuncia. (NORMA MIL-STD-2173(AS). Reliability-Centered Maintenance Requirements for Naval Aircraft, Weapon Systems and Support Equipment. 1998, p. 1).

3.2 Proceso de análisis de RCM

El mismo proceso lógico RCM se utiliza para determinar los requisitos de mantenimiento preventivo, tanto para nueva una adquisición programas en servicio. Análisis RCM requiere lo siguiente:

- a. desarrollar elementos significativos.
- b. la determinación de los modos de fallo y análisis de efectos.
- c. evaluar consecuencias de las fallas
- d. evaluación de las tareas de mantenimiento propuestos.

Para la determinación de los elementos significativos, el RCM proporciona los medios para la selección de los temas más importantes para el análisis. Al aplicar RCM a los diferentes tipos de equipos, es necesario identificar dos elementos, equipos funcionalmente significativos y equipos estructuralmente significativos. Diagramas lógicos de decisión separada se siguen para el análisis de RCM en función de si un artículo es funcional o estructuralmente significativo.

Luego de revisar las definiciones establecidas por las Normas correspondientes, se proyecta realizar un estudio del RCM a los turbocargadores VTR 354 de los motores

Wärtsilä VASA 16V32 L.N, de la empresa Agip Oil Ecuador, para de esta manera determinar detalladamente los manejos individuales de los modos de fallas y sus consecuencias.

Para empezar a realizar un análisis de RCM de nuestro equipo se plantean las siete preguntas básicas que son:

1. Cuáles son las funciones y los estándares de rendimiento del activo en su contexto operacional actual?. (*Identificar funciones y contexto operacional*)
2. En qué formas falla el activo, dejando de cumplir sus funciones? (Fallo Funcional)
- 3.Cuál es la causa de cada fallo funcional? (Modos de Fallo)
4. Qué pasa cuando ocurre cada fallo? (Efectos de Fallo)
5. Qué importancia tiene cada fallo? (Consecuencias del Fallo)
6. Qué puede hacerse para predecir o prevenir cada fallo? (Tareas preventivas; sustituir o restauración programada)
7. Qué debe hacerse si no puede encontrarse una tarea proactiva adecuada? (Modificación; trabajar hasta el fallo; tareas de búsqueda de fallo).

Función: Lo que el dueño o usuario desea que realice un activo físico o sistema. (**NORMA SAE-JA-1012.** *Society of Automotive Engineers Inc. Guia para el Mantenimiento Centrado en Confiabilidad (MCC).* 400 Commonwealth Drive USA, Warrendale, 2002, p. 6).

Funciones Primarias: Las funciones que constituyen las razones principales por las que el activo físico o sistema es adquirido por su dueño o usuario. (**NORMA SAE-JA-1012.** *Society of Automotive Engineers Inc. Guia para el Mantenimiento Centrado en Confiabilidad (MCC).* 400 Commonwealth Drive USA, Warrendale, 2002, p. 6).

Funciones Secundarias: La funciones que un activo físico o sistema tiene que cumplir a parte de su(s) función(es) primaria(s), así como aquellas que necesitan cumplir con los requerimientos reguladores o a las cuales conciernen los problemas de protección, control, contención, confort, apariencia, eficiencia de energía e integridad estructural. (NORMA SAE-JA-1012. *Society of Automotive Engineers Inc. Guia para el Mantenimiento Centrado en Confiabilidad (MCC).* 2002, p. 6).

Fallo Funcional: Estado en el que un activo físico o sistema no se encuentra disponible para ejercer una función específica a un nivel de desempeño deseado. (NORMA SAE-JA-1012. *Society of Automotive Engineers Inc. Guia para el Mantenimiento Centrado en Confiabilidad (MCC).* 2002, p. 6).

Modos de Fallo: Evento único, que causa una falla funcional. (NORMA SAE-JA-1012. Society of Automotive Engineers Inc. Guia para el Mantenimiento Centrado en Confiabilidad (MCC). 2002, p. 6).

Efectos de Fallo: Lo que pasa cuando ocurre un modo de falla. (NORMA SAE-JA-1012. Society of Automotive Engineers Inc. Guia para el Mantenimiento Centrado en Confiabilidad (MCC). 2002, p. 6).

Consecuencias del Fallo: Los efectos que puede provocar un modo de falla o una falla múltiple (evidencia de falla, impacto en la seguridad, en el ambiente, en la capacidad operacional, en los costos de reparación directos o indirectos). (NORMA SAE-JA-1012. Society of Automotive Engineers Inc. Guia para el Mantenimiento Centrado en Confiabilidad (MCC). 2002, p. 5).

3.3 Contexto Operacional

La energía generada por los motores Wärtsilä VASA 16V32 LN es requerida para el funcionamiento de los equipos eléctricos bajo tierra y de superficie para la Producción de petróleo de la Empresa Agip Oil Ecuador. La confiabilidad operativa de los motores Wärtsilä es fundamental (sobre el 96%), para la producción petrolera de la Empresa ya que por falla de del mismo, se podría tener pérdidas económicas muy importantes diariamente que podrían bordear los \$350.000,00 dólares americanos. La Planta de Generación de energía eléctrica se encuentra operando durante las 24 horas al día los 365 días al año; el personal Técnico Operativo labora las 24 horas al día en turnos de 12 horas cada uno.

Con respecto a los turbocargadores que se principal función es repotenciar al motor Wärtsilä el 75% de su potencia, no se tiene componentes redundantes para los turbos pero se mantiene un motor Wärtsilä en “espera” para cuando se lo requiera ponerlo en servicio. Los riesgos asociados del sistema son el ruido que produce el funcionamiento de los turbocargadores que se encuentra en aproximadamente 114 dB; quemaduras por la temperatura de gases de entrada (>400°C) y salida (>380°C) del turbocargador, por el sistema de agua de enfriamiento (HT) que se encuentra sobre los 90°C; otro riesgo asociado es un incendio que se puede producir durante la operación del turbo por los componentes calientes y vapores inflamables en el entorno; además la emisión de vapores por el escape del turbo que representa un riesgo para el ambiente.

Los repuestos de uso frecuente se mantienen en la bodega principal los cuales se contabilizan su stock con los máximos y mínimos establecidos.

Los datos operativos, son registrados a diario, con un intervalo de tiempo de cada 4 horas, para realizar un seguimiento constante del correcto funcionamiento de los equipos.

Los programas y programaciones de mantenimientos se realizan por medio del programa MAXIMO, de acuerdo al fabricante y nuestro contexto operativo.

Desde al año 2011 se ha estableciendo como programa de apoyo al Software MAXIMO el cual nos ha permitido establecer una base de datos efectiva sobre los diferentes equipos utilizados en la Empresa, se ha podido establecer y planificar todas las actividades con los Mantenimientos Programado Preventivos, Mantenimientos Predictivos, y la información requerida para cuando se ha realizado alguna actividad correctiva en los diferentes equipos, los cuales han sido identificados por sistema o función con su nominación o nomenclatura respectiva.

En este programa se ejecutan paso a paso los planes de actividades (JOB PLANS) requeridos para los equipos que serán intervenidos, son actividades que se deberán realizar de acuerdo a lo indicado por el fabricante y en algunos casos modificados por nuestro contexto operacional.

En el programa se establecen los tiempos requeridos de trabajo, el tiempo que ha permanecido el equipo fuera de servicio para un mantenimiento preventivo o cuando el trabajo desarrollado es un mantenimiento correctivo; además nos indicará la cantidad de personal técnico que realizó cada actividad durante el tiempo de la intervención del equipo, los repuestos que han sido utilizados con sus respectivos costos.

El programa MAXIMO nos ha permitido establecer prioridades en cuanto a los repuestos, es decir hoy tenemos repuestos en stock en cantidades mínimas y máximas, dependiendo del uso que se ha venido dando durante los últimos años. Con este software se ha podido establecer de mejor manera la mantenibilidad de los equipos con una gestión de repuestos muy fortalecida y evitar de esta manera muchas pérdidas de producción y directamente pérdidas económicas para la Empresa.

Todos los Técnicos de la Empresa Agip Oil Ecuador, tienen la obligación de llenar todos los datos requeridos por el MAXIMO después de terminar la tarea realizada en

los equipos, ya que el mismo nos permitirá establecer, en tiempos determinados, los trabajos ejecutados en cada uno de los equipos que fueron intervenidos.

Los motores se encuentran en un régimen operativo sobre el 80%, de su potencia nominal (5.336 kW), en condiciones de temperatura ambiente promedio de 25°C y una altitud de 1028 m.s.n.m.

La temperatura de combustible a la entrada a los motores es de 87 °C y la viscosidad de 22 cSt., la cuales se encuentran dentro de los parámetros operativos requeridos por el fabricante.

Los valores operacionales de los motores se muestran en las siguientes tablas:

Tabla 1-3: Datos operativos y eficiencia de lavado de los turbocargadores motor Wärtsilä "A".

Datos durante operación y eficiencia de lavado de los turbocargadores VTR 354						
UNIDAD "A"	Turbocargador "A"		Turbocargador "B"		Potencia Activa (kW)	
	Antes	Después	Antes	Después	Antes	Después
Temperatura de gases de escape °C	588	611	605	635	3791	3799
Velocidad de turbocargadores r.p.m.	19230	19077	19197	19191		
Temperatura de agua HT °C antes/después de TC	83/92	83/92	83/90	83/90		

Fuente: Datos operativos de la Planta de Generación. Agip Oil Ecuador.

Realizado por: Xavier Moscoso.2015

Tabla 2-3: Datos operativos y eficiencia de lavado de los turbocargadores motor Wärtsilä "B".

Datos durante operación y eficiencia de lavado de los turbocargadores VTR 354						
UNIDAD "B"	Turbocargador "A"		Turbocargador "B"		Potencia Activa (kW)	
	Antes	Después	Antes	Después	Antes	Después
Temperatura de gases de escape °C	636	672	633	669	3587	3529
Velocidad de turbocargadores r.p.m.	18555	18402	18363	18249		
Temperatura de agua HT °C antes/después de TC	82/90	82/90	82/92	82/92		

Fuente: Datos operativos de la Planta de Generación. Agip Oil Ecuador.

Realizado por: Xavier Moscoso.2015

Tabla 3-3: Datos operativos y eficiencia de lavado de los turbocargadores motor Wärtsilä "C".

Datos durante operación y eficiencia de lavado de los turbocargadores VTR 354						
UNIDAD "C"	Turbocargador "A"		Turbocargador "B"		Potencia Activa (kW)	
	Antes	Después	Antes	Después	Antes	Después
Temperatura de gases de escape °C	647	647	656	658	3847	3883
Velocidad de turbocargadores r.p.m.	18720	18651	18720	18780		
Temperatura de agua HT °C antes/después de TC	80/84	80/84	80/85	80/85		

Fuente: Datos operativos de la Planta de Generación. Agip Oil Ecuador.

Realizado por: Xavier Moscoso.2015

Tabla 4-3: Datos operativos y eficiencia de lavado de los turbocargadores motor Wärtsilä "D".

Datos durante operación y eficiencia de lavado de los turbocargadores VTR 354						
UNIDAD "D"	Turbocargador "A"		Turbocargador "B"		Potencia Activa (kW)	
	Antes	Después	Antes	Después	Antes	Después
Temperatura de gases de escape °C	669	699	679	704	3664	3524
Velocidad de turbocargadores r.p.m.	18042	17847	18036	17835		
Temperatura de agua HT °C antes/después de TC	82/92	82/92	82/95	82/95		

Fuente: Datos operativos de la Planta de Generación. Agip Oil Ecuador.

Realizado por: Xavier Moscoso.2015

Tabla 5-3: Datos operativos y eficiencia de lavado de los turbocargadores motor Wärtsilä "E".

Datos durante operación y eficiencia de lavado de los turbocargadores VTR 354						
UNIDAD "E"	Turbocargador "A"		Turbocargador "B"		Potencia Activa (kW)	
	Antes	Después	Antes	Después	Antes	Después
Temperatura de gases de escape °C	667	684	661	678	3925	3994
Velocidad de turbocargadores r.p.m.	19149	19215	18993	19056		
Temperatura de agua HT °C antes/después de TC	84/92	84/92	82/91	82/91		

Fuente: Datos operativos de la Planta de Generación. Agip Oil Ecuador.

Realizado por: Xavier Moscoso.2015

3.4 Mantenimiento de los turbocargadores

3.4.1 Durante la operación normal

Limpieza de la Turbina.

La incineración de residuos de combustibles en motores a diésel causa contaminación de los alabes de la turbina y los anillos de toberas de los turbocargadores ABB y

también puede bloquear las rejillas de protección adaptadas al motor, esto puede resultar en disminución de la eficiencia de la turbina, menor rendimiento del motor, aumento de las temperaturas de los gases de escape y en motores de cuatro tiempos promover esfuerzos más altos y presiones de disparo (apagado). (ABB. Turbocharging Operation Manual. 2004, p. 28).

La experiencia en la operación ha mostrado que la contaminación de lado turbina puede reducirse por medio de una limpieza regular en servicio. (Figura 1-3). Luego de varios análisis y lavados de los turbocargadores se puede determinar que el período entre lavados es de cada 100 horas de operación, debido a que las características de nuestro combustible y las inspecciones que se han realizado, se ha podido observar que existe bastante acumulación de carbón en el anillo de toberas y en los álabes de la turbina, por lo que bajo el contexto operacional, se ha tenido que disminuir la frecuencia de lavado, que según el fabricante se los debería realizar cada 250 horas de operación.

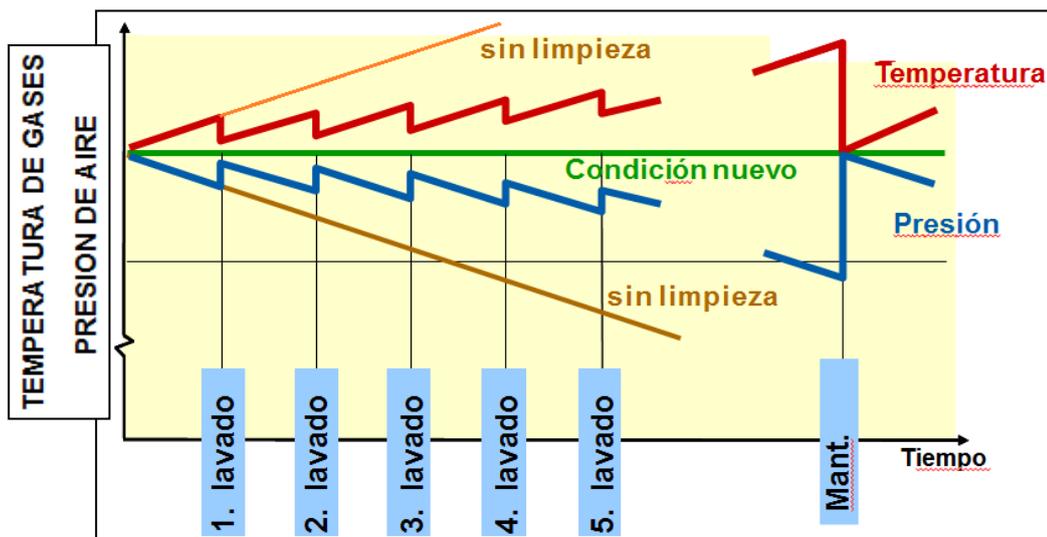


Figura 1-3: Beneficios de la limpieza de los turbocargadores

Fuente: ABB. Operación de Turbocargadores VTR y TPL. 2015

Si se lleva a cabo correctamente este procedimiento pueden alargarse los períodos entre reparaciones y prolongar el tiempo para que el turbocargador permanezca en servicio sin necesidad de desmontarlo.

En casos donde se usa los turbocargadores de forma secuencial, particularmente después de períodos de operación de carga baja, se debe tomar cuidado en limpiar regularmente ambas turbinas alimentadoras.

Hay dos métodos de limpieza disponibles; limpieza húmeda (lavado con agua) y limpieza en seco (inyección de partículas sólidas). Cualquiera de los dos métodos tiene que ser adoptado, dependerá principalmente ante todo de la carga del motor y la temperatura de escape antes de la turbina.

Las turbinas alimentadoras que están contaminadas a un alto grado no pueden ser limpiadas de este modo, en este caso el rotor tiene que ser desmontado y limpiado por personal calificado. Esta operación de limpieza no sustituye el trabajo de mantenimiento usual, para el cual el turbocargador debe ser completamente desmontado.

Limpieza húmeda

La turbina alimentadora puede ser limpiada durante la operación mediante pulverización de agua. La limpieza húmeda debe ser realizada cada 48-500 horas de operación. El intervalo entre limpiezas dependerá de la magnitud de la contaminación y el incremento en la temperatura de los gases de escape después de la turbina. La limpieza debe repetirse cuando la temperatura del gas después de la turbina se incrementa a **20°C** sobre la temperatura promedio a máxima potencia. (ABB. Turbocharging Operation Manual. 2004, p. 28).

Para lavado húmedo se recomienda únicamente agua dulce sin aditivos ni disolventes. La temperatura máxima de los gases de escape antes de la turbina no debe exceder los **430°C** antes de la limpieza para prevenir el esfuerzo de las piezas de la turbina por choque térmico. Si la temperatura de los gases de escape antes de la turbina no puede ser medida, la temperatura media de los gases de escape después del cilindro no debe exceder los **350°C** antes de la limpieza. Durante la limpieza, la temperatura de la entrada de la turbina puede incrementarse hasta **500°C** (o la temperatura promedio de los gases de escape después de los cilindros pueden incrementarse hasta **420°C**). (ABB. Turbocharging Operation Manual. 2004, p. 29).

- La presión del aire de carga no debe ser menor de 0.3 bar antes de empezar la limpieza, durante la limpieza, es permisible una caída en la presión de hasta 0.2 bar, esto asegura que el sello laberíntico en el extremo de la turbina reciba suficiente aire de sellamiento. (ABB. Turbocharging Operation Manual. 71ª ed. Baden Switzerland: Bruggerstrasse. 2004, p. 29).

- La turbina esta frenada durante el proceso de limpieza y la velocidad del turbocargador disminuye en aproximadamente 10%. La máquina recibe menos aire y la temperatura después del cilindro disminuye; siempre y cuando, la máxima temperatura permisible de los gases de escape especificado por el fabricante, no deberá ser excedida bajo ninguna circunstancia. (ABB. *Turbocharging Operation Manual*. 71ª ed. Baden Switzerland: Bruggerstrasse. 2004, p. 29).
- Si varios turbocargadores están en una máquina suministrando al mismo receptor de aire, es recomendado limpiar los turbocargadores al mismo tiempo para evitar bombeo de los turbocargadores. (ABB. *Turbocharging Operation Manual*. 71ª ed. Baden Switzerland: Bruggerstrasse. 2004, p. 29).
- Si todos los turbocargadores son limpiados simultáneamente, la máxima potencia de salida estará limitada por la temperatura de gases de escape después del cilindro. La máxima temperatura permisible después de los cilindros no deberá ser excedida de las especificaciones del fabricante. (ABB. *Turbocharging Operation Manual*. 71ª ed. Baden Switzerland: Bruggerstrasse. 2004, p. 29).

Alojamientos con algunas entradas de gas, son provistas con una válvula de entrada (Figura 2-3), (1) por cada tubo de escape. El turbocargador VTR354 está provisto con dos válvulas en la misma línea en caso de que este tenga solo una entrada de gas, las válvulas son conectadas con acoples rápidos. (2). La limpieza con agua de la turbina deberá realizarse tal como se describe en el procedimiento de limpieza; el caudal de agua se controla a través de la válvula de regulación de flujo (5), que se encuentra en el caudalímetro (4), a un valor recomendado. Durante el lavado, el alojamiento de los gases de escape, son drenados por medio de la válvula (3). (Tabla 6-3). (WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998, pp. 15-2 – 15-3).

