

**ESTUDIO DE REINGENIERÍA, FACTIBILIDAD Y DISEÑO PARA MEJORAR EL
SISTEMA DE LUBRICACIÓN DEL SP2503A/B/C DE LA UNIDAD DEMEX EN LA
REFINERÍA DE BARRANCABERMEJA DE ECOPETROL S.A.**

CESAR DAVID DOVAL CARVAJAL

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2012

**ESTUDIO DE REINGENIERÍA, FACTIBILIDAD Y DISEÑO PARA MEJORAR EL
SISTEMA DE LUBRICACIÓN DEL SP2503A/B/C DE LA UNIDAD DEMEX EN LA
REFINERÍA DE BARRANCABERMEJA DE ECOPETROL S.A.**

CESAR DAVID DOVAL CARVAJAL

Trabajo de grado para optar al título de Ingeniero Mecánico

Director

CARLOS BORRAS PINILLA

Ingeniero Mecánico

Codirector

STEVEN ALNER PINEDA MARTINEZ

Ingeniero Mecánico

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2012

*A Dios por haberme dado la vida y llenarme de tantas bendiciones
A mi madre, Mabel, por sus frases de sabiduría que me han guiado a lo largo de
toda mi formación,
A Don Dimas, mi padre cuyos consejos han sido de gran ayuda en todos esos
momentos de dificultad,
Ambos han luchado incansablemente día a día para brindarme su apoyo y
enseñarme lo mejor, estando a mi lado incondicionalmente para extenderme su
mano sin importar los sacrificios necesarios, sin ellos nada de esto sería posible, a
ellos les debo todo lo que soy,
A mi familia y mis amigos por creer en mí y en mis capacidades,
Finalmente, a los Mellos y a Shirley, mis hermanos, quienes son mi orgullo y mi
motivación para seguir adelante, siendo para ellos un gran ejemplo.*

CESAR DAVID DOVAL CARVAJAL

AGRADECIMIENTOS

Agradezco profundamente a todas las personas que de una u otra manera favorecieron el desarrollo de este proyecto, ya que sin su ayuda no hubiera sido posible nada de esto.

Al ingeniero Carlos Borrás Pinilla, director del proyecto, gracias por su orientación, acompañamiento y excelente disposición en el desarrollo de la práctica y ejecución del proyecto.

Al ingeniero Steven Alner Pineda Martínez, codirector del proyecto, por la confianza depositada y sabios consejos, cuyas indicaciones fueron claves para el desarrollo de este trabajo, además de las enseñanzas de cómo ser un profesional íntegro y competitivo.

Agradezco a todo el grupo de trabajo que conforma el Departamento de Refinación de Fondos de la refinería de Barrancabermeja de Ecopetrol S.A. por brindarme tantas enseñanzas y experiencias, las cuales fueron un gran aporte para mi desarrollo profesional como ingeniero mecánico.

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	22
1. OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO	24
1.1 OBJETIVO GENERAL	24
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	24
2. GENERALIDADES REFINERÍA BARRANCABERMEJA ECOPETROL S.A.	26
2.1 RESEÑA HISTÓRICA	27
2.2 DESCRIPCIÓN ORGANIZACIONAL	28
2.3 DEPARTAMENTO DE REFINACIÓN DE FONDOS	30
2.4 UNIDAD DEMEX	31
2.4.1 Sección de Recuperación de Solvente.	31
2.5 COORDINACIÓN DE CONFIABILIDAD DE EQUIPO ROTATIVO	32
3. GENERALIDADES DE LA LUBRICACIÓN DE COJINETES	33
3.1 TIPOS DE LUBRICACIÓN	33
3.2 ECUACIÓN DE PETROFF Y NUMERO DE SOMMERFELD	35
3.3 LUBRICACIÓN ESTABLE	36
3.4 CONSIDERACIONES DE EVALUACIÓN DEL DISEÑO Y CRITERIOS DE TRUMPLER	37
3.5 GRÁFICOS DE RAYMONDI Y BOYD	40
3.6 SISTEMAS DE LUBRICACIÓN	41
3.6.1 Lubricación por anillo (salpique).	41
3.6.2 Lubricación por inmersión.	42
3.6.3 Lubricación por presión.	42
3.6.4 Lubricación por niebla.	43