Tabla 6-3: Presión y flujo de agua para el mantenimiento de la turbina.

Limpieza con agua de la turbina	
Presión de agua	3.05.0 bar
Tipo de turbocargador	Flujo de agua (l/min)
VTR 254	11 – 14
VTR 304	15 – 19
VTR 354	24 – 30

Fuente: WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998.
Realizado por: Xavier Moscoso.2015

El lavado se lo puede realizar cada 250 horas de operación. Dependiendo de los resultados obtenidos, el intervalo entre dos lavados puede ser incrementado o disminuido; por razones de calidad de combustible y realizando el respectivo análisis operativo.

En la Empresa Agip Oil Ecuador se ha visto necesario realizar el lavado de los turbocargadores, cada 100 horas de operación.

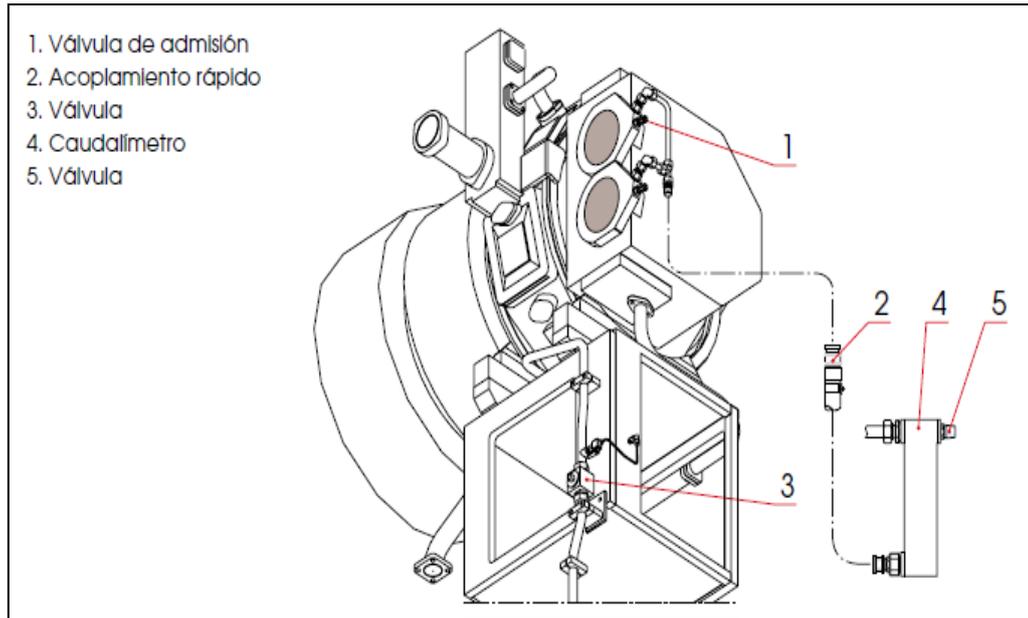


Figura 2-3: Limpieza con agua de la turbina.
Fuente: WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998.

Procedimiento de limpieza de la turbina.

1. Tome las lecturas de los datos de presión de aire de carga, gases de escape de los cilindros, velocidad de los turbocargadores, para realizar una comparación después y determinar la eficiencia del lavado.
2. Reducir la carga de salida hasta que tengamos una presión de aire de carga entre 0.5...0.6 bar ó a su vez reducir la carga hasta que la velocidad en los turbocargadores disminuya entre 400 y 600 RPM con un ajuste proporcionado. Hacerle correr a la máquina con esta carga durante 5 minutos antes de empezar a realizar la limpieza. La temperatura máxima de los gases de escape después de los cilindros será 380°C.
3. Abrir las válvulas (1), y chequear que estas no se encuentren taponadas.
4. Medir la presión de los gases de salida después de la apertura de la válvula.
5. Conectar la manguera con el acople rápido.
6. Abrir la válvula de drenaje (3) y chequear que esta no se encuentre bloqueada.

7. Abrir la válvula (5) suavemente aproximadamente en 10 seg. e incrementar el flujo de agua acorde con la tabla de flujos.
8. El tiempo de lavado será aproximadamente de 5 a 10 minutos. El procedimiento de limpieza puede ser repetido si es necesario después de una o dos horas de operación normal.
9. Después de terminar la inyección de agua la máquina deberá correr por tres minutos sin cambiar la carga hasta que todas las partes se sequen.
10. Cerrar todas las válvulas y desconectar el acoplamiento rápido de la manguera y asegure que no pueda volver a entrar agua en la línea de escape de aire excepto durante los períodos de lavado.
11. Vuelva a la operación normal de la máquina incrementando nuevamente la carga con la cual estaba operando al inicio, tome nuevamente las lecturas que se requieren en el paso 1, para realizar la comparación.
12. Después que la máquina correrá 10 ó 20 minutos después del lavado del turbocargador, se asegura que todas las partes del sistema de gases de escape se encuentran totalmente secos.

(WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998, pp. 15-3 – 15-4).

Limpieza del compresor

Periódicamente la limpieza del compresor en operación previene en tiempos severos, incrementos de suciedad, pero esto no es una vía para reemplazar un normal mantenimiento del turbocargador completamente desarmado. El agua es administrada o inyectada antes de la rueda del compresor por medio de las líneas de inyección situadas en la parte inferior de cada turbocargador para realizar la limpieza de las etapas del compresor en funcionamiento. El agua no actúa como un solvente en este proceso, pero la suciedad es removida por el impacto mecánico de caída de gotas.

El proceso es ideal, con tal que la mancha o la suciedad no pueda avanzar. La limpieza es más efectiva cuando la máquina se encuentra con la máxima carga. Para evitar peligros de corrosión, solamente se deberá utilizar agua fresca y no usar agua salada. “El agua no deberá contener aditivos de enfriamiento ya que pueden depositarse en los ductos del flujo”. Bajo ninguna circunstancia el tubo de inyección de agua deberá conectarse directamente a la línea de agua sino al recipiente (27000) que se encuentra ubicado en la máquina. (Figura 3-3). Esto previene cantidades de agua descontroladas que entran al turbocargador y la máquina, ya que puede causar un mayor daño a la rueda compresora del turbocargador y además puede causar surging en los turbos por el excesivo ingreso de agua que podría provocar un cambio

repentino de las revoluciones del turbo y existir la desestabilización en cada uno de ellos por tratar de compensar. (ABB. Turbocharging Operation Manual. 2004, p. 33).

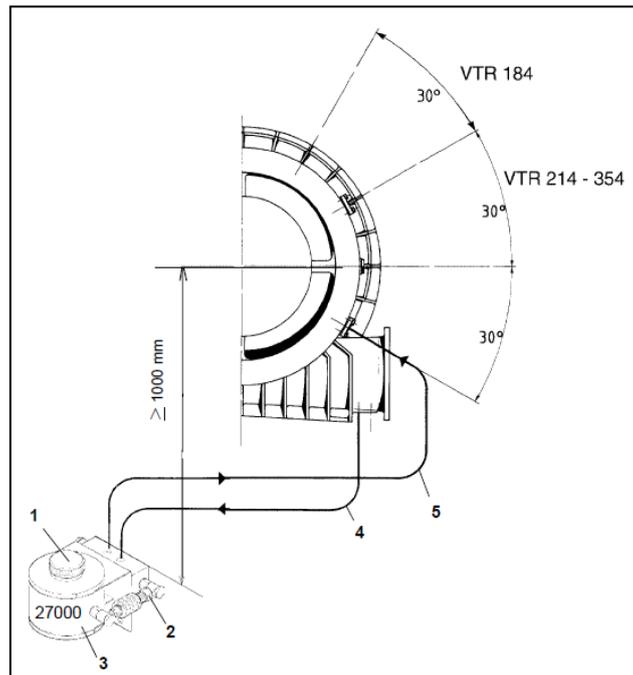


Figura 3-3: Limpieza del compresor con recipiente dosificador
Fuente: ABB. Turbocharging Manual. 2004

Procedimiento de Limpieza del compresor del turbocargador.

La limpieza de las etapas del compresor, pueden ser realizadas con la máquina en operación y a su máxima carga posible. El agua que se encuentra en el recipiente se inyectará entre 4....10 segundos.

1. Remueva la tapa del recipiente (1).
2. Llene el recipiente (3) con el volumen de agua especificada en la Tabla 11.
3. Después de llenar ajuste la tapa del recipiente (1).
4. Presione la válvula (2) hasta el fondo del resorte y mantenerlo así por de 4..10 segundos hasta que el agua sea inyectada completamente.

(ABB. Turbocharging Operation Manual. 2004, p. 35).

Tabla 7-3: Cantidad de agua requerida para el lavado del compresor de los Turbocargadores.

Limpieza con agua del compresor								
VTR	184	214	254	304	354	454	564	714
[dm3]	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	1,0	2,0	2,0

Fuente: WARTSILA NSD. Diesel Engine Instruction Manual. 1998.

Realizado por: Xavier Moscoso.2015

Cuando actúa la válvula (2), aire comprimido del turbocargador entra en el recipiente (3) a través de la línea (4). El aire comprimido presiona al agua a través del ducto abierto que se encuentra debajo del recipiente (3) y este a su vez envía por la línea (5) y se dirige dentro del compresor.

Se puede ver el éxito de la limpieza del cargador, en la presión de lavado o en las temperaturas de gases de escape. Si la limpieza no es satisfactoria, este procedimiento podrá ser repetido después de cinco minutos; si aún la limpieza no es buena después de 3 operaciones, es necesario realizar una revisión técnica del sistema.

3.4.2 Mantenimiento mecánico del turbocargador VTR 354

Cabe indicar que por situaciones de contratos y por garantía en el trabajo para el mantenimiento de los turbocargadores (en la actualidad), se realizan los mantenimientos preventivos y correctivos en la fábrica ABB, con el personal técnico calificado de la propia empresa fabricante de los turbocargadores VTR 354.

Plan de Trabajo de Mantenimiento Turbocargador VTR 354, se lo realiza con una planificación de acuerdo al programa MAXIMO establecido por la Empresa Agip Oil Ecuador, que se realiza de acuerdo al Manual del Fabricante de los turbocargador ABB y se ha procedido a realizar el siguiente Plan de Mantenimiento.

Símbolos de Mantenimiento para limpieza. (Figura 32):

	Ubicación de Limpieza
	Puntos de Limpieza
	Chequeo Visual
	Lavado

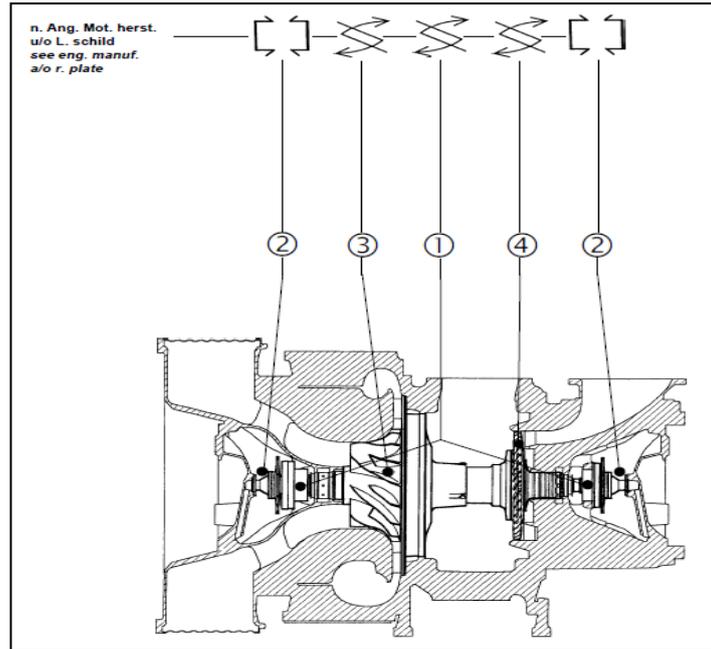


Figura 5-3: Puntos del mantenimiento realizado a los turbocompresores VTR354.

Fuente: ABB. Turbocharging Manual. 2004

Tabla 9-3: Descripción de los trabajos realizados durante el mantenimiento mecánico a los turbocompresores VTR 354 y sus intervalos de tiempo

N°	Punto de Mantenimiento	Intervalos				
		2000 horas	4000 horas	8000 horas	12000 horas	48000 horas
1	Cojinetes de contacto de rodillos		Verificación	Cambio		
2	Lubricación de turbina y compresor	Cambio de aceite				
3	Rueda compresora		Balanceo	Balanceo	Balanceo	Cambio
4	Rueda de turbina		Balanceo	Balanceo	Balanceo	Cambio

Realizado por: Xavier Moscoso.

Fuente: ABB. Turbocharging Manual. 2004

3.5 Confiabilidad y Disponibilidad de los motores Wärtsilä

Como se ha indicado en un principio, el requerimiento de confiabilidad de los motores Wärtsilä VASA 16V32 LN, de la Planta de Generación en Agip Oil Ecuador debe ser mayor al 96% anual y con una disponibilidad sobre el 98%.

Fiabilidad: Se considera como la probabilidad de que un elemento, conjunto o sistema funcione sin fallos, durante un tiempo dado, en unas condiciones operacionales dadas. (SEXTO, L.F. Ingeniería de la Fiabilidad. Material de estudio en Maestría de Gestión del Mantenimiento Industrial. 2012-2015, p. 8).

Disponibilidad: Es la probabilidad de que este en estado de funcionar (ni averiado ni en revisión) en un tiempo dado. (SEXTO, L.F. Ingeniería de la Fiabilidad. Material de estudio en Maestría de Gestión del Mantenimiento Industrial. 2012-2015, p. 8).

Para efectos de estudio de RCM, hemos tomado un período de tiempo desde el año 2011 hasta el año 2014.

En este tiempo se obtuvo varios eventos de mantenimientos correctivo de los motores y principalmente la afectación de varios de los turbocargadores VTR 354, los cuales son utilizados en los motores Wärtsilä A/B/C/D/E, los mismos que tienen similares características.

En el periodo 2011-2014 se tienen 1.461 días calendario y 35.064 horas.

En la (Tabla 10-3), podemos observar las horas de operación, horas stand by, horas de mantenimiento preventivo, horas de mantenimiento correctivo; todas estas obtenidas de los datos proporcionados por registros de las operaciones y del Programa MAXIMO, con el cual se pudo determinar cada una de ellas y de esta manera establecer los cálculos respectivos.

Tabla 10-3: Disponibilidad y Confiabilidad de los motores Wärtsilä VASA 16V32 L.N.

DISPONIBILIDAD Y CONFIABILIDAD DE LOS MOTORES WARTSILA VASA 16V32 L.N.					
PERIODO 2011 - 2014	1.461 días			35.064 horas	
	Motor Wartsila A	Motor Wartsila B	Motor Wartsila C	Motor Wartsila D	Motor Wartsila E
Horas de operación (HO)	30.181	31.503	29.195	31.670	30.484
Horas stand/by (HSB)	2.852	1.365	3.551	1.238	1.884
Horas MP (HMP)	1.721	1.749	1.583	1.747	1.510
Horas MC (HMC)	310	447	735	409	1.186
Tiempo Período (Tp) 2011-2014 (HO + HSB)	33.033	32.868	32.746	32.908	32.368
Tiempo Operación Estimado (TOE) 2011-2014 (Tp - HMP)	31.312	31.119	31.163	31.161	30.858
Tiempo Operación Real (TOR) 2011-2014 (Tp - HMP - HMC)	31.002	30.672	30.428	30.752	29.672
Disponibilidad (TOR/TOE)	99,0%	98,6%	97,6%	98,7%	96,2%
Confiabilidad (Tp/Tp+HMP+HMC)	94,2%	93,7%	93,4%	93,9%	92,3%

Fuente: Datos operativos de la Planta de Generación. Agip Oil Ecuador.
Realizado por: Xavier Moscoso.2015

3.6 Confiabilidad de los turbocargadores VTR 354 para en cada uno de los motores Wärtsilä

Determinada la confiabilidad de cada uno de los motores Wärtsilä, procedemos a realizar el cálculo de la confiabilidad respecto a los turbocargadores de cada uno de los motores; queriendo así, determinar cuál es la confiabilidad de los turbocargadores de cada motor y que probabilidad existe para la falla, en un tiempo similar al calculado. Para efectos de cálculo se requieren los siguientes datos:

T_p: Período total. Es el período en el cual se el activo se encuentra operando y en nuestro caso también cuando el activo se encuentra en un período de espera (stand by), según el cronograma de corrido para cada uno de los motores Wärtsilä VASA 16V32 L.N.

T_f: Número de fallos totales. Es el número de fallos que se han presentado en los turbocargadores de los motores Wärtsilä VASA 16V32 L.N., durante el período establecido.

MTBF: Tiempo medio entre fallas (Mean Time Between Failures): es el tiempo medio entre fallas y refleja con qué frecuencia ocurre una detención.

$$\text{MTBF} = T_p / T_f$$

Tasa de fallo (λ):

$$\lambda = \text{Número de fallos} / \text{Tiempo de operación} = 1 / \text{MTBF}$$

Fiabilidad $R_{(t)}$:

$$R_{(t)} = e^{-\lambda t}$$

Probabilidad de que falle:

$$1 - R_{(t)}$$

En la tabla 16 se puede observar los resultados de la fiabilidad de los Turbocargadores en los motores Wärtsilä VASA 16V32 L.N. y la Probabilidad de la ocurrencia del fallo nuevamente.

Tabla 11-3: Confiabilidad de los Turbocargadores en los motores Wärtsilä VASA 16V32 L.N.

FIABILIDAD DE LOS TURBOCARGADORES VTR 354 EN LOS MOTORES WARTSILA VASA 16V32 L.N.					
PERIODO 2011 - 2014		1.461 días		35.064 horas	
	Motor Wärtsilä A	Motor Wärtsilä B	Motor Wärtsilä C	Motor Wärtsilä D	Motor Wärtsilä E
Horas de operación (HO)	30.181	31.503	29.195	31.670	30.484
Horas stand/by (HSB)	2.852	1.365	3.551	1.238	1.884
Horas MP (HMP)	1.721	1.749	1.583	1.747	1.510
Horas MC (HMC)	310	447	735	409	1.186
Tiempo Período (Tp) 2011-2014 (HO + HSB)	33.033	32.868	32.746	32.908	32.368
Número de fallos totales (Tf)	3	6	5	4	4
Tiempo Medio entre Fallos (MTBF)	11011	5478	6549,2	8227	8092
Tasa de fallo (λ)	0,000091	0,000183	0,000153	0,000122	0,000124
Fiabilidad $R(t)$	5,0%	0,2%	0,7%	1,8%	1,8%
Probabilidad de Fallo	95,0%	99,8%	99,3%	98,2%	98,2%

Fuente: Datos operativos de la Planta de Generación. Agip Oil Ecuador.
Realizado por: Xavier Moscoso.2015

Existen varios métodos para determinar la función de distribución de fallo y después utilizarla en el cálculo de la probabilidad de trabajo sin fallo.

En los métodos más usados, se busca desde el punto de vista estadístico, la distribución a la que más se ajustan los tiempos de trabajo sin fallo. Las distribuciones que más se utilizan en este tipo de trabajo son la Weibull, Exponencial, Normal, Poisson y Log – Normal aunque se han encontrado otros casos muy específicos como la de Pareto y Erlang.

Para el cálculo realizado de la fiabilidad, se aplica la función exponencial de fiabilidad ya que se conoce la tasa de fallo (λ), y la probabilidad de fallo se mantiene constante en la fase de la vida útil del equipo, para el contexto operacional en el cual el equipo se encuentra realizando la función requerida, entonces, ya que cada uno de los motores Wärtsilä y de los turbocargadores VTR 354, es un sistema compuesto por dos activos (motor y turbocargador), que se encuentran en la fase de vida útil y trabajan las 24 horas al día; el fallo en uno de ellos detiene el proceso totalmente.

La fiabilidad es una función del tiempo y de las condiciones operacionales. Por definición la fiabilidad se debe contextualizar en un cierto período.

3.7 Lista de funciones del Turbocargador VTR 354

3.7.1 *Función Primaria*

Repotenciar al motor Wärtsilä VASA 16V32 LN al 75% de su potencia.

3.7.2 *Funciones Secundarias*

Integridad Estructural

Proteger de que el turbocargador, por su altas velocidades de funcionamiento (sobre las 17000 rpm), sus elementos mecánicos rotativos, no salgan disparados al exterior y se queden dentro de las carcasas del turbo.

Integridad Ambiental

Emisión de vapores por el escape del turbo que representa un riesgo para el ambiente. Riesgo de hipoacusia por el ruido de los equipos debido a que produce durante la operación es sobre los 85 dB.

Seguridad

Riesgo de quemaduras por la temperatura de gases de entrada (>400°C) y salida (>380°C) del turbocargador, por el sistema de agua de enfriamiento (HT) que se encuentra sobre los 90°C.

Riesgo de incendio que se puede producir durante la operación del turbo por los componentes calientes y vapores inflamables en el entorno.

3.7.3 *Funciones Protectoras*

Alarma de advertencia por alta temperatura de gases de escape del turbocargador (450°C)

Alarma de advertencia por altas revoluciones de los turbocargadores. (23500 rpm).

3.7.4 *Funciones “Confiables”*

Operar durante 24 horas por día, durante el tiempo que se programe el corrido del motor.

3.8 Fallo Funcional del Turbocargador VTR 354

Los fallos funcionales determinados para el turbocargador VTR-354 en los motores Wärtsilä 16V32 LN son:

- Temperatura del gas de escape demasiado alta
- Presión del aire de carga demasiado baja
- Presión de aire de carga muy alta
- Vibraciones
- Ruidos al disminuir la potencia
- Fugas por las cubiertas de la turbina / compresor
- Pérdida de aceite de lubricación
- Sobrecarga (surging) repentina y constante del turbocargador
- Diferencia de velocidad de los turbocargadores

3.9 Modos de Fallo del turbocargador VTR 354

Los Modos de Fallos determinados para el turbocargador VTR-354 en los motores Wärtsilä 16V32 LN, para los fallos funcionales, se observa en la (Tabla 12-3).

3.10 Efectos de Fallo del turbocargador VTR 354

Los Efectos de Fallo determinados para el turbocargador VTR-354 en los motores Wärtsilä 16V32 LN, para los modos de fallo, se observa en la (Tabla 13-3).

3.11 Consecuencias de Fallo del turbocargador VTR 354

La función primaria de la mayoría de los equipos en el comercio y en la industria, está usualmente conectada con la necesidad de obtener ingresos o para soportar actividades de ganancia de réditos. Las fallas que afectan las funciones primarias de estos activos afectan la capacidad de ingreso de réditos de la organización.

La magnitud de estos efectos depende de que tanto se utilice el equipo y de la disponibilidad de las alternativas; sin embargo; en casi todos los casos, los costos de estos efectos son mayores – frecuentemente, mucho mayores que el costo de reparar las fallas, y estos costos necesitan ser tomados en cuenta cuando se evalúa la relación costo-efectividad de cualquier política de manejo de fallas. (Tabla 14-3).

En general, las fallas afectan las operaciones de cuatro maneras:

- a. Afectan el rendimiento o la producción total.
- b. Afectan la calidad del producto, son las que afectan la producción o el servicio en cantidad, en calidad o en costos de operación (en adición a los costos directos de la reparación).
- c. Afectan el servicio al consumidor (y pueden incurrir en penalidades financieras).
- d. Incrementan los costos operacionales en adición a los costos directos de reparación.

(NORMA SAE-JA-1012. Society of Automotive Engineers Inc. Guía para el Mantenimiento Centrado en Confiabilidad (MCC). 2002, pp. 25-26).

Las Consecuencias de Fallo determinados para el turbocargador VTR-354 en los motores Wärtsilä 16V32 LN, se observa en la Tabla 19 (7 de 7).

Tabla 12-3: Tabla descriptiva de los Fallos Funcionales y Modos de Fallos

N°	FALLO FUNCIONAL (Pérdida de la Función)	MODO DE FALLA (Causa del fallo)
1	Temperatura del gas de escape demasiada alta	A) Falta de aire de ingreso al compresor. B) Compresor/turbina contaminados C) Temperatura de aire de carga demasiado alta D) Alabes de turbina dañada o desgastada
2	Presión del aire de carga demasiado baja	A) Transmisor de presión defectuoso B) Suciedad en el filtro de aire que ocasiona una excesiva pérdida de presión C) Suciedad en el compresor/turbina D) Sello laberíntico dañado E) Alabes de la turbina/compresor dañadas F) Anillo de la tobera dañado G) Empaque de sellado de los enfriadores de aire de carga dañado
3	Presión de aire de carga muy alta	A) Transmisor de presión defectuoso B) Anillo de la tobera sucio o parcialmente obstruido
4	Vibraciones	A) Rotor desbalanceado debido a la fuerte contaminación del compresor/turbina B) Alabes de turbina o alambres de amortiguamiento dañados C) Rodamiento defectuoso
5	Ruidos al disminuir la potencia	A) Rodamiento dañado B) Fricción en el rotor C) Suciedad en la turbina del turbocargador D) Cuerpos extraños en la turbina del turbocargador
6	Fugas por las cubiertas de la turbina / compresor	A) Rajaduras debido a tensión térmica B) Insuficiente enfriamiento
7	Pérdida de aceite de lubricación	A) Bujes de sellamiento (51014 / 76002) obstruidos B) Conductos de aire de carga para sellos laberintos X y Z dañados C) Fugas por el empaque de la tapa del alojamiento de los rodamientos.
8	Sobrecarga (surging) repentina y constante del turbocargador	A) Suciedad en el enfriador de aire de carga o silenciador B) Rodamiento dañado C) Falta de aire de ingreso al compresor. D) Anillo de la tobera sucio o parcialmente obstruido E) Alabes de la turbina/compresor dañadas F) Rotor desbalanceado debido a la fuerte contaminación del compresor/turbina G) Depósitos abundantes de suciedad en el compresor / turbina
9	Diferencia de velocidad de los turbocargadores	A) Falla del sensor de velocidad B) Suciedad en la turbina del turbocargador C) Anillo de la tobera sucio o parcialmente obstruido D) Fallas en el sistema de inyección del motor

Fuente: Datos obtenidos de investigación en la planta de Generación. Agip Oil Ecuador.

Realizado por: Xavier Moscoso.

Tabla 13-3: Fallos Funcionales, Modos de Fallos y Efectos de Fallo de los turbocargadores VTR 354.

N°	FALLO FUNCIONAL (Pérdida de la Función)	MODO DE FALLA (Causa del fallo)	EFECTOS DE FALLO
1	Temperatura del gas de escape demasiado alta	A) Falta de aire de ingreso al compresor.	<ol style="list-style-type: none"> 1. Baja eficiencia del motor 2. Incremento de temperatura de gases 3. Mala combustión 4. Surging del turbocargador. 5. Daño de los rodamientos del turbo.
		B) Compresor / turbina contaminados	<ol style="list-style-type: none"> 1. Incremento de velocidad de turbocargador. 2. Surging del turbocargador. 3. Incremento de temperatura de gases de escape. 4. Disminución de potencia de salida del motor.
		C) Temperatura de aire de carga demasiado alta	<ol style="list-style-type: none"> 1. Incremento de temperatura de gases de escape. 2. Incremento de velocidad de turbocargador. 3. Disminución de potencia de salida del motor. 4. Surging del turbocargador. 5. Daño de los rodamientos del turbo. 6. Apagado de motor.
		D) Alabes de turbina dañada o desgastada	<ol style="list-style-type: none"> 1. Menor velocidad de turbocargador. 2. Menor potencia de salida del motor.
2	Presión del aire de carga demasiado baja	A) Transmisor de presión defectuoso	<ol style="list-style-type: none"> 1. Falsas alarmas del motor. 2. Apagado del motor.
		B) Suciedad en el filtro de aire que ocasiona una excesiva pérdida de presión	<ol style="list-style-type: none"> 1. Baja eficiencia del motor. 2. Incremento de temperatura de gases de escape. 3. Mala combustión. 4. Surging del turbocargador. 5. Daño de los rodamientos del turbo. 6. Apagado de motor.
		C) Suciedad en el compresor / turbina	<ol style="list-style-type: none"> 1. Baja eficiencia del motor. 2. Incremento de temperatura de gases de escape. 3. Incremento de velocidad de turbocargador.

Tabla 13-3: Continuación.

N°	FALLO FUNCIONAL (Pérdida de la Función)	MODO DE FALLA (Causa del fallo)	EFECTOS DE FALLO
2	Presión del aire de carga demasiado baja	C) Suciedad en el compresor / turbina	<ol style="list-style-type: none"> 4. Surging del turbocargador. 5. Daño de los rodamientos del turbo. 6. Apagado de motor.
		D) Sello laberíntico dañado	<ol style="list-style-type: none"> 1. Contaminación de aceite lubricante de los rodamientos lado compresor o turbina. 2. Daño de los rodamientos del turbo. 3. Apagado del motor.
		E) Alabes de la turbina / compresor dañadas	<ol style="list-style-type: none"> 1. Menor velocidad de turbocargador. 2. Baja eficiencia del motor. 3. Surging del turbocargador. 4. Daño de los rodamientos del turbo.
		F) Anillo de la tobera dañado	<ol style="list-style-type: none"> 1. Baja eficiencia del motor. 2. Incremento de la presión de lado compresor. 3. Incremento de temperatura de gases de escape. 4. Surging del turbocargador. 5. Daño de los rodamientos del turbo. 6. Apagado de motor.
		G) Empaque de sellado de los enfriadores de aire de carga dañado	<ol style="list-style-type: none"> 1. Menor velocidad de turbocargador. 2. Disminución de potencia de salida del motor. 3. Surging del turbocargador. 4. Daño de los rodamientos del turbo. 5. Apagado de motor.
3	Presión de aire de carga muy alta	A) Transmisor de presión defectuoso	<ol style="list-style-type: none"> 1. Falsas alarmas del motor. 2. Apagado del motor.
		B) Anillo de la tobera sucio o parcialmente obstruido	<ol style="list-style-type: none"> 1. Incremento de velocidad de turbocargador. 2. Incremento de temperatura de gases de escape. 3. La presión de ignición en los cilindros aumentará. 4. Disminución de potencia de salida del motor.

Tabla 13-3: Continuación.

N°	FALLO FUNCIONAL (Pérdida de la Función)	MODO DE FALLA (Causa del fallo)	EFECTOS DE FALLO
3	Presión de aire de carga muy alta	B) Anillo de la tobera sucio o parcialmente obstruido	<ol style="list-style-type: none"> 5. Surging del turbocargador. 6. Daño de los rodamientos del turbo. 7. Apagado de motor.
4	Vibraciones	A) Rotor desbalanceado debido a la fuerte contaminación del compresor / turbina	<ol style="list-style-type: none"> 1. Incremento de temperatura de gases de escape. 2. Incremento de velocidad de turbocargador. 3. Disminución de potencia de salida del motor. 4. Surging del turbocargador. 5. Daño de los rodamientos del turbo. 6. Apagado de motor.
		B) Alabes de turbina o alambres de amortiguamiento dañados	<ol style="list-style-type: none"> 1. Baja eficiencia del motor. 2. Surging del turbocargador. 3. Daño de los rodamientos del turbo.
		C) Rodamiento defectuoso	<ol style="list-style-type: none"> 1. Variación de velocidad del turbocargador 2. Incremento de temperatura de gases de escape. 3. Disminución de potencia de salida del motor. 4. Surging del turbocargador. 5. Daño de los rodamientos del turbo. 6. Apagado de motor.
5	Ruidos al disminuir la potencia	A) Rodamiento dañado	<ol style="list-style-type: none"> 1. Variación de velocidad del turbocargador. 2. Incremento de temperatura de gases de escape. 3. Surging del turbocargador. 4. Apagado de motor.
		B) Fricción en el rotor	<ol style="list-style-type: none"> 1. Variación de velocidad del turbocargador. 2. Incremento de temperatura de gases de escape. 3. Surging del turbocargador. 4. Apagado de motor.
		C) Suciedad en la turbina del turbocargador	<ol style="list-style-type: none"> 1. Baja eficiencia del motor. 2. Incremento de temperatura de gases de escape.

Tabla 13-3: Continuación.

N°	FALLO FUNCIONAL (Pérdida de la Función)	MODO DE FALLA (Causa del fallo)	EFECTOS DE FALLO
5	Ruidos al disminuir la potencia	C) Suciedad en la turbina del turbocargador	<ol style="list-style-type: none"> 3. Incremento de velocidad de turbocargador. 4. Disminución de potencia de salida del motor. 5. Surging del turbocargador. 6. Daño de los rodamientos del turbo. 7. Apagado de motor.
		D) Cuerpos extraños en la turbina del turbocargador	<ol style="list-style-type: none"> 1. Incremento de temperatura de gases de escape. 2. Variación de velocidad del turbocargador. 3. Surging del turbocargador. 4. Daño de los rodamientos del turbo. 5. Apagado de motor.
6	Fugas por las cubiertas de la turbina / compresor	A) Rajaduras debido a tensión térmica	<ol style="list-style-type: none"> 1. Incremento de temperatura de gases de escape. 2. Baja eficiencia del motor. 3. Variación de velocidad del turbocargador. 4. Disminución de potencia de salida del motor. 5. Surging del turbocargador. 6. Daño de los rodamientos del turbo. 7. Daño carcassas de turbos. 8. Apagado de motor.
		B) Insuficiente enfriamiento	<ol style="list-style-type: none"> 1. Incremento de temperatura de gases de escape. 2. Incremento de velocidad de turbocargador. 3. Disminución de potencia de salida del motor. 4. Surging del turbocargador. 5. Daño de los rodamientos del turbo. 6. Daño carcassas de turbos. 7. Apagado de motor.
7	Pérdida de aceite de lubricación	A) Bujes de sellamiento (51014 / 76002) obstruidos	<ol style="list-style-type: none"> 1. Incremento de temperatura de aceite. 2. Incremento de presión de aceite.

Tabla 13-3: Continuación.

N°	FALLO FUNCIONAL (Pérdida de la Función)	MODO DE FALLA (Causa del fallo)	EFECTOS DE FALLO
7	Pérdida de aceite de lubricación	A) Bujes de sellamiento (51014 / 76002) obstruidos	<ol style="list-style-type: none"> 3. Daño de los rodamientos del turbo. 4. Apagado de motor.
		B) Conductos de aire de carga para sellos laberintos X y Z dañados	<ol style="list-style-type: none"> 1. Contaminación de aceite lubricante de los rodamientos lado compresor y turbina. 2. Incremento de temperatura de aceite. 3. Daño de los rodamientos del turbo. 4. Apagado de motor.
		C) Fugas por el empaque de la tapa del alojamiento de los rodamientos.	<ol style="list-style-type: none"> 1. Contaminación de aceite lubricante de los rodamientos lado compresor/turbina. 2. Incremento de temperatura de aceite. 3. Daño de los rodamientos del turbo. 4. Apagado de motor.
8	Sobrecarga (surging) repentina y constante del turbocargador	A) Suciedad en el enfriador de aire de carga o silenciador	<ol style="list-style-type: none"> 1. Incremento de temperatura de gases de escape. 2. Incremento de velocidad de turbocargador. 3. Baja eficiencia del motor. 4. Disminución de potencia de salida del motor. 5. Daño de los rodamientos del turbo. 6. Daño del eje de turbo. 7. Daño en alabes de turbina. 8. Daño de bombas de lubricación. 9. Daño en rueda compresora. 10. Daño en sellos laberintos. 11. Trabamiento del eje. 12. Daño de pernos de sujeción toberas. 13. Apagado de motor.
		B) Rodamiento dañado	<ol style="list-style-type: none"> 1. Variación de velocidad del turbocargador. 2. Incremento de temperatura de gases de escape. 3. Disminución de potencia de salida del motor.

Tabla 13-3: Continuación.

N°	FALLO FUNCIONAL (Pérdida de la Función)	MODO DE FALLA (Causa del fallo)	EFECTOS DE FALLO
8	Sobrecarga (surging) repentina y constante del turbocargador	B) Rodamiento dañado	<ol style="list-style-type: none"> 4. Daño del eje de turbo. 5. Daño en alabes de turbina. 6. Daño de bombas de lubricación. 7. Daño en rueda compresora. 8. Daño en sellos laberintos. 9. Trabamiento del eje. 10. Daño de pernos de sujeción de toberas. 11. Apagado de motor
		C) Falta de aire de ingreso al compresor.	<ol style="list-style-type: none"> 1. Baja eficiencia del motor. 2. Incremento de temperatura de gases de escape. 3. Mala combustión. 4. Disminución de potencia de salida del motor. 5. Daño de los rodamientos del turbo. 6. Daño del eje de turbo. 7. Daño en alabes de turbina. 8. Daño de bombas de lubricación. 9. Daño en rueda compresora. 10. Daño en sellos laberintos. 11. Trabamiento del eje. 12. Daño de pernos de sujeción toberas. 13. Apagado de motor.
		D) Anillo de la tobera sucio o parcialmente obstruido	<ol style="list-style-type: none"> 1. Incremento de velocidad de turbocargador. 2. Incremento de temperatura de gases de escape. 3. La presión de ignición en los cilindros aumentará. 4. Disminución de potencia de salida del motor. 5. Daño de los rodamientos del turbo. 6. Daño del eje de turbo. 7. Daño en alabes de turbina. 8. Daño de bombas de lubricación. 9. Daño en rueda compresora. 10. Daño en sellos laberintos.

Tabla 13-3: Continuación.

N°	FALLO FUNCIONAL (Pérdida de la Función)	MODO DE FALLA (Causa del fallo)	EFECTOS DE FALLO
8	Sobrecarga (surging) repentina y constante del turbocargador	D) Anillo de la tobera sucio o parcialmente obstruido	11. Trabamiento del eje. 12. Daño de pernos de sujeción toberas. 13. Apagado de motor.
		E) Alabes de la turbina/compresor dañadas	1. Menor velocidad de turbocargador. 2. Baja eficiencia del motor. 3. Disminución de potencia de salida del motor. 4. Daño de los rodamientos del turbo. 5. Daño del eje de turbo. 6. Daño en alabes de turbina. 7. Daño de bombas de lubricación. 8. Daño en rueda compresora. 9. Daño en sellos laberintos. 10. Trabamiento del eje. 11. Daño de pernos de sujeción toberas. 12. Apagado de motor.
		F) Rotor desbalanceado debido a la fuerte contaminación del compresor/turbina	1. Incremento de temperatura de gases de escape. 2. Incremento de velocidad de turbocargador. 3. Disminución de potencia de salida del motor. 4. Daño de los rodamientos del turbo. 5. Daño del eje de turbo. 6. Daño en alabes de turbina. 7. Daño de bombas de lubricación. 8. Daño en rueda compresora. 9. Daño en sellos laberintos. 10. Trabamiento del eje. 11. Daño de pernos de sujeción toberas. 12. Apagado de motor.
		G) Depósitos abundantes de suciedad en el compresor / turbina	1. Incremento de temperatura de gases de escape. 2. Incremento de velocidad de turbocargador. 3. Baja eficiencia del motor.