4. DESCRIPCIÓN DE COMPONENTES SISTEMA DE BOMBEO SP2503A/B/C	45
4.1 SISTEMA DE BOMBEO SP2503A/B/C	47
4.1.1 Bomba P2503A/B/C.	49
4.1.1.1 Impulsor.	51
4.1.1.2 Cojinetes.	52
4.1.1.3 Plan de sellado y Sello Mecánico.	55
4.1.2 Acople.	58
4.1.3 Turbina NP2503A/B/C.	60
4.1.3.1 Carcasa.	60
4.1.3.2 Eje y alabes.	61
4.1.3.3 Sellado de la turbina.	62
4.1.3.4 Gobernador.	63
4.2 SISTEMA DE LUBRICACIÓN	65
4.2.1 Sistema de Lubricación Forzada.	67
4.2.1.1 Bomba Incorporada.	69
4.2.1.2 Enfriador.	70
4.2.1.3 Filtros.	72
4.2.1.4 Válvula de alivio de presión.	73
4.2.1.5 Cheque anti retorno en la descarga de la bomba.	74
4.2.1.6 Orificios de restricción.	74
4.2.1.7 Tubería y Accesorios.	74
4.2.1.8 Aceite de lubricación.	77
4.2.1.9 Sistemas de protección.	77
5. ANTECEDENTES Y ANÁLISIS DE FALLA	79
5.1 HISTORIALES DE MANTENIMIENTO	79
5.1.1 Módulo Review Equipment Downtime (MSO421).	79
5.1.1.1 Cambios de estado P2503A.	80
5.1.1.2 Cambios de estado P2503B.	81
5.1.1.3 Cambios de estado P2503C.	82

5.1.2 Módulo Work Orders (MSQ620).	83
5.1.2.1 Ordenes de trabajo P2503A.	84
5.1.2.2 Ordenes de trabajo P2503B.	87
5.1.2.3 Ordenes de trabajo P2503C.	89
5.2 ANÁLISIS DE FALLA DEL SP2503A/B/C	91
5.2.1 Modos de Falla Comunes.	92
5.2.2 Análisis Causa Raíz Básico por Medio del Árbol Lógico de Fallas.	93
5.2.2.1 Descripción del Evento.	93
5.2.2.2 Descripción del Modo de Falla del Sistema.	93
5.2.2.3 Planteamiento de Hipótesis de Falla.	94
5.2.2.4 Verificación de las hipótesis.	94
5.2.2.5 Estudio y verificación de las causas básicas.	96
5.2.2.6 Estudio y verificación de las causas humanas.	100
5.2.2.7 Estudio y verificación de las causas latentes.	100
6. ESTUDIO DE REINGENIERÍA	103
6.1 DIAGNOSTICO DEL SISTEMA DE LUBRICACIÓN	104
6.1.1 Requerimientos Mínimos Generales.	105
6.1.2 Estado de la bomba incorporada.	106
6.1.2.1 Requerimientos mínimos para la bomba incorporada.	107
6.1.3 Estado Enfriadores.	109
6.1.3.1 Requerimientos mínimos para el enfriador.	110
6.1.4 Estado de los Filtros.	112
6.1.4.1 Requerimientos Mínimos para el filtro	113
6.1.5 Estado del Reservorio.	114
6.1.5.1 Requerimientos Mínimos del Reservorio	114
6.1.6 Estado de los Accesorios.	115
6.2 RESUMEN DIAGNOSTICO DEL SISTEMA DE LUBRICACIÓN	116
6.2.1 Inconsistencias SP2503A.	117
6.2.2 Inconsistencias SP2503B.	117

6.2.3 Inconsistencias SP2503C.	118
6.3 EVALUACIÓN OPERACIONAL	118
6.3.1 Lubricación Hidrodinámica, Condiciones de Lubricación y parámetros del Cojinete.	118
6.3.1.1 Dimensiones de los Cojinetes.	119
6.3.1.2 Cargas unitarias de los Cojinetes.	120
6.3.1.3 Viscosidad del Aceite.	126
6.3.2 Calculo del Número de Sommerfeld.	128
6.3.3 Flujo de lubricante requerido por los cojinetes.	130
6.3.4 Aumento de energía en el aceite.	132
6.3.5 Flujo entregado por la bomba incorporada.	134
6.3.6 Calor disipado por el enfriador.	138
6.4 RESUMEN EVALUACIÓN OPERACIONAL DEL SISTEMA DE LUBRICACIÓN	140
6.5 IDENTIFICACIÓN DE LAS NECESIDADES	140
6.5.1 Mirillas en las Líneas de Retorno de Aceite.	141
6.5.2 Cambio del Micronaje de los filtros.	142
6.5.3 Cambio del Tipo de Aceite.	142
6.5.4 Implementación de una bomba auxiliar de lubricación.	143
6.5.5 Estandarización del sistema de lubricación.	143
6.5.6 Modificaciones en el Protocolo de arranque.	143
6.6 PROPUESTA PARA EL REDISEÑO DEL SISTEMA	143
6.7 DISEÑO CONCEPTUAL	144
6.7.1 Sistema de bombeo auxiliar.	144
6.7.1.1 Selección de la bomba.	145
6.7.1.2 Criterios de Diseño.	147
6.7.1.3 Alternativas de bombas de lubricación.	149
6.7.1.4 Tuberías de Succión y descarga de la bomba.	151
6.7.1.5 Switch de presión para el control de la bomba.	152
6.7.2 Diseño de las mirillas en la línea de retorno.	153

7. ESTUDIO DE FACTIBILIDAD	155
7.1 FACTIBILIDAD OPERACIONAL	155
7.2 FACTIBILIDAD TÉCNICA	156
7.2.1 Facilidades para Tubería en el Sistema de Lubricación Actual.	156
7.2.2 Disponibilidad de Potencia Eléctrica.	156
7.2.3 Disponibilidad de Conexiones para el Switch de Presión.	162
7.3 FACTIBILIDAD FINANCIERA	164
7.3.1 ANÁLISIS DE RIESGOS	164
7.3.1.1 Riesgos de No Implementar.	165
7.3.1.2 Riesgos de Implementar.	165
7.3.2 Análisis Financiero.	166
7.3.2.1 Estimación de Costos.	166
7.3.2.2 Costos Materiales.	166
7.3.2.3 Costos de Mano de Obra.	166
7.3.2.4 Cuantificación de los Riesgos.	168
7.3.2.5 Relación Beneficio/Costo.	169
7.3.3 Formato de Factibilidad Ecopetrol ECP-DHS-F-177.	169
7.3.4 Consideraciones Generales.	169
8. PROTOCOLOS DE OPERACIÓN Y PLAN DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO MAESTRO	171
8.1 PROTOCOLO PUESTA EN SERVICIO SP2503A/B/C.	171
8.1.2 Precauciones para Arrancar el equipo.	172
8.2 PLAN DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO MAESTRO SP2503A/B/C	172
8.2.1 Descripción de las tareas.	173
9. CONCLUSIONES	176
BIBLIOGRAFÍA	179
ANEXOS	181

LISTA DE TABLAS

pág.