Tabla 13-3: Continuación.

N°	FALLO FUNCIONAL (Pérdida de la Función)	MODO DE FALLA (Causa del fallo)	EFECTOS DE FALLO
8	Sobrecarga (surging) repentina y constante del turbocargador	G) Depósitos abundantes de suciedad en el compresor / turbina	<ol style="list-style-type: none"> 4. Disminución de potencia de salida del motor. 5. Daño de los rodamientos del turbo. 6. Daño del eje de turbo. 7. Daño en alabes de turbina. 8. Daño de bombas de lubricación. 9. Daño en rueda compresora. 10. Daño en sellos laberintos. 11. Trabamiento del eje. 12. Daño de pernos de sujeción toberas. 13. Apagado de motor.
9	Diferencia de velocidad de los turbocargadores	A) Falla del sensor de velocidad	<ol style="list-style-type: none"> 1. Falsas alarmas del motor. 2. Apagado del motor.
		B) Suciedad en la turbina del turbocargador	<ol style="list-style-type: none"> 1. Baja eficiencia del motor. 2. Incremento de temperatura de gases de escape. 3. Incremento de velocidad de turbocargador. 4. Disminución de potencia de salida del motor. 5. Surging del turbocargador. 6. Daño de los rodamientos del turbo. 7. Apagado de motor.
		C) Anillo de la tobera sucio o parcialmente obstruido	<ol style="list-style-type: none"> 1. Incremento de velocidad de turbocargador. 2. Incremento de temperatura de gases de escape. 3. Aumento de la presión de ignición en los cilindros. 4. Disminución de potencia de salida del motor. 5. Surging del turbocargador. 6. Daño de los rodamientos del turbo. 7. Apagado de motor.
		D) Fallas en el sistema de inyección del motor	<ol style="list-style-type: none"> 1. Incremento de velocidad de turbocargador. 2. Incremento de temperatura de gases de escape.

Tabla 13-3: Continuación.

N°	FALLO FUNCIONAL (Pérdida de la Función)	MODO DE FALLA (Causa del fallo)	EFECTOS DE FALLO
9	Diferencia de velocidad de los turbocargadores	D) Fallas en el sistema de inyección del motor	<ol style="list-style-type: none">3. La presión de ignición en los cilindros aumentará.4. Disminución de potencia de salida del motor.5. Surging del turbocargador.6. Daño de los rodamientos del turbo.7. Apagado de motor.

Fuente: Datos obtenidos de investigación en la planta de Generación. Agip Oil Ecuador.

Realizado por: Xavier Moscoso.2015

Tabla 14-3: Fallos Funcionales, Modos de Fallos, Efectos de Fallo, Consecuencias de Fallo, de los turbocargadores VTR 354.

N°	FALLO FUNCIONAL (Pérdida de la Función)	MODO DE FALLA (Causa del fallo)	EFECTOS DE FALLO	CONSECUENCIAS DE FALLO
1	Temperatura del gas de escape demasiado alta	A) Falta de aire de ingreso al compresor.	<ol style="list-style-type: none"> 1. Baja eficiencia del motor 2. Incremento de temperatura de gases 3. Mala combustión 4. Surging del turbocargador. 5. Daño de los rodamientos del turbo. 	<p>Incremento de costo de generación por kWh por alto consumo de combustible. Consecuencia Operacional.</p> <p>Temperaturas pueden llegar a niveles de apagado del motor (1024 °F). Consecuencia Operacional.</p> <p>Emisiones gaseosas sobrepasan los límites permitidos por la NORMA ambiental. Consecuencia Ambiental.</p> <p>Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p>
		B) Compresor / turbina contaminados	<ol style="list-style-type: none"> 1. Incremento de velocidad de turbocargador. 2. Surging del turbocargador. 3. Incremento de temperatura de gases de escape. 4. Disminución de potencia de salida del motor. 	<p>La velocidad puede sobre pasar las 23.500 revoluciones y apagar el motor, provocando pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Temperaturas pueden llegar a niveles de apagado del motor (1024 °F). Consecuencia Operacional.</p> <p>La capacidad de operación del motor no es la requerida y se tiene pérdida de producción. Consecuencia Operacional.</p>
		C) Temperatura de aire de carga demasiado alta	<ol style="list-style-type: none"> 1. Incremento de temperatura de gases de escape. 2. Incremento de velocidad de turbocargador. 3. Disminución de potencia de salida del motor. 4. Surging del turbocargador. 5. Daño de los rodamientos del turbo. 6. Apagado de motor. 	<p>Temperaturas pueden llegar a niveles de apagado del motor (1024 °F). Consecuencia Operacional.</p> <p>La velocidad puede sobre pasar las 23.500 revoluciones y apagar el motor, provocando pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>La capacidad de operación del motor no es la requerida y se tiene pérdida de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p>
		D) Alabes de turbina dañada o desgastada	<ol style="list-style-type: none"> 1. Menor velocidad de turbocargador. 	<p>El motor no estará repotenciado y la capacidad operativa no es la deseada. Consecuencia Operacional.</p>

Tabla 14-3: Continuación.

N°	FALLO FUNCIONAL (Pérdida de la Función)	MODO DE FALLA (Causa del fallo)	EFECTOS DE FALLO	CONSECUENCIAS DE FALLO
1			2. Menor potencia de salida del motor.	La capacidad de operación del motor no es la requerida y se tiene pérdida de producción. Consecuencia Operacional.
2	Presión del aire de carga demasiado baja	A) Transmisor de presión defectuoso	1. Falsas alarmas del motor. 2. Apagado del motor.	Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional. Pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.
		B) Suciedad en el filtro de aire que ocasiona una excesiva pérdida de presión	1. Baja eficiencia del motor. 2. Incremento de temperatura de gases de escape. 3. Mala combustión. 4. Surging del turbocargador. 5. Daño de los rodamientos del turbo. 6. Apagado de motor.	Incremento de costo de generación por kWh por alto consumo de combustible. Consecuencia Operacional. Temperaturas pueden llegar a niveles de apagado del motor (1024 °F). Consecuencia Operacional. Emisiones gaseosas sobrepasan los límites permitidos por la NORMA ambiental. Consecuencia Ambiental. Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional. Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional. Pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.
		C) Suciedad en el compresor / turbina	1. Baja eficiencia del motor. 2. Incremento de temperatura de gases de escape. 3. Incremento de velocidad de turbocargador. 4. Surging del turbocargador. 5. Daño de los rodamientos del turbo. 6. Apagado de motor.	Incremento de costo de generación por kWh por alto consumo de combustible. Consecuencia Operacional. Temperaturas pueden llegar a niveles de apagado del motor (1024 °F). Consecuencia Operacional. La velocidad puede sobre pasar las 23.500 revoluciones y apagar el motor, provocando pérdidas de producción. Consecuencia Operacional. Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional. Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional. Pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.
		D) Sello laberíntico dañado	1. Contaminación de aceite lubricante de los rodamientos lado compresor o turbina. 2. Daño de los rodamientos del turbo.	Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional. Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.

Tabla 14-3: Continuación.

N°	FALLO FUNCIONAL (Pérdida de la Función)	MODO DE FALLA (Causa del fallo)	EFECTOS DE FALLO	CONSECUENCIAS DE FALLO
2	Presión del aire de carga demasiado baja	E) Alabes de la turbina/compresor dañadas	3. Apagado del motor 1. Menor velocidad de turbocargador. 2. Baja eficiencia del motor. 3. Surging del turbocargador. 4. Daño de los rodamientos del turbo.	Pérdidas de producción. Consecuencia Operacional. El motor no estará repotenciado y la capacidad operativa no es la deseada. Consecuencia Operacional. Incremento de costo de generación por kWh por alto consumo de combustible. Consecuencia Operacional. Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional. Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.
		F) Anillo de la tobera dañado	1. Baja eficiencia del motor. 2. Incremento de la presión de lado compresor. 3. Incremento de temperatura de gases de escape. 4. Surging del turbocargador. 5. Daño de los rodamientos del turbo. 7. Apagado de motor.	Incremento de costo de generación por kWh por alto consumo de combustible. Consecuencia Operacional. Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional. Temperaturas pueden llegar a niveles de apagado del motor (1024 °F). Consecuencia Operacional. Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional. Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.
		G) Empaque de sellado de los enfriadores de aire de carga dañado	1. Menor velocidad de turbocargador. 2. Disminución de potencia de salida del motor. 3. Surging del turbocargador. 4. Daño de los rodamientos del turbo. 5. Apagado de motor.	El motor no estará repotenciado y la capacidad operativa no es la deseada. Consecuencia Operacional. La capacidad de operación del motor no es la requerida y se tiene pérdida de producción. Consecuencia Operacional. Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional. Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional. Pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.
		A) Transmisor de presión defectuoso	1. Falsas alarmas del motor. 2. Apagado del motor.	Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional. Pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.
3	Presión de aire de carga muy alta	A) Transmisor de presión defectuoso	1. Falsas alarmas del motor. 2. Apagado del motor.	Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional. Pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.

Tabla 14-3: Continuación.

N°	FALLO FUNCIONAL (Pérdida de la Función)	MODO DE FALLA (Causa del fallo)	EFECTOS DE FALLO	CONSECUENCIAS DE FALLO
3	Presión de aire de carga muy alta	B) Anillo de la tobera sucio o parcialmente obstruido	<ol style="list-style-type: none"> 1. Incremento de velocidad de turbocargador. 2. Incremento de temperatura de gases de escape. 3. La presión de ignición en los cilindros aumentará. 4. Disminución de potencia de salida del motor. 5. Surging del turbocargador. 6. Daño de los rodamientos del turbo. 7. Apagado de motor. 	<p>La velocidad puede sobre pasar las 23.500 revoluciones y apagar el motor, provocando pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Temperaturas pueden llegar a niveles de apagado del motor (1024 °F). Consecuencia Operacional.</p> <p>Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>La capacidad de operación del motor no es la requerida y se tiene pérdida de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p>
4	Vibraciones	A) Rotor desbalanceado debido a la fuerte contaminación del compresor/turbina	<ol style="list-style-type: none"> 1. Incremento de temperatura de gases de escape. 2. Incremento de velocidad de turbocargador. 3. Disminución de potencia de salida del motor. 4. Surging del turbocargador. 5. Daño de los rodamientos del turbo. 6. Apagado de motor. 	<p>Temperaturas pueden llegar a niveles de apagado del motor (1024 °F). Consecuencia Operacional.</p> <p>La velocidad puede sobre pasar las 23.500 revoluciones y apagar el motor, provocando pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>La capacidad de operación del motor no es la requerida y se tiene pérdida de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p>
		B) Alabes de turbina o alambres de amortiguamiento dañados	<ol style="list-style-type: none"> 1. Baja eficiencia del motor. 2. Surging del turbocargador. 3. Daño de los rodamientos del turbo. 	<p>Incremento de costo de generación por kWh por alto consumo de combustible. Consecuencia Operacional.</p> <p>Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p>
		C) Rodamiento defectuoso	<ol style="list-style-type: none"> 1. Variación de velocidad del turbocargador 2. Incremento de temperatura de gases de escape. 	<p>La velocidad puede sobre pasar las 23.500 revoluciones y apagar el motor, provocando pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Temperaturas pueden llegar a niveles de apagado del motor (1024 °F). Consecuencia Operacional.</p>

Tabla 14-3: Continuación.

N°	FALLO FUNCIONAL (Pérdida de la Función)	MODO DE FALLA (Causa del fallo)	EFECTOS DE FALLO	CONSECUENCIAS DE FALLO
4	Vibraciones	C) Rodamiento defectuoso	3. Disminución de potencia de salida del motor. 4. Surging del turbocargador. 5. Daño de los rodamientos del turbo. 6. Apagado de motor.	La capacidad de operación del motor no es la requerida y se tiene pérdida de producción. Consecuencia Operacional. Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional. Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional. Pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.
5	Ruidos al disminuir la potencia	A) Rodamiento dañado	1. Variación de velocidad del turbocargador. 2. Incremento de temperatura de gases de escape. 3. Surging del turbocargador. 4. Apagado de motor.	La velocidad puede sobre pasar las 23.500 revoluciones y apagar el motor, provocando pérdidas de producción. Consecuencia Operacional. Temperaturas pueden llegar a niveles de apagado del motor (1024 °F). Consecuencia Operacional. Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional. Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.
		B) Fricción en el rotor	1. Variación de velocidad del turbocargador. 2. Incremento de temperatura de gases de escape. 3. Surging del turbocargador. 4. Apagado de motor.	La velocidad puede sobre pasar las 23.500 revoluciones y apagar el motor, provocando pérdidas de producción. Consecuencia Operacional. Temperaturas pueden llegar a niveles de apagado del motor (1024 °F). Consecuencia Operacional. Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional. Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.
		C) Suciedad en la turbina del turbocargador	1. Baja eficiencia del motor. 2. Incremento de temperatura de gases de escape. 3. Incremento de velocidad de turbocargador. 4. Disminución de potencia de salida del motor. 5. Surging del turbocargador. 6. Daño de los rodamientos del turbo. 7. Apagado de motor.	Incremento de costo de generación por kWh por alto consumo de combustible. Consecuencia Operacional. Temperaturas pueden llegar a niveles de apagado del motor (1024 °F). Consecuencia Operacional. La velocidad puede sobre pasar las 23.500 revoluciones y apagar el motor, provocando pérdidas de producción. Consecuencia Operacional. La capacidad de operación del motor no es la requerida y se tiene pérdida de producción. Consecuencia Operacional. Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional. Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional. Pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.

Tabla 14-3: Continuación.

N°	FALLO FUNCIONAL (Pérdida de la Función)	MODO DE FALLA (Causa del fallo)	EFECTOS DE FALLO	CONSECUENCIAS DE FALLO
		D) Cuerpos extraños en la turbina del turbocargador	<ol style="list-style-type: none"> 1. Incremento de temperatura de gases de escape. 2. Variación de velocidad del turbocargador. 3. Surging del turbocargador. 4. Daño de los rodamientos del turbo. 5. Apagado de motor. 	<p>Temperaturas pueden llegar a niveles de apagado del motor (1024 °F). Consecuencia Operacional.</p> <p>La velocidad puede sobre pasar las 23.500 revoluciones y apagar el motor, provocando pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p>
6	Fugas por las cubiertas de la turbina / compresor	A) Rajaduras debido a tensión térmica	<ol style="list-style-type: none"> 1. Incremento de temperatura de gases de escape. 2. Baja eficiencia del motor. 3. Variación de velocidad del turbocargador. 4. Disminución de potencia de salida del motor. 5. Surging del turbocargador. 6. Daño de los rodamientos del turbo. 7. Daño carcasas de turbos. 8. Apagado de motor. 	<p>Temperaturas pueden llegar a niveles de apagado del motor (1024 °F). Consecuencia Operacional.</p> <p>Incremento de costo de generación por kWh por alto consumo de combustible. Consecuencia Operacional.</p> <p>La velocidad puede sobre pasar las 23.500 revoluciones y apagar el motor, provocando pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>La capacidad de operación del motor no es la requerida y se tiene pérdida de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p>
		B) Insuficiente enfriamiento	<ol style="list-style-type: none"> 1. Incremento de temperatura de gases de escape. 2. Incremento de velocidad de turbocargador. 3. Disminución de potencia de salida del motor. 4. Surging del turbocargador. 5. Daño de los rodamientos del turbo. 6. Daño carcasas de turbos. 	<p>Temperaturas pueden llegar a niveles de apagado del motor (1024 °F). Consecuencia Operacional.</p> <p>La velocidad puede sobre pasar las 23.500 revoluciones y apagar el motor, provocando pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>La capacidad de operación del motor no es la requerida y se tiene pérdida de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p>

Tabla 14-3: Continuación.

N°	FALLO FUNCIONAL (Pérdida de la Función)	MODO DE FALLA (Causa del fallo)	EFECTOS DE FALLO	CONSECUENCIAS DE FALLO
			7. Apagado de motor.	Pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.
7	Pérdida de aceite de lubricación	A) Bujes de sellamiento (51014 / 76002) obstruidos	<ol style="list-style-type: none"> 1. Incremento de temperatura de aceite. 2. Incremento de presión de aceite. 3. Daño de los rodamientos del turbo. 4. Apagado de motor. 	<p>Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p>
		B) Conductos de aire de carga para sellos laberintos X y Z dañados	<ol style="list-style-type: none"> 1. Contaminación de aceite lubricante de los rodamientos lado compresor y turbina. 2. Incremento de temperatura de aceite. 3. Daño de los rodamientos del turbo. 4. Apagado de motor. 	<p>Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p>
		C) Fugas por el empaque de la tapa del alojamiento de los rodamientos.	<ol style="list-style-type: none"> 1. Contaminación de aceite lubricante de los rodamientos lado compresor/turbina. 2. Incremento de temperatura de aceite. 3. Daño de los rodamientos del turbo. 4. Apagado de motor. 	<p>Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p>
8	Sobrecarga (surging) repentina y constante del turbocargador	A) Suciedad en el enfriador de aire de carga o silenciador	<ol style="list-style-type: none"> 1. Incremento de temperatura de gases de escape. 2. Incremento de velocidad de turbocargador. 3. Baja eficiencia del motor. 	<p>Temperaturas pueden llegar a niveles de apagado del motor (1024 °F). Consecuencia Operacional.</p> <p>La velocidad puede sobre pasar las 23.500 revoluciones y apagar el motor, provocando pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Incremento de costo de generación por kWh por alto consumo de combustible. Consecuencia Operacional.</p>

Tabla 14-3: Continuación.

N°	FALLO FUNCIONAL (Pérdida de la Función)	MODO DE FALLA (Causa del fallo)	EFECTOS DE FALLO	CONSECUENCIAS DE FALLO
8	Sobrecarga (surging) repentina y constante del turbocargador	A) Suciedad en el enfriador de aire de carga o silenciador	4. Disminución de potencia de salida del motor. 5. Daño de los rodamientos del turbo. 6. Daño del eje de turbo. 7. Daño en alabes de turbina. 8. Daño de bombas de lubricación. 9. Daño en rueda compresora. 10. Daño en sellos laberintos. 11. Trabamiento del eje. 12. Daño de pernos de sujeción toberas. 13. Apagado de motor.	La capacidad de operación del motor no es la requerida y se tiene pérdida de producción. Consecuencia Operacional. Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional. Pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.
		B) Rodamiento dañado	1. Variación de velocidad del turbocargador. 2. Incremento de temperatura de gases de escape. 3. Disminución de potencia de salida del motor. 4. Daño del eje de turbo. 5. Daño en alabes de turbina. 6. Daño de bombas de lubricación. 7. Daño en rueda compresora. 8. Daño en sellos laberintos. 9. Trabamiento del eje.	La velocidad puede sobre pasar las 23.500 revoluciones y apagar el motor, provocando pérdidas de producción. Consecuencia Operacional. Temperaturas pueden llegar a niveles de apagado del motor (1024 °F). Consecuencia Operacional. La capacidad de operación del motor no es la requerida y se tiene pérdida de producción. Consecuencia Operacional. Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.

Tabla 14-3: Continuación.

N°	FALLO FUNCIONAL (Pérdida de la Función)	MODO DE FALLA (Causa del fallo)	EFECTOS DE FALLO	CONSECUENCIAS DE FALLO
8	Sobrecarga (surging) repentina y constante del turbocargador		10. Daño de pernos de sujeción de toberas. 11. Apagado de motor	Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional. Pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.
		C) Falta de aire de ingreso al compresor.	1. Baja eficiencia del motor. 2. Incremento de temperatura de gases de escape. 3. Mala combustión. 4. Disminución de potencia de salida del motor. 5. Daño de los rodamientos del turbo. 6. Daño del eje de turbo. 7. Daño en alabes de turbina. 8. Daño de bombas de lubricación. 9. Daño en rueda compresora. 10. Daño en sellos laberintos. 11. Trabamiento del eje. 12. Daño de pernos de sujeción toberas. 13. Apagado de motor.	Incremento de costo de generación por kWh por alto consumo de combustible. Consecuencia Operacional. Temperaturas pueden llegar a niveles de apagado del motor (1024 °F). Consecuencia Operacional. Emisiones gaseosas sobrepasan los límites permitidos por la NORMA ambiental. Consecuencia Ambiental. La capacidad de operación del motor no es la requerida y se tiene pérdida de producción. Consecuencia Operacional. Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional. Pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.
		D) Anillo de la tobera sucio o parcialmente obstruido	1. Incremento de velocidad de turbocargador. 2. Incremento de temperatura de gases de escape. 3. La presión de ignición en los cilindros aumentará.	La velocidad puede sobre pasar las 23.500 revoluciones y apagar el motor, provocando pérdidas de producción. Consecuencia Operacional. Temperaturas pueden llegar a niveles de apagado del motor (1024 °F). Consecuencia Operacional. Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.

Tabla 14-3: Continuación.

N°	FALLO FUNCIONAL (Pérdida de la Función)	MODO DE FALLA (Causa del fallo)	EFECTOS DE FALLO	CONSECUENCIAS DE FALLO
8	Sobrecarga (surging) repentina y constante del turbocargador	D) Anillo de la tobera sucio o parcialmente obstruido	4. Disminución de potencia de salida del motor. 5. Daño de los rodamientos del turbo. 6. Daño del eje de turbo. 7. Daño en alabes de turbina. 8. Daño de bombas de lubricación. 9. Daño en rueda compresora. 10. Daño en sellos laberintos. 11. Trabamiento del eje. 12. Daño de pernos de sujeción toberas. 13. Apagado de motor.	La capacidad de operación del motor no es la requerida y se tiene pérdida de producción. Consecuencia Operacional. Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.
		E) Alabes de la turbina/compresor dañadas	1. Menor velocidad de turbocargador. 2. Baja eficiencia del motor. 3. Disminución de potencia de salida del motor. 4. Daño de los rodamientos del turbo. 5. Daño del eje de turbo. 6. Daño en alabes de turbina. 7. Daño de bombas de lubricación. 8. Daño en rueda compresora. 9. Daño en sellos laberintos.	El motor no estará repotenciado y la capacidad operativa no es la deseada. Consecuencia Operacional. Incremento de costo de generación por kWh por alto consumo de combustible. Consecuencia Operacional. La capacidad de operación del motor no es la requerida y se tiene pérdida de producción. Consecuencia Operacional. Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.

Tabla 14-3: Continuación.

N°	FALLO FUNCIONAL (Pérdida de la Función)	MODO DE FALLA (Causa del fallo)	EFECTOS DE FALLO	CONSECUENCIAS DE FALLO
8	Sobrecarga (surging) repentina y constante del turbocargador		10. Trabamiento del eje. 11. Daño de pernos de sujeción toberas. 12. Apagado de motor.	Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional. Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional. Pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.
		F) Rotor desbalanceado debido a la fuerte contaminación del compresor/turbina	1. Incremento de temperatura de gases de escape. 2. Incremento de velocidad de turbocargador. 3. Disminución de potencia de salida del motor. 4. Daño de los rodamientos del turbo. 5. Daño del eje de turbo. 6. Daño en alabes de turbina. 7. Daño de bombas de lubricación. 8. Daño en rueda compresora. 9. Daño en sellos laberintos. 10. Trabamiento del eje. 11. Daño de pernos de sujeción toberas. 12. Apagado de motor.	Temperaturas pueden llegar a niveles de apagado del motor (1024 °F). Consecuencia Operacional. La velocidad puede sobre pasar las 23.500 revoluciones y apagar el motor, provocando pérdidas de producción. Consecuencia Operacional. La capacidad de operación del motor no es la requerida y se tiene pérdida de producción. Consecuencia Operacional. Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.
		G) Depósitos abundantes de suciedad en el compresor / turbina	1. Incremento de temperatura de gases de escape. 2. Incremento de velocidad de turbocargador. 3. Baja eficiencia del motor.	Temperaturas pueden llegar a niveles de apagado del motor (1024 °F). Consecuencia Operacional. La velocidad puede sobre pasar las 23.500 revoluciones y apagar el motor, provocando pérdidas de producción. Consecuencia Operacional. Incremento de costo de generación por kWh por alto consumo de combustible. Consecuencia Operacional.

Tabla 14-3: Continuación.

N°	FALLO FUNCIONAL (Pérdida de la Función)	MODO DE FALLA (Causa del fallo)	EFECTOS DE FALLO	CONSECUENCIAS DE FALLO
8	Sobrecarga (surging) repentina y constante del turbocargador	G) Depósitos abundantes de suciedad en el compresor / turbina	4. Disminución de potencia de salida del motor. 5. Daño de los rodamientos del turbo. 6. Daño del eje de turbo. 7. Daño en alabes de turbina. 8. Daño de bombas de lubricación. 9. Daño en rueda compresora. 10. Daño en sellos laberintos. 11. Trabamiento del eje. 12. Daño de pernos de sujeción toberas. 13. Apagado de motor.	La capacidad de operación del motor no es la requerida y se tiene pérdida de producción. Consecuencia Operacional. Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional. Pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.
9	Diferencia de velocidad de los turbocargadores	A) Falla del sensor de velocidad B) Suciedad en la turbina del turbocargador	1. Falsas alarmas del motor. 2. Apagado del motor. 1. Baja eficiencia del motor. 2. Incremento de temperatura de gases de escape. 3. Incremento de velocidad de turbocargador. 4. Disminución de potencia de salida del motor. 5. Surging del turbocargador. 6. Daño de los rodamientos del turbo. 7. Apagado de motor.	Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional. Pérdidas de producción. Consecuencia Operacional. Incremento de costo de generación por kWh por alto consumo de combustible. Consecuencia Operacional. Temperaturas pueden llegar a niveles de apagado del motor (1024 °F). Consecuencia Operacional. La velocidad puede sobre pasar las 23.500 revoluciones y apagar el motor, provocando pérdidas de producción. Consecuencia Operacional. La capacidad de operación del motor no es la requerida y se tiene pérdida de producción. Consecuencia Operacional. Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional. Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional. Pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.

Tabla 14-3: Continuación.

N°	FALLO FUNCIONAL (Pérdida de la Función)	MODO DE FALLA (Causa del fallo)	EFECTOS DE FALLO	CONSECUENCIAS DE FALLO
9	Diferencia de velocidad de los turbocargadores	C) Anillo de la tobera sucio o parcialmente obstruido	<ol style="list-style-type: none"> 1. Incremento de velocidad de turbocargador. 2. Incremento de temperatura de gases de escape. 3. Aumento de la presión de ignición en los cilindros. 4. Disminución de potencia de salida del motor. 5. Surging del turbocargador. 6. Daño de los rodamientos del turbo. 7. Apagado de motor. 	<p>La velocidad puede sobre pasar las 23.500 revoluciones y apagar el motor, provocando pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Temperaturas pueden llegar a niveles de apagado del motor (1024 °F). Consecuencia Operacional.</p> <p>Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>La capacidad de operación del motor no es la requerida y se tiene pérdida de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p>
		D) Fallas en el sistema de inyección del motor	<ol style="list-style-type: none"> 1. Incremento de velocidad de turbocargador. 2. Incremento de temperatura de gases de escape. 3. La presión de ignición en los cilindros aumentará. 4. Disminución de potencia de salida del motor. 5. Surging del turbocargador. 6. Daño de los rodamientos del turbo. 7. Apagado de motor. 	<p>La velocidad puede sobre pasar las 23.500 revoluciones y apagar el motor, provocando pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Temperaturas pueden llegar a niveles de apagado del motor (1024 °F). Consecuencia Operacional.</p> <p>Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>La capacidad de operación del motor no es la requerida y se tiene pérdida de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Parada del motor y pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p> <p>Pérdidas de producción. Consecuencia Operacional.</p>

Fuente: Datos obtenidos de investigación en la planta de Generación. Agip Oil Ecuador.
Realizado por: Xavier Moscoso.2015

CAPÍTULO IV

4 ANÁLISIS DE EFECTOS DE FALLO DEL TURBOCARGADOR VTR 354

Luego de realizar el análisis de Fallas de los turbocargadores VTR 354, se realiza el análisis de Efectos de Fallo (Ver Tabla 20), mediante el Gráfico de Pareto la misma que podemos observar cuál o cuáles son las falla más recurrentes en el turbocargador y que se debería incursionar en las diferentes actividades requeridas para solucionar el o los problemas más importantes.

Tabla 1-4: Efectos de Fallo / Frecuencias de Fallo de los turbocargadores VTR 354

Efectos de Fallo				
Efecto	Frecuencia	Costo	%	Acumulado %
Surging de turbocargadores >	50	\$ -	44%	44%
Daño de rodamientos	32	\$ 351.034,56	28%	73%
Daño del eje de turbo	8	\$ 1.287.710,88	7%	80%
Daño en alabes de turbina	4	\$ 643.855,44	4%	83%
Daño de bombas de lubricación	4	\$ 89.401,52	4%	87%
Daño de turbocargador completo	2	\$ 35.700,45	2%	88%
Daño en rueda compresora	2	\$ 51.452,86	2%	90%
Daño de juntas de expansión	2	\$ 39.040,10	2%	92%
Daño en sellos laberintos	2	\$ 30.500,50	2%	94%
Taponamiento de aros de toberas	2	\$ 4.205,64	2%	96%
Daño de carcaza lado turbina	1	\$ 1.250,23	1%	96%
Daño de carcaza lado compresor	1	\$ 560,96	1%	97%
Trabamiento del eje	1	\$ 486,24	1%	98%
Daño en rosca de ajuste del eje	1	\$ 284,17	1%	99%
Daño de pernos de sujeción toberas	1	\$ 2,24	1%	100%

Fuente: Datos obtenidos de investigación en la planta de Generación. Agip Oil Ecuador.

Realizado por: Xavier Moscoso.2015

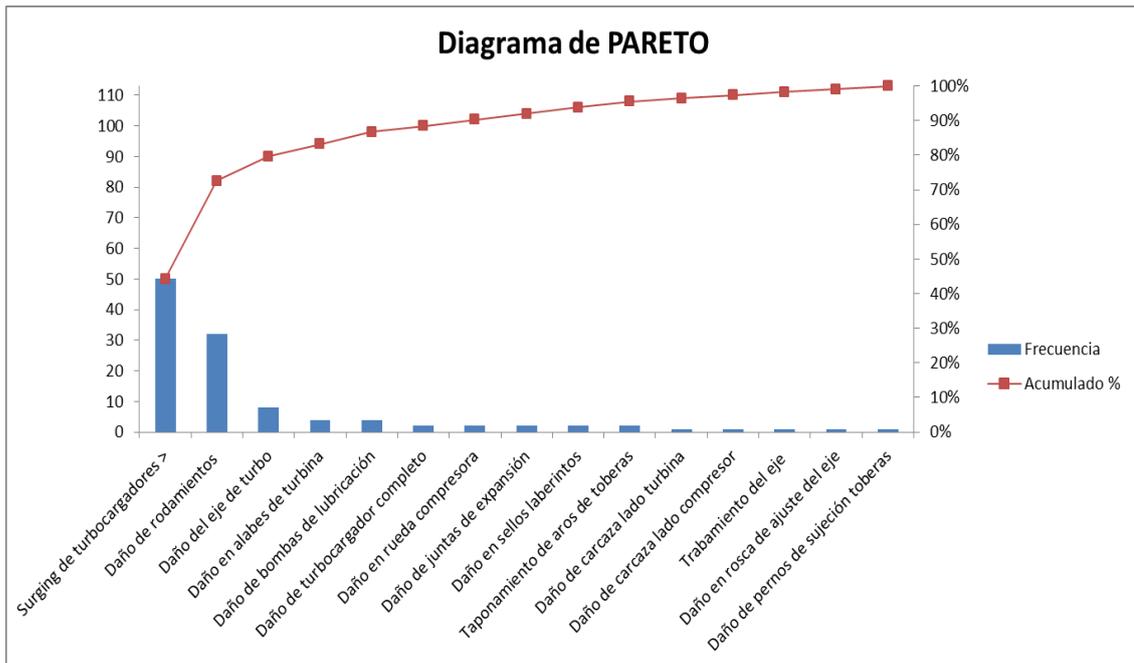


Figura 1-4: Efectos de Fallos / Frecuencia de los turbocargadores VTR 354
Fuente: Datos obtenidos de investigación en la planta de Generación. Agip Oil Ecuador.2015

Los efectos de fallo más significativos son los “surging” de los turbocargadores y el “daño de los rodamientos”; sin embargo el surge que se producen en los turbocargadores son consecuencias de varios Modos de Fallos; sin embargo la afectación del elemento mecánico más importante en los fallos del turbocargador es el rodamiento, el cual tiene avería por las influencias del surging en los turbocargadores “principalmente”.

El costo en cada una de las reparaciones realizadas en estos elementos es el tercero más significativo, pero su frecuencia de fallo es el mayor; a su vez el Fallo Potencial del rodamiento del turbo tiene un tiempo corto para producir el Fallo Funcional del turbo y a su vez del todo el sistema, reduciendo la confiabilidad del motor Wärtsilä.

4.1 Análisis estadístico de la FIABILIDAD DE LOS RODAMIENTOS en los Turbocargadores VTR 354.

De los datos obtenidos se procede a calcular estadísticamente con el Software “R” la probabilidad de fallo de los rodamientos en los turbocargadores de los motores Wärtsilä VASA 16V32 LN, de acuerdo a una log-normal con un nivel de confianza del 95%.

MOTOR WARTSILA VASA 16V32 L.N. "A"

Horas de operación del motor (running): 30181 horas

Horas del motor en espera (stand by): 2852 horas

Horas de Mantenimiento Preventivo: 1721 horas

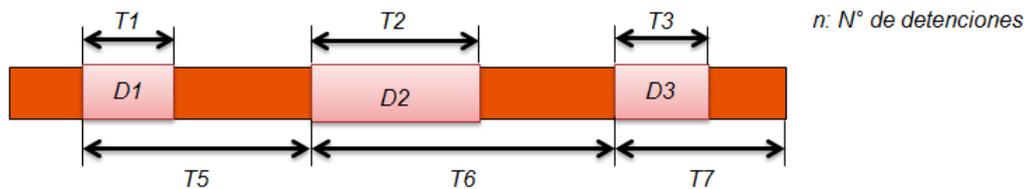
Horas de Mantenimiento Correctivo: 310 horas

Tiempo Período 2011-2014 (Tp): 33033 horas

(Tiempo running + stand by)

Número de Fallos n: 3

$$MTBF = \frac{(T5 - T1) + (T6 - T2) + (T7 - T3)}{n}$$



T1 = 14 horas

Tiempo de Primer Fallo : 13509 horas de operación.

T2 = 11 horas

Tiempo de Segundo Fallo : 14779 horas de operación.

T3 = 96 horas

Tiempo de Tercer Fallo : 19409 horas de operación.

T5 = 1270 horas

T6 = 4630 horas

T7 = 6648 horas

Tiempos de fallo: 13509, 14779, 19409

Tiempos de fallo en escala logarítmica natural: 9.51, 9.60, 9.87

Se aplica el test de Shapiro Wilk a estos log tiempos de fallo y se obtiene un p-valor de mayor o igual a 0.05, lo que significa que los log tiempos se distribuyen de acuerdo a una log-normal con un nivel de confianza del 95%. Por tanto sus probabilidades son:

Probabilidades de los tiempos de fallo: 0.212, 0.373, 0.869

Estas probabilidades geoméricamente son el área total que se encuentra debajo la curva azul y a la izquierda de las rectas verticales en los log tiempos de fallo.

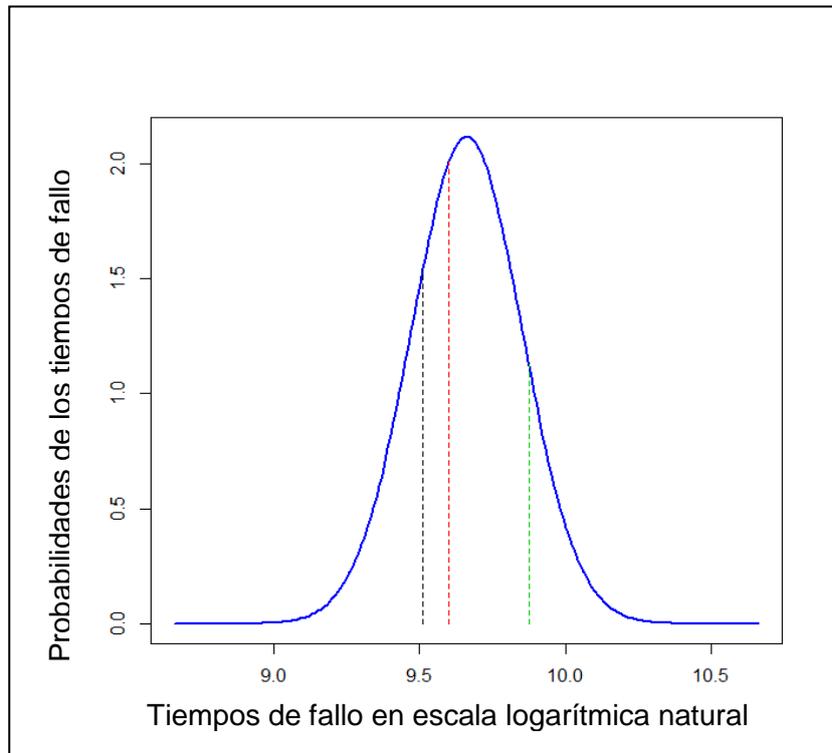


Figura 2-4: Tiempos de fallo en escala logarítmica natural Motor A

Fuente: Datos obtenidos de investigación en la planta de Generación. Agip Oil Ecuador

MOTOR WARTSILA VASA 16V32 L.N. "B"

Horas de operación del motor (running): 31503 horas

Horas del motor en espera (stand by): 1365 horas

Horas de Mantenimiento Preventivo: 1749 horas

Horas de Mantenimiento Correctivo: 447 horas

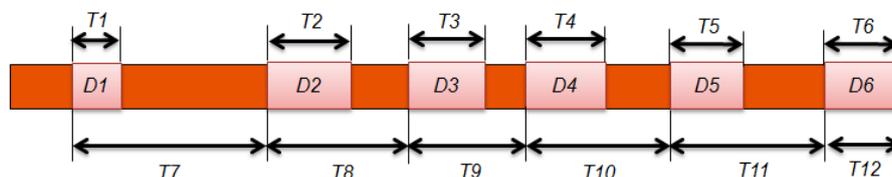
Tiempo Período 2011-2014 (Tp): 32868 horas

(Tiempo running + stand by)

Número de Fallos n: 6

$$MTBF = \frac{(T7 - T1) + (T8 - T2) + (T9 - T3) + (T10 - T4) + (T11 - T5) + (T12 - T6)}{n}$$

n: N° de detenciones



T1 = 84 horas	Tiempo de Primer Fallo : 88 horas de operación.
T2 = 17 horas	Tiempo de Segundo Fallo : 94 horas de operación.
T3 = 72 horas	Tiempo de Tercer Fallo : 139 horas de operación.
T4 = 4 horas	Tiempo de Cuarto Fallo : 2783 horas de operación.
T5 = 86 horas	Tiempo de Quinto Fallo : 3740 horas de operación.
T6 = 28 horas	Tiempo de Sexto Fallo : 8180 horas de operación.
T7 = 6 horas	
T8 = 45 horas	
T9 = 2644 horas	
T10 = 957 horas	
T11 = 24974 horas	
T12 = 28 horas	

Tiempos de fallo: 88, 94, 139, 2783, 3740, 8180

Tiempos de fallo en escala logarítmica natural: 4.48, 4.54, 4.93, 7.93, 8.23, 9.01

Se aplica el test de Shapiro Wilk a estos log tiempos de fallo y se obtiene un p-valor de mayor o igual a 0.05, lo que significa que los log tiempos se distribuyen de acuerdo a una log-normal con un nivel de confianza del 95%. Por tanto sus probabilidades son:

Probabilidades de los tiempos de fallo: 0.163, 0.171, 0.223, 0.751, 0.794, 0.884

Estas probabilidades geoméricamente son el área total que se encuentra debajo la curva azul y a la izquierda de las rectas verticales en los log tiempos de fallo.

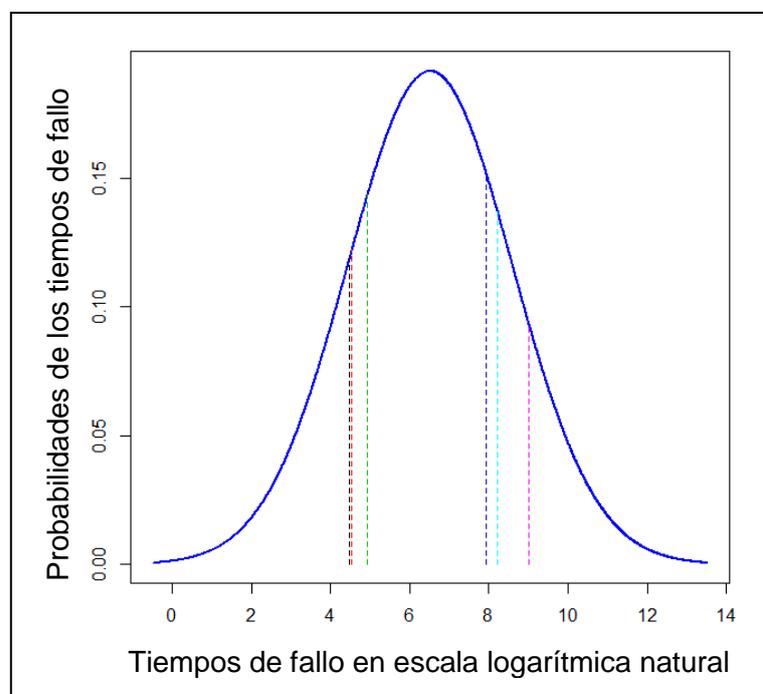


Figura 3-4: Tiempos de fallo en escala logarítmica natural Motor B

Fuente: Datos obtenidos de investigación en la planta de Generación. Agip Oil Ecuador

MOTOR WARTSILA VASA 16V32 L.N. "C"

Horas de operación del motor (running): 29195 horas

Horas del motor en espera (stand by): 3551 horas

Horas de Mantenimiento Preventivo: 1583 horas

Horas de Mantenimiento Correctivo: 735 horas

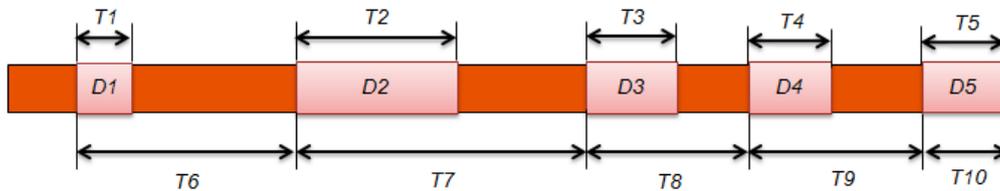
Tiempo Período 2011-2014 (Tp): 32746 horas

(Tiempo running + stand by)

Número de Fallos n: 5

$$MTBF = \frac{(T6 - T1) + (T7 - T2) + (T8 - T3) + (T9 - T4) + (T10 - T5)}{n}$$

n: N° de detenciones



T1 = 61 horas

Tiempo de Primer Fallo : 1773 horas de operación.

T2 = 19 horas

Tiempo de Segundo Fallo : 4814 horas de operación.

T3 = 99 horas

Tiempo de Tercer Fallo : 6711 horas de operación.

T4 = 110 horas

Tiempo de Cuarto Fallo : 8164 horas de operación.

T5 = 177 horas

Tiempo de Quinto Fallo : 25912 horas de operación.

T6 = 3041 horas

T7 = 1897 horas

T8 = 1453 horas

T9 = 17748 horas

T10 = 177 horas

Tiempos de fallo: 1773, 4814, 6711, 8164, 25912

Tiempos de fallo en escala logarítmica natural: 7.48, 8.48, 8.81, 9.01, 10.16

Se aplica el test de Shapiro Wilk a estos log tiempos de fallo y se obtiene un p-valor de mayor o igual a 0.05, lo que significa que los log tiempos se distribuyen de acuerdo a una log-normal con un nivel de confianza del 95%. Por tanto sus probabilidades son :

Probabilidades de los tiempos de fallo: 0.088, 0.375, 0.510, 0.590, 0.922

Estas probabilidades geoméricamente son el área total que se encuentra debajo la curva azul y a la izquierda de las rectas verticales en los log tiempos de fallo.

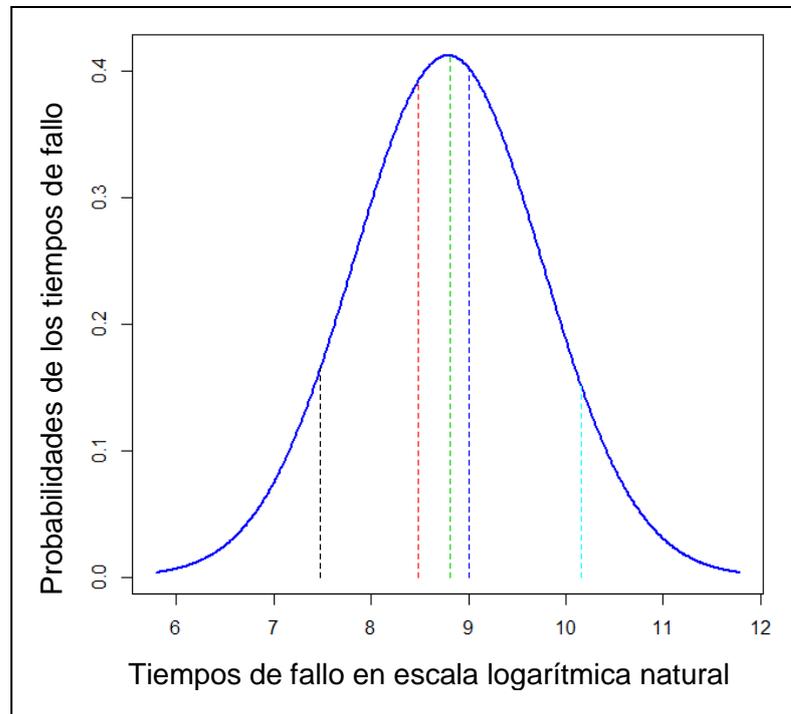


Figura 4-4: Tiempos de fallo en escala logarítmica natural Motor C.

Fuente: Datos obtenidos de investigación en la planta de Generación. Agip Oil Ecuador

MOTOR WARTSILA VASA 16V32 L.N. "D"

Horas de operación del motor (running): 31670 horas

Horas del motor en espera (stand by): 1238 horas

Horas de Mantenimiento Preventivo: 1747 horas

Horas de Mantenimiento Correctivo: 409 horas

Tiempo Período 2011-2014 (Tp): 32908 horas

(Tiempo running + stand by)

Número de Fallos n: 4

$$MTBF = \frac{(T5 - T1) + (T6 - T2) + (T7 - T3) + (T8 - T4)}{n}$$

n: N° de detenciones



T1 = 14 horas	Tiempo de Primer Fallo : 693 horas de operación.
T2 = 34 horas	Tiempo de Segundo Fallo : 987 horas de operación.
T3 = 18 horas	Tiempo de Tercer Fallo : 10645 horas de operación.
T4 = 104 horas	Tiempo de Cuarto Fallo : 18909 horas de operación.
T5 = 294 horas	
T6 = 9658 horas	
T7 = 8264 horas	
T8 = 11732 horas	

Tiempos de fallo: 693, 987, 10645, 18909

Tiempos de fallo en escala logarítmica natural: 6.54, 6.89, 9.27, 9.85

Se aplica el test de Shapiro Wilk a estos log tiempos de fallo y se obtiene un p-valor de mayor o igual a 0.05, lo que significa que los log tiempos se distribuyen de acuerdo a una log-normal con un nivel de confianza del 95%. Por tanto sus probabilidades son:

Probabilidades de los tiempos de fallo: 0.168, 0.227, 0.752, 0.848

Estas probabilidades geoméricamente son el área total que se encuentra debajo la curva azul y a la izquierda de las rectas verticales en los log tiempos de fallo.

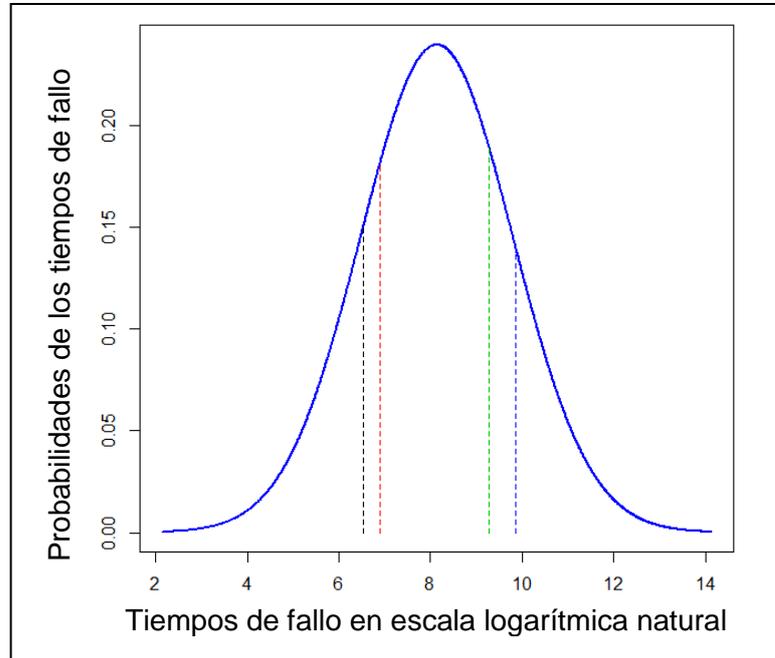


Figura 5-4: Tiempos de fallo en escala logarítmica natural
Motor D

Fuente: Datos obtenidos de investigación en la planta de Generación. Agip Oil Ecuador

MOTOR WARTSILA VASA 16V32 L.N. "E"

Horas de operación del motor (running): 30484 horas

Horas del motor en espera (stand by): 1884 horas

Horas de Mantenimiento Preventivo: 1510 horas

Horas de Mantenimiento Correctivo: 1186 horas

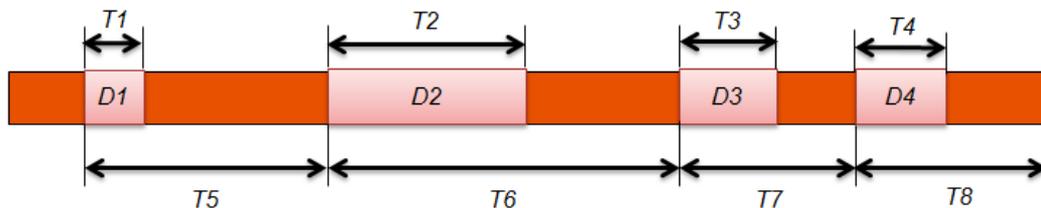
Tiempo Período 2011-2014 (Tp): 32368 horas

(Tiempo running + stand by)

Número de Fallos n: 4

$$MTBF = \frac{(T5 - T1) + (T6 - T2) + (T7 - T3) + (T8 - T4)}{n}$$

n: N° de detenciones



T1 = 7 horas

Tiempo de Primer Fallo : 136 horas de operación.

T2 = 54 horas

Tiempo de Segundo Fallo : 8040 horas de operación.

T3 = 668 horas

Tiempo de Tercer Fallo : 18240 horas de operación.

T4 = 168 horas

Tiempo de Cuarto Fallo : 20400 horas de operación.

T5 = 7912 horas

T6 = 10192 horas

T7 = 2160 horas

T8 = 9840 horas

Tiempos de fallo: 136, 8040, 18240, 20400

Tiempos de fallo en escala logarítmica natural: 4.91, 8.99, 9.81, 9.92

Se aplica el test de Shapiro Wilk a estos log tiempos de fallo y se obtiene un p-valor de mayor o igual a 0.05, lo que significa que los log tiempos se distribuyen de acuerdo a una log-normal con un nivel de confianza del 95%. Por tanto sus probabilidades son:

Probabilidades de los tiempos de fallo: 0.070, 0.597, 0.723, 0.739

Estas probabilidades geoméricamente son el área total que se encuentra debajo la curva azul y a la izquierda de las rectas verticales en los log tiempos de fallo.

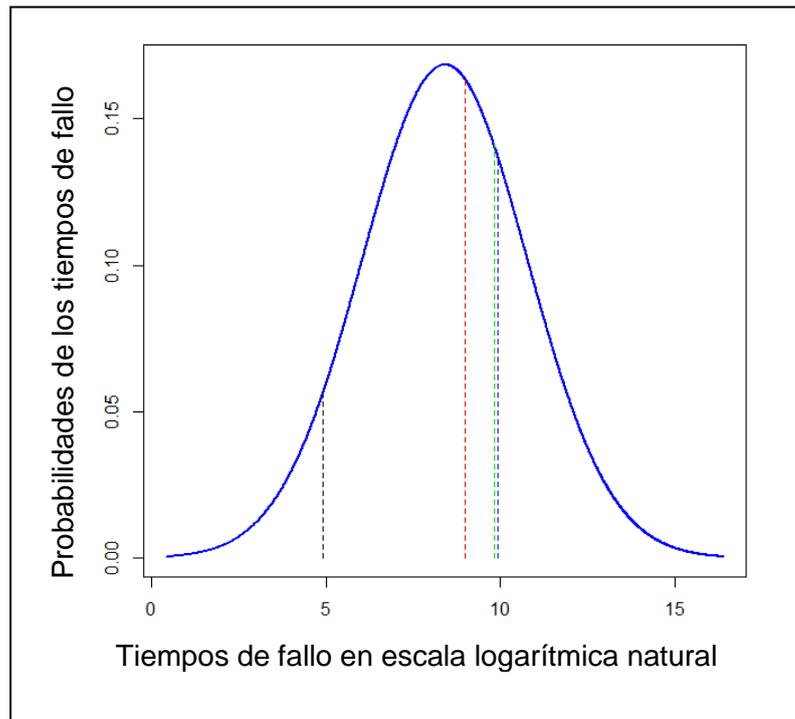


Figura 6-4: Tiempos de fallo en escala logarítmica natural
Motor E

Fuente: Datos obtenidos de investigación en la planta de Generación. Agip Oil Ecuador

4.2 Propuesta del nuevo Plan de Mantenimiento a realizarse en los turbocargadores VTR 354.

Luego de realizado el análisis del mantenimiento centrado en confiabilidad RCM, se plantea implementar las modificaciones en los planes de mantenimiento realizado en los turbocargadores VTR 354, sin interferir a los trabajos que se ejecutan al momento ya que se viene en caso que los principales inconvenientes presentados en los turbocargadores y las consecuencias de fallo de los mismos son los presentados por el “SURGING”.

En referencia a los mantenimientos operativos (lavado de turbina y compresores), no se ha modificado ninguna acción, ya que al realizar el lavado de los turbocargadores el intervalo de 100 horas como corresponde se observa que la turbina no presenta acumulación de carbón en los álabes, y se puede continuar realizando este mantenimiento en el período respectivo, siempre considerando el flujo de agua requerido y las temperaturas de gases de cada cilindro que no sobrepasen los 350 °C.

Considerar también que si se requiere bajar aún más el período de tiempo para el lavado de los turbocargadores, existen el “choque térmico” lo cual es importante para desprender la suciedad de la turbina, sin embargo cuando existen muchos efectos por

choque térmico también existe el daño en el material de la turbina, lo que puede producir las “rajaduras” del mismo y puede volverse muy peligros para su operación debido que el eje del turbo sobrepasa las 20.000 revoluciones por minuto durante su operación normal.

Se desea implementar los análisis de vibraciones, que debemos realizarlos cada 500 horas (después de haber realizado por cinco ocasiones los lavados a las turbinas y compresores del turbocargador), para de esta manera determinar el funcionamiento de los turbos y si la limpieza realizada viene a dar un resultado satisfactorio; se procederá a realizar los reportes técnicos respectivos y evaluar cada resultado.

Símbolos de Mantenimiento para limpieza y Monitoreo de vibraciones (Figura 7-4):

	Ubicación de Limpieza
	Puntos de Limpieza
	Chequeo Visual
	Lavado
	Monitoreo de Vibraciones

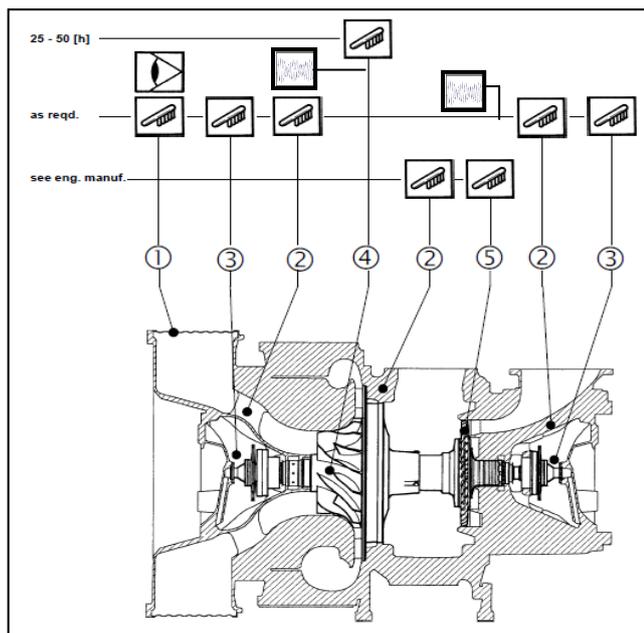


Figura 7-4: Puntos de mantenimiento de los turbocompresores VTR 354 con RCM

Fuente: Datos obtenidos de investigación en la planta de Generación. Agip Oil Ecuador

Tabla 2-4: Descripción de los trabajos realizados durante el mantenimiento Mecánico a los turbocompresores VTR 354 y sus intervalos de tiempo.

N°	Punto de Limpieza	Intervalos				
		50 a 100 horas	500 horas	1000 horas	2000 horas	4000 horas
1	Filtros de aire			Limpieza	Cambio	
2	Depósitos de agua refrigerante					Limpieza
	Sellamiento de los conductos de aire					Inspección
3	Estado de los empaques					Inspección
	Limpieza de los depósitos de aceite lados Turbina y Compresor				Limpieza	
4	Compresor	Limpieza				Limpieza
5	Turbina	Limpieza				Limpieza
6	Válvulas de ingreso de agua para lavado					Limpieza
7	Regulador de flujo ingreso de agua					Limpieza
8	Vibraciones Lado Turbina		Monitoreo			
9	Vibraciones Lado Compresor		Monitoreo			

Fuente: Datos obtenidos de investigación en la planta de Generación. Agip Oil Ecuador.

Realizado por: Xavier Moscoso.2015

Símbolos de Mantenimiento:

- ① Ubicación de Mantenimiento
- └─● Puntos de mantenimiento
- ◁▷ Cambio de aceite
- ↔ Reemplazo

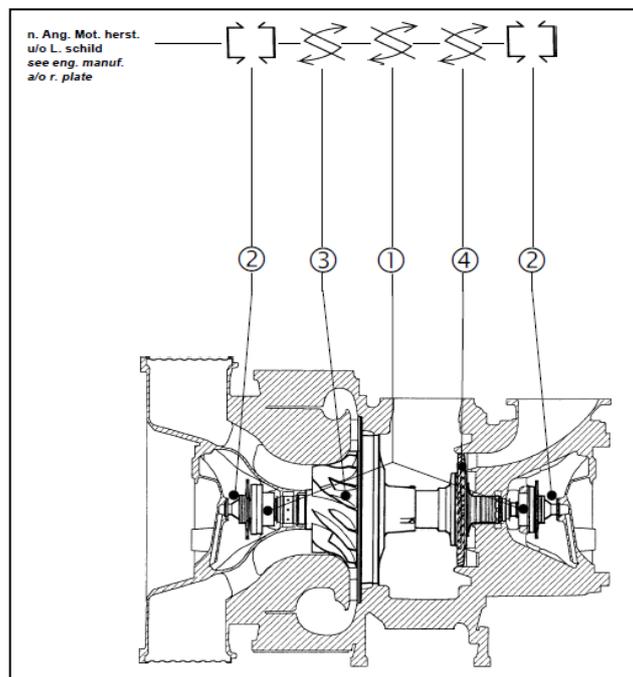


Figura 8-4: Puntos del mantenimiento de los turbocargadores VTR 354 con RCM

Fuente: Datos obtenidos de investigación en la planta de Generación. Agip Oil Ecuador

Tabla 3-4: Descripción de los trabajos realizados durante el mantenimiento mecánico a los turbocargadores VTR 354 y sus intervalos de tiempo.

N°	Punto de Mantenimiento	Intervalos				
		2000 horas	4000 horas	8000 horas	12000 horas	48000 horas
1	Cojinetes de contacto de rodillos		Verificación	Cambio		
2	Lubricación de turbina y compresor	Cambio de aceite				
3	Rueda compresora		Balanceo	Balanceo	Balanceo	Cambio
4	Rueda de turbina		Balanceo	Balanceo	Balanceo	Cambio

Fuente: Datos obtenidos de investigación en la planta de Generación. Agip Oil Ecuador.

Realizado por: Xavier Moscoso.2015

Tabla 4-4: Plan de Mantenimiento Centrado en Confiabilidad Propuesto.

N°	FALLO FUNCIONAL (Pérdida de la Función)	MODO DE FALLA (Causa del fallo)	PLAN DE MANTENIMIENTO APLICANDO RCM	INTERVALOS (HORAS)						
				4	100	500	1000	2000	4000	8000
1	Temperatura del gas de escape demasiado alta	A) Falta de aire de ingreso al compresor.	Inspección / Cambio de elementos filtrantes				X	X		
		B) Compresor/turbina contaminados	Limpieza de turbina / compresor establecido en plan de mantenimiento. Monitoreo de vibraciones.		X	X				
		C) Temperatura de aire de carga demasiado alta	Mantenimiento y limpieza de enfriador de aire de carga.						X	
		D) Alabes de turbina dañada o desgastada	Monitoreo de vibraciones de turbina. Monitoreo de datos operativos.	X		X				
2	Presión del aire de carga demasiado baja	A) Transmisor de presión defectuoso	Mantenimiento de instrumento de medida de presión.						X	
		B) Suciedad en el filtro de aire que ocasiona una excesiva pérdida de presión	Cambio de elementos filtrantes.					X		
		C) Suciedad en el compresor/turbina	Limpieza de turbina / compresor establecido en plan de mantenimiento. Monitoreo de vibraciones.		X	X				
		D) Sello laberíntico dañado	Cambio de aceite de turbina.					X		
		E) Alabes de la turbina/compresor dañadas	Monitoreo de vibraciones de turbina. Monitoreo de datos operativos.	X		X				
		F) Anillo de la tobera dañado	Monitoreo de vibraciones de turbina. Monitoreo de datos de temperatura de gases.	X		X				

Tabla 4-4: Continuación.

N°	FALLO FUNCIONAL (Pérdida de la Función)	MODO DE FALLA (Causa del fallo)	PLAN DE MANTENIMIENTO APLICANDO RCM	INTERVALOS (HORAS)							
				4	100	500	1000	2000	4000	8000	
		G) Empaque de sellado de los enfriadores de aire de carga dañado	Limpieza de enfriador de aire de carga de acuerdo a plan establecido							X	
3	Presión de aire de carga muy alta	A) Transmisor de presión defectuoso	Mantenimiento de instrumento de medida de presión.							X	
		B) Anillo de la tobera sucio o parcialmente obstruido	Monitoreo de vibraciones de turbina. Monitoreo de datos de temperatura de gases.	X		X					
4	Vibraciones	A) Rotor desbalanceado debido a la fuerte contaminación del compresor/turbina	Monitoreo de vibraciones de turbina. Monitoreo de datos operativos.	X		X					
		B) Alabes de turbina o alambres de amortiguamiento dañados	Monitoreo de vibraciones de turbina. Monitoreo de datos de temperatura de gases.			X					
		C) Rodamiento defectuoso	Monitoreo de vibraciones de turbina. Cambio de rodamiento.			X					X
5	Ruidos al disminuir la potencia	A) Rodamiento dañado	Monitoreo de vibraciones de turbina. Cambio de rodamiento.			X					X
		B) Fricción en el rotor	Monitoreo de vibraciones de turbina. Monitoreo de datos operativos.	X		X					
		C) Suciedad en la turbina del turbocargador	Limpieza de turbina / compresor establecido en plan de mantenimiento. Monitoreo de vibraciones.		X	X					

Tabla 4-4: Continuación.

N°	FALLO FUNCIONAL (Pérdida de la Función)	MODO DE FALLA (Causa del fallo)	PLAN DE MANTENIMIENTO APLICANDO RCM	INTERVALOS (HORAS)							
				4	100	500	1000	2000	4000	8000	
		D) Cuerpos extraños en la turbina del turbocargador	Monitoreo de vibraciones de turbina. Monitoreo de datos operativos.	X		X					
6	Fugas por las cubiertas de la turbina / compresor	A) Rajaduras debido a tensión térmica	Inspección, limpieza de carcasas de turbocargadores.						X		
		B) Insuficiente enfriamiento	Inspección del sistema de agua, elementos termostáticos, limpieza de sistemas de enfriamiento.							X	
7	Pérdida de aceite de lubricación	A) Bujes de sellamiento (51014 / 76002) obstruidos	Inspección, limpieza de ductos de carcasas de turbocargadores.							X	
		B) Conductos de aire de carga para sellos laberintos X y Z dañados	Inspección, limpieza de ductos de aire de carga para sellos laberintos cada.							X	
		C) Fugas por el empaque de la tapa del alojamiento de los rodamientos.	Inspección y cambio de empaques de alojamientos de los rodamientos.							X	
8	Sobrecarga (surging) repentina y constante del turbocargador	A) Suciedad en el enfriador de aire de carga o silenciador	Mantenimiento del enfriador y silenciador.							X	
		B) Rodamiento dañado	Monitoreo de vibraciones de turbina. Cambio de rodamiento.							X	
		C) Falta de aire de ingreso al compresor.	Cambio de elementos filtrantes.					X			

Tabla 4-4: Continuación.

N°	FALLO FUNCIONAL (Pérdida de la Función)	MODO DE FALLA (Causa del fallo)	PLAN DE MANTENIMIENTO APLICANDO RCM	INTERVALOS (HORAS)						
				4	100	500	1000	2000	4000	8000
8	Sobrecarga (surging) repentina y constante del turbocargador	D) Anillo de la tobera sucio o parcialmente obstruido	Limpieza de aro de tobera y pruebas no destructivas. Monitoreo de vibraciones.			X			X	
		E) Alabes de la turbina/compresor dañadas	Monitoreo de vibraciones de turbina. Monitoreo de datos operativos.	X		X				
		F) Rotor desbalanceado debido a la fuerte contaminación del compresor/turbina	Limpieza de turbina / compresor establecido en plan de mantenimiento. Monitoreo de vibraciones.		X	X				
		G) Depósitos abundantes de suciedad en el compresor / turbina	Limpieza de turbina / compresor establecido en plan de mantenimiento. Monitoreo de vibraciones.		X	X				
9	Diferencia de velocidad de los turbocargadores	A) Falla del sensor de velocidad	Mantenimiento y pruebas operativas de los sensores de velocidad.						X	
		B) Suciedad en la turbina del turbocargador	Limpieza de turbina / compresor establecido en plan de mantenimiento. Monitoreo de vibraciones.		X	X				
		C) Anillo de la tobera sucio o parcialmente obstruido	Limpieza de aro de tobera y pruebas no destructivas. Monitoreo de vibraciones.			X			X	
		D) Fallas en el sistema de inyección del motor	Mantenimiento, calibración del sistema de inyección de combustible.					X	X	

Fuente: Datos obtenidos de investigación en la planta de Generación. Agip Oil Ecuador.

Realizado por: Xavier Moscoso.2015

4.3 Factibilidad técnica y sostenibilidad del Plan RCM propuesto

Para la Norma SAE JA 1011, todas las tareas programadas deben ser técnicamente factibles y deben valer la pena hacerlas (aplicables y efectivas). (NORMA SAE-JA-1012. Society of Automotive Engineers Inc. Guia para el Mantenimiento Centrado en Confiabilidad (MCC). 2002, p. 28).

Las tareas propuestas para realizar el Mantenimiento Centrado en Confiabilidad de los turbocargadores VTR 354, son técnicamente factibles ya que al aplicarlas, se puede reducir las consecuencias del modo de fallo con tal magnitud, estas tareas (evitan, eliminan o minimizan) las consecuencias del modo de falla a una magnitud que justifique los costos directos o indirectos de realizar la tarea.

4.3.1 *Modos de Falla Evidente con Consecuencias en el Ambiente o en la Seguridad*

En el caso de que un modo de falla evidente tenga consecuencias en la seguridad o en el ambiente, la tarea debe reducir la probabilidad del modo de falla a un nivel que sea tolerable para el dueño o usuario del activo. (NORMA SAE-JA-1012. Society of Automotive Engineers Inc. Guia para el Mantenimiento Centrado en Confiabilidad (MCC). 2002, pp, 28-29).

Para las CONSECUENCIAS en el Ambiente y Seguridad de fallos de los turbocargadores VTR 354, podemos determinar que las tareas establecidas, tienen sostenibilidad ya que las emisiones gaseosas pueden sobrepasar los límites establecidos por el ACUERDO AMBIENTAL N°091, DECRETO N°1215, a la cual estamos sujetos con la licencia ambiental otorgada por el Ministerio del Ambiente.

Si estos límites sobre pasan los valores establecidos, podemos llegar a que exista la CANCELACION de la licencia y esto implicaría el cierre de las operaciones y terminación del contrato para la Empresa, lo cual representaría pérdidas económicas altas ya que la inversión realizada para este proyecto es muy relevante.

Por estas razones se evitará las emisiones fuera de lo permitido con las actividades planeadas, y su monitoreo trimestral son políticas planteadas por la Empresa, la probabilidad de ocurrencia es alta y se debe considerar las actividades descritas en el Plan de Mantenimiento aplicando el estudio del Mantenimiento Centrado en Confiabilidad.

Tabla 5-4: Valores permisibles de emisiones para fuentes fijas.

VALORES PERMISIBLES DE EMISIONES PARA FUENTES FIJAS		
<i>LIMITES ESTABLECIDOS POR EL MINISTERIO DEL AMBIENTE, tomando como referencia el Acuerdo N° 091 del 4 de enero de 2007, y al Decreto N° 1215 reformado en Abril de 2009</i>		
PARAMETRO	UNIDADES	LIMITES DE LA NORMA
Flujo Volumétrico de gas seco	N.D m ³ /h (metros cúbicos de gas seco por hora a CN).	n.e.
Temperatura	°C (grados centígrados).	n.e.
Porcentaje de Oxígeno	Vol % (volumen en porcentaje)	n.e.
Porcentaje de Dióxido de Carbono	Vol % (volumen en porcentaje)	n.e.
Monóxido de Carbono	mg/N.D m ³ (miligramos por m ³ de gas seco a N).	150
Dióxido de Azufre	mg/N.D m ³ (miligramos por m ³ de gas seco a N).	1500
Óxidos de Nitrógeno (NO + NO ₂)	mg/N.D m ³ (miligramos por m ³ de gas seco a N).	2000
Material Particulado	mg/N.D m ³ (miligramos por m ³ de gas seco a N).	150
Índice de Isocinetismo	%	100 ± 10
Número de Humo	-	n.e.

Fuente: Datos obtenidos de investigación en la planta de Generación. Agip Oil Ecuador.

Realizado por: Xavier Moscoso.2015

4.3.2 Modos de Falla Evidente con Consecuencias Operacionales

Para fallos con consecuencias operacionales las tareas propuestas son sostenibles ya que el costo de ejecución de la tarea en un periodo dado es menor que el costo de las consecuencias operacionales y el costo de reparación.

Todas las actividades propuestas para el turbocargador VTR 354, presentarán un egreso económico alto, pero por sí sola esta es la más efectiva, con esto garantizamos que la confiabilidad en nuestro equipo se incremente y las probabilidades del fallo disminuyan considerablemente.

El modo de fallo tiene un efecto directo y es adverso sobre la capacidad operacional. Las tareas proactivas son sostenibles ya que en el periodo de tiempo dado, su costo es menor que el de las consecuencias operacionales.

Restauración programada. Presupone la restitución de la capacidad inicial de un ítem o componente a cierta edad límite o antes de arribar a ella, sin tener en cuenta su condición aparente en ese momento. Para los componentes del turbocargador VTR 354, se puede determinar con el número de horas de funcionamiento el incremento en la probabilidad de fallo, lo cual nos permitirá realizar la programación de trabajos

necesarios y requeridos para que el elemento puede continuar trabajando, el siguiente periodo de tiempo sin la necesidad de intervenir con trabajos correctivos.

Sustitución programada. Presupone la sustitución de un ítem o componente a cierta edad límite o antes de arribar a ella, sin tener en cuenta su condición en ese momento. Todos los trabajos que se presentan para realizar una sustitución de un elemento del Turbocargador VTR 354, están determinados por el número de horas de corrido de cada elemento, principalmente podemos determinar que, los rodamientos deberán ser cambiados a los 8000 horas de operación, esto dado por nuestro contexto ya que se modifica por las características operativas del turbocargador.

Frecuencia de Restauración y Sustitución. La frecuencia de la restauración y la sustitución programadas está determinada por la edad a la que el ítem o componente exhiba un incremento rápido de la probabilidad condicional de fallo.

Las frecuencias de restauración y sustitución de los elementos del turbocargadores, posiblemente se presenten con variaciones, ya que existe la posibilidad de que se tenga cambios en las condiciones operativas, como por ejemplo, las características del combustible, que afectarán directamente a todos los elementos del turbocargadores y será necesario realizar la sustitución o restauración de estos elementos, sin la necesidad de llegar a las horas planteadas para el mantenimiento.

4.3.3 Modos de Falla Evidente con Consecuencias Económicas

En nuestro caso el modo de falla evidente es directamente relacionado con las consecuencias económicas ya que comprenden consecuencias operacionales y no operacionales, los costos directos o indirectos de las tareas del mantenimiento centrado en confiabilidad serán menores a los costos directos o indirectos de la producción de petróleo diaria de nuestra Empresa.

Si el equipo se apaga por algún problema presentado en los turbocargadores de los motores Wärtsilä, existe también el apagado de los equipos de superficie y posiblemente el apagado de los equipos de fondo (bombas electro-sumergibles) y la pérdida de producción por el tiempo que se pueda corregir el problema.

Si consideramos que la producción de petróleo diaria es de 11.500 barriles, a un costo de \$ 35,00 dólares por barril, diariamente se tendrá un ingreso económico de:

\$ 402.500,00. (Cuatrocientos dos mil quinientos dólares).

Es decir que por cada hora que el equipo no se encuentre en operación, el costo será:

\$ 16.770,83 (Dieciséis mil setecientos setenta dólares /83).

4.4 Propuesta del rediseño en el contexto operacional

Debido a que se presenta un complejo realizar una tarea proactiva adecuada para dar solución al efecto del “surging” en los turbocargadores se propone realizar cambios a la capacidad operativa del sistema. Incluye los cambios realizados al equipamiento y a los procedimientos.

Como se ha determinado que el surging producido por los turbocargadores tiene una relación directa con los gases de escape del motor, los cuales son producto de la combustión en cada uno de los cilindros del motor, y si estos tienen un cambio o modificación durante la operación del motor afectarán directamente al turbocargadores, y la principal causa de la mala combustión generalmente es la calidad del combustible ya que este ocasiona que las bombas de inyección del motor se atasquen y exista el desbalance en el sistema de gases de escape del motor lo que produce el surge en los turbocargadores y el primer daño que se ocasiona es a los rodamientos de los mismo.

Como el combustible utilizado en los motores Wärtsilä es el mismo crudo que se produce en la empresa y se entrega en especificaciones, existe la posibilidad de que el crudo no sea el correcto para uso como combustible y se presenta situaciones que en maniobras de proceso se requiere modificar o realizar un cambio operativo por cuestiones secundarias, (ejemplo; emulsión), se establecerá un procedimiento juntamente coordinado con el personal de procesos para que cuando existan variaciones operativas durante el despacho de crudo combustible; se procede a suspender la transferencia de crudo a los tanques de almacenamiento de crudo (combustible al área de Generación), para tener el combustible en las mejores condiciones y bajo requerimientos específicos para los motores.

El procedimiento operativo propuesto deberá ser coordinado con el departamento de producción y el departamento de Generación el cual es el que requiere el combustible

en especificaciones para el uso en los motores Wärtsilä VASA 16V32 L.N., y siendo la principal actividad durante las maniobras la siguiente:

- Cuando se verifique que se está bombeando crudo, subir la dosis del demulsificante a las bombas de flujo de procesos “flowline pump” de 3 a 5 gal; luego de terminar esta operación de bombeo de crudo se volverá a la dosis anterior del demulsificante
- Operadores de: Villano, CPF y Generación, coordinar las horas de arranque y parada de las bombas de transferencia A/B para la evacuación del fluido. (tiempo máximo del bache = 1.5 horas)
- Operadores de CPF determinarán la hora de llegada del bache enviado desde Villano.
- **2 horas antes de la llegada del bache, generación suspenderá la recepción de crudo combustible por 12 horas.**

En el contexto operacional podemos observar que la temperatura de agua de enfriamiento a los turbocargadores, del sistema de agua de alta temperatura (HT), sobre pasa los límites establecidos por el fabricante, es decir,

- Temperatura mínima de agua: 50°C
- Temperatura ideal a la salida: 80°C
- Temperatura máxima de agua. 85°C

Sin embargo los parámetros operacionales son de 80°C a la entrada y 90°C a la salida por lo que la eficiencia en el turbocargador decrece por el no correcto enfriamiento de las carcasas del turbocargador.

Se deberá realizar el cambio de los elementos termostáticos de la válvula en el sistema de agua HT, al momento estos elementos termostáticos son de 86.5°C y deberán ser de 82°C para que la temperatura a la salida del turbocargador no supere los 90°C.

CONCLUSIONES

1. Las actividades a realizarse para minimizar la probabilidad de fallo y evitar sus consecuencias, son técnicamente factibles ya que el costo de su ejecución es menor al costo que representa la pérdida de producción por el fallo funcional del equipo.
2. Las tareas proactivas para la ejecución de los trabajos, tienen sostenibilidad ya que nos permitirán advertir la presencia de fallo y evitar las consecuencias para el medio ambiente y la seguridad.
3. Se observa que al aplicar el Plan de Mantenimiento Centrado en Confiabilidad de los Turbocargadores VTR 354, se evidencia que la principal causa de daño es el surging y por tal motivo su afectación es directamente a los rodamientos del turbo.
4. Las horas operativas de algunos elementos, de acuerdo al fabricante, no se cumplen debido a que las condiciones actuales de operación del turbocargador se ven afectadas por los constantes “surging” producidos en los turbocargadores, sin embargo con la aplicación de la metodología del RCM se pueden alargar los tiempos de operación de cada uno de ellos.
5. Las probabilidades de ocurrencia de daños de los turbocargadores se disminuirá considerablemente con el planteamiento de actividades propuesto, ya que se ejecutan trabajos proactivos, para evitar paradas innecesarias del equipo, y a su vez tener pérdidas en la producción que se reflejan en la economía de la Empresa.
6. La Confiabilidad de cada uno de los equipos sujetos a análisis, en el actual estudio no supera el mínimo requerido por el fabricante y por la Empresa. Según el estudio realizado se ha alcanzado máximo un promedio del 94%, con la presente propuesta, la confiabilidad se alcanzará a un 96 % que es el óptimo requerido de acuerdo a la empresa fabricante. Con lo cual se demuestra que la hipótesis planteada en el presente trabajo es verdadera.

RECOMENDACIONES

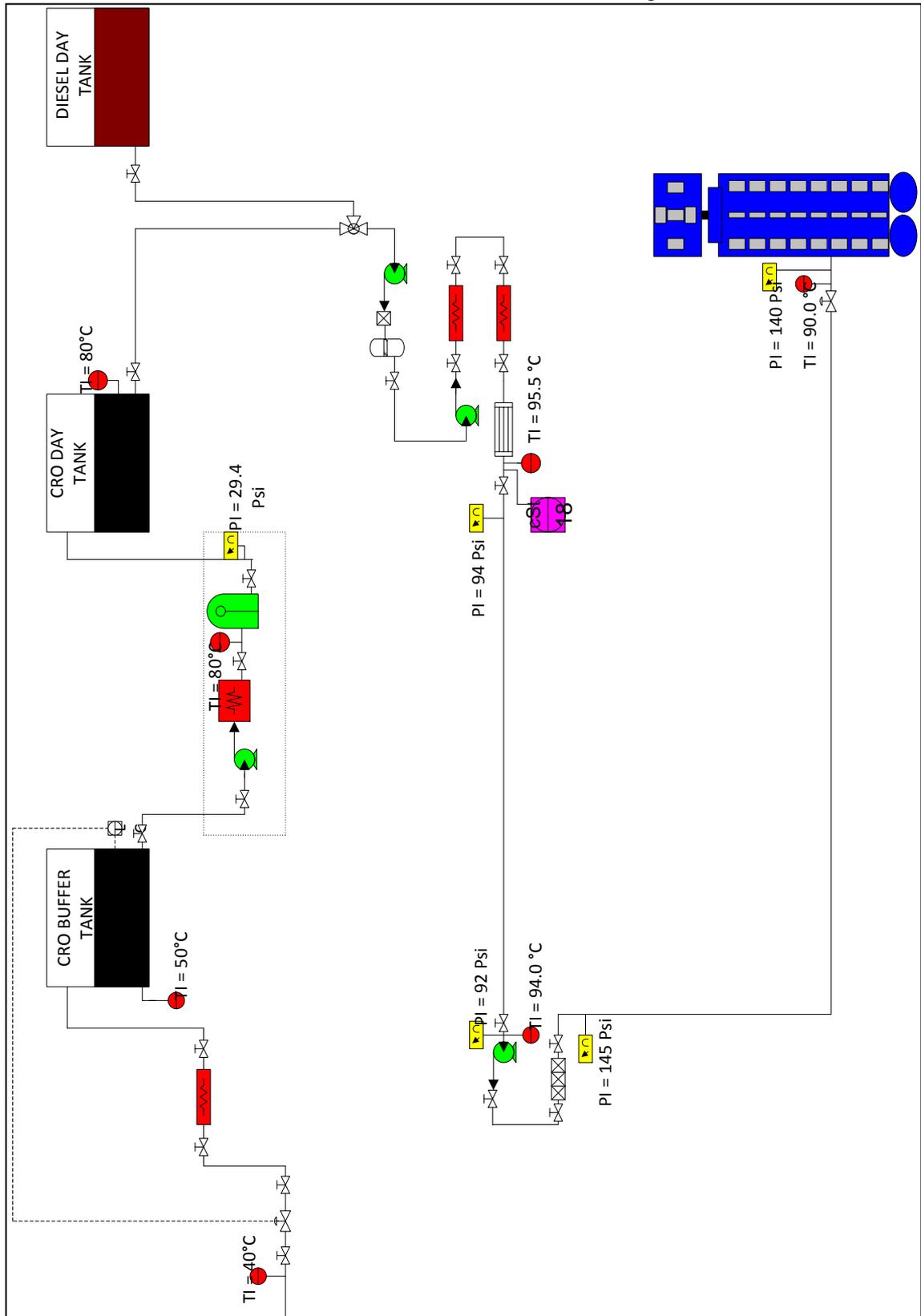
1. Seguir el Plan de mantenimiento Centrado en Confiabilidad para los turbocargadores VTR 354 y evaluar los resultados para que, de esta manera presentarlo como un programa piloto para los diferentes equipos de la Empresa.
2. Establecer la capacitación necesaria para los grupos que puedan formar el equipo de RCM, dentro del departamento de Mantenimiento Predictivo que posee la Empresa, de esta manera facilitaría la utilización de esta Metodología.
3. Fomentar la concientización para que los técnicos registren de la manera más detallada y concisa, los trabajos ejecutados en cada uno de los equipos, con esta información será más factible llevar con facilidad el programa del RCM y a su vez, poder sacar el mayor beneficio del programa MAXIMO, que es muy importante para la obtención de los datos requeridos.
4. En el Mantenimiento Centrado en Confiabilidad se deberá involucrar al personal de Operaciones, Mantenimiento, Ingeniería, y algo muy importante es el apoyo de los Superintendentes de Producción y Mantenimiento con la Gerencia de Campo para fortalecer este programa y ejecutarlo.

BIBLIOGRAFÍA

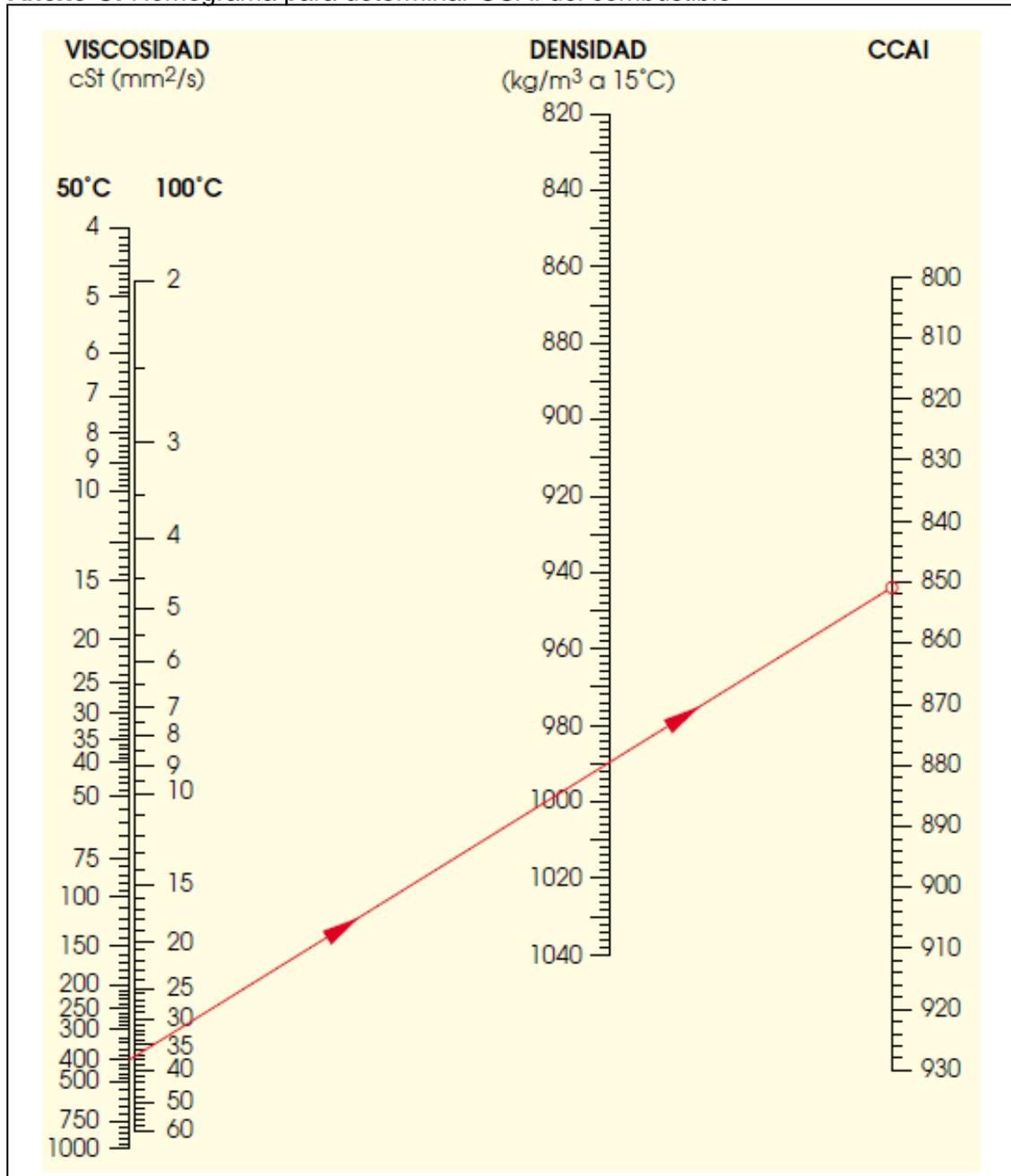
1. ABB Ecuador S.A. *Turbocharging, Service News N° 7 (2011)*. Recuperado de [http://www02.abb.com/global/ecabb/ecabb061.nsf/bf177942f19f4a98c1257148003b7a0a/89703e21d75aa9d4c12578ee00582f16/\\$FILE/SN_07_TC_TECNOLOG%E F%BF%BDA_PARA_REDUCCI%EF%BF%BDN_DE_EMISIONES.pdf](http://www02.abb.com/global/ecabb/ecabb061.nsf/bf177942f19f4a98c1257148003b7a0a/89703e21d75aa9d4c12578ee00582f16/$FILE/SN_07_TC_TECNOLOG%E F%BF%BDA_PARA_REDUCCI%EF%BF%BDN_DE_EMISIONES.pdf)
2. ABB, *El turbocargador ABB (Marzo/2005)*. Recuperado de [http://www05.abb.com/global/scot/scot271.nsf/veritydisplay/526b40fb8a24c7a9c1257082002c9071/\\$file/58-62%203M555_SPA72dpi.pdf](http://www05.abb.com/global/scot/scot271.nsf/veritydisplay/526b40fb8a24c7a9c1257082002c9071/$file/58-62%203M555_SPA72dpi.pdf)
3. ABB, *Power and Productivity for a Better World*. Recuperado de <http://new.abb.com/turbocharging>
4. ABB, *VTR Turbochargers*. Recuperado de <http://new.abb.com/turbocharging/turbochargers/vtr>
5. ABB, (2015). *Operación de Turbocargadores VTR y TPL. Material de estudio del curso asistido. Septiembre 02-03 de 2015*.
6. AGIP OIL ECUADOR. *Datos Operativos y de Mantenimiento área de generación*.
7. BARRINGER, P.E. *Reliability Centered Maintenance*. Recuperado de http://www.barringer1.com/nov07prb.htm# Reliability_Centered_Maintenance
8. MALCOM, S. *Turbo sobrealimentadores de ABB, Hitos Históricos*. Recuperado de [http://www05.abb.com/global/scot/scot271.nsf/veritydisplay/765434105ac3cd83c12573020035bfa3/\\$file/85-90%202M750_SPA72dpi.pdf](http://www05.abb.com/global/scot/scot271.nsf/veritydisplay/765434105ac3cd83c12573020035bfa3/$file/85-90%202M750_SPA72dpi.pdf)
9. MIL-STD-2173(AS); (Enero/1998). *Reliability-Centered Maintenance Requirements of Naval Aircraft, Weapons System and Support Equipment*, U.S.A. DEPARTMENT OF DEFENSE.

10. MOUBRAY IV, J. M. (Edición Español) (2004). *Mantenimiento Centrado en Confiabilidad (Reliability-Centred-Maintenance) II*. North Carolina. Edwards Brothers.
11. NAVAIR-00-25-403; (Julio/2005). *Guidelines for the Naval Aviation Reliability-Centered Maintenance Process*. Direction of commander, NAVAL AIR SYSTEMS COMMAND.
12. NORMA SAE-JA-1011, (Agosto/1999). *Society of Automotive Engineers Inc. EVALUATION CRITERIA FOR RELIABILITY-CENTERED MAINTENANCE (RCM) PROCESSES*. USA, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA 15096-0001
13. NORMA SAE-JA-1012; (Enero/2002). *Society of Automotive Engineers Inc. GUIA PARA EL MANTENIMIENTO CENTRADO EN CONFIABILIDAD (MCC)*. USA, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA 15096-0001
14. PLACENCIA, S. (2014). *Gestión Organizacional del Mantenimiento. Material de estudio en Maestría de Gestión del Mantenimiento Industrial. Julio 2014*.
15. SEXTO, L.F. (Primera Edición) (2012-2014). *Mantenimiento Centrado en la Confiabilidad (RCM). Material de estudio en Maestría de Gestión del Mantenimiento Industrial. Febrero 2014*.
16. SEXTO, L.F. (Primera Edición) (2012-2015). *Ingeniería de la Fiabilidad. Material de estudio en Maestría de Gestión del Mantenimiento Industrial. Octubre 2014*.

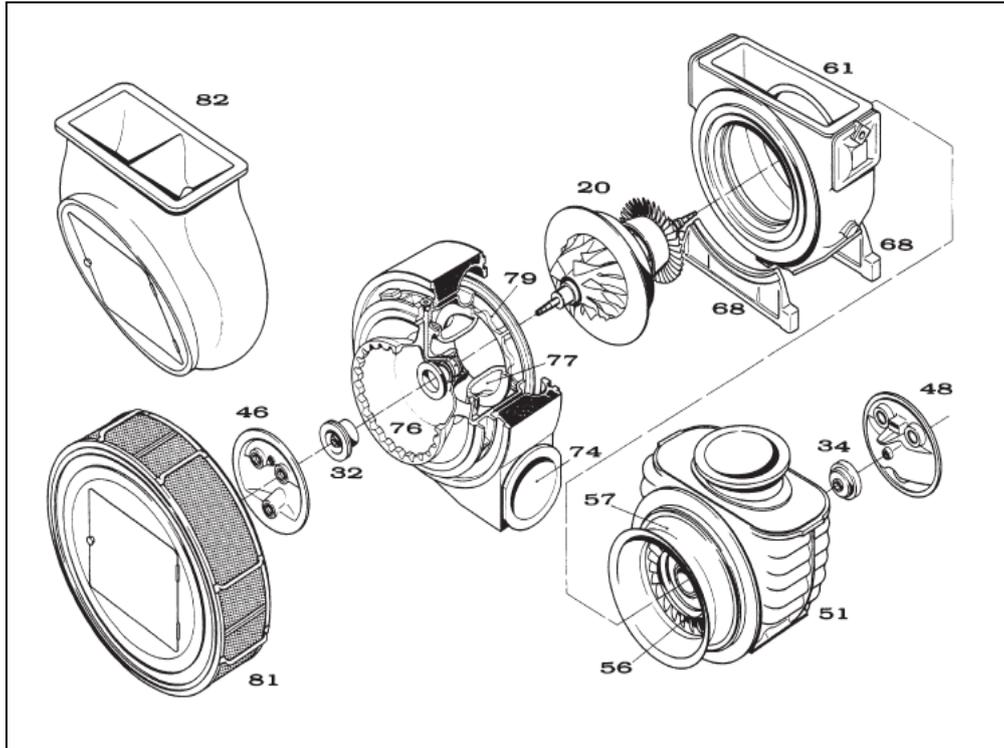
Anexo B: Proceso de tratamiento de crudo combustible. Diagrama Unifilar



Anexo C: Nomograma para determinar CCAI del combustible



Anexo D: Partes principales de los turbocargadores ABB – VTR354.



Baugruppe Assembly	Bezeichnung Designation	VTR				
		184 [kg]	214 [kg]	254 [kg]	304 [kg]	354 [kg]
20	Rotor kpl. / Rotor complet	20	31	50	80	131
32	Lager VS / Bearing CE	1.2	2	3	4.5	9
34	Lager TS / Bearing TE	0.7	1	2	2.5	4
46	Lagerraumdeckel VS Bearing space cover CE	5.5	8	11	14	17
48	Lagerraumdeckel TS Bearing space cover TE	5.5	8	11	14	17
51	Gaseintrittsgehäuse Gas inlet casing	56	71	120	165	260
56	Düsenring / Nozzle ring	3	2.5	4.5	7.5	12.5
57	Abdeckring / Cover ring Berstschutz / Burst protection	3	3 ---	4 ---	8 12.5	12 20
61	Gasaustrittsgehäuse Gas outlet casing	80	89	128	195	340
68	Fuss / Foot	8	13.5	23	38	50
72	Verdichtergehäuse / Compressor casing	57	---	---	---	---
74	Luftaustrittsgehäuse / Air outlet casing	---	50	102	118	194
76	Luft Eintrittsgehäuse Air inlet casing	---	25 55	35 85	48 120	220
77	Einsatzwand Wall insert	12.5	4 13	7 21.5	10.5 36	43 60
79	Diffusor / Diffuser	---	8	14	23	40
81	Schalldämpfer / Silencer	24.5	43	61	116	180
82	Luftsaugstutzen / Air suction branch	10	25	35	55	80