Tabla 1. Clasificación de las Bombas Según Norma API 610.....	50
Tabla 2. Selección de Rodamientos Según Norma API 611.....	55
Tabla 3. Criterio Rápido para Seleccionar Tipo de Lubricación.	65
Tabla 4. Estado de equipos en Ecopetrol S.A.	80
Tabla 5. Cambios de estado P2503A.	81
Tabla 6. Cambios de estado P2503B.	82
Tabla 7. Cambios de estado P2503C.	83
Tabla 8. Modos de falla sistema de bombeo SP2503A/B/C.	92
Tabla 9. Configuraciones de sistemas de lubricación Según Norma API614.	105
Tabla 10. Dimensiones de los cojinetes.....	120
Tabla 11. Cargas Unitarias Estimadas de los Cojinetes.	126
Tabla 12. Números de Sommerfeld Para los Cojinetes.	129
Tabla 13. Flujos de lubricante Para los Cojinetes Radiales.	131
Tabla 14. Flujo Requerido para la Lubricación del SP2503A/B/C.....	132
Tabla 15. Aumento de Temperatura en el Aceite Lubricante.	133
Tabla 16. Energía Pérdida por Fricción.	134
Tabla 17. Calor Total Aproximado Cedido al Aceite.	134
Tabla 18. Flujo bomba incorporada en funcion de las rpm.	137
Tabla 19. Calor Disipado por los Enfriadores.....	139
Tabla 20. Caídas de presión en el circuito de lubricación.	147
Tabla 21. Criterios de selección alternativas de bombas de lubricación.....	150
Tabla 22. Información bomba de lubricación.	151
Tabla 23. Costos por Materiales.	167
Tabla 24. Costos Mano de Obra.	167
Tabla 25. Tareas Plan de Mantenimiento Preventivo Sistema de Lubricación	173
Tabla 26. Descripción Tareas de Mantenimiento Preventivo Sistema de Lubricación.	174

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Ciudad de Barrancabermeja a Orillas del Rio Magdalena.	26
Figura 2. Gerencia Refinería Barrancabermeja.	28
Figura 3. Marco Estratégico Grupo Empresarial 2012-2020.	29
Figura 4. Plantas de Refinación de Fondos Bloques I y II Unidad de Balance.	30
Figura 5. Tambor de Solvente de Alta Presión D-2505 e Intercambiadores E-2505.	31
Figura 6. Curva de McKee.	37
Figura 7. Lubricación por Anillo.	41
Figura 8. Lubricación por Inmersión.	42
Figura 9. Lubricación por Presión.	43
Figura 10. Lubricación por niebla.	44
Figura 11. Sistema de bombeo SP2503A.	45
Figura 12. Sistema de Bombeo SP2503B.	46
Figura 13. Sistema de Bombeo SP2503C.	46
Figura 14. Diagrama de Flujo Sistema de Bombeo SP2503A/B/C.	47
Figura 15. Esquema de Composición Sistema de Bombeo SP2503A/B/C.	48
Figura 16. Bomba Tipo BB2.	50
Figura 17. Vista en Corte Bomba API Tipo BB2.	51
Figura 18. Impulsor y Eje SP2503C.	52
Figura 19. Cojinetes Radiales Bomba Pacific Pumps HVC.	53
Figura 20. Cojinete de Empuje tipo Kingsbury.	54
Figura 21. Plan 11 de Sellado de Bombas API.	56
Figura 22. Plan 76 de Sellado de Bombas API.	56
Figura 23. Sistema de Sellado Dual John Crane tipo T-48HP/T-48SC.	57

Figura 24. Sello Mecánico SP2503B.	58
Figura 25. Acople Thomas Rexnord DBZ-C.	59
Figura 26. Acople SP2503C (Ejes Desacoplados).	59
Figura 27. Turbinas Marca Elliott Tipo YR.	60
Figura 28. Carcasa y Válvula Centinela.	61
Figura 29. Eje y alabes turbina NP2503C.	62
Figura 30. Asientos de los Sellos de Carbón.	63
Figura 31. Esquema de Control Gobernación Electrónica SP2503A/B/C.	64
Figura 32. Panel Controlador TRISEN en Campo del SP2503A/B/C.	64
Figura 33. Gobernador Electrónico NP2503A/B/C (Válvula Trip).	65
Figura 34. Sistema de Lubricación SP2503A.	68
Figura 35. Sistema de Lubricación SP2503B.	68
Figura 36. Sistema de Lubricación SP2503C.	69
Figura 37. Bomba de Engranajes Externos SP2503C.	70
Figura 38. Enfriador SP2503B.	71
Figura 39. Esquema Intercambiador tipo SSCF.	71
Figura 40. Filtros Sistema de Lubricación.	72
Figura 41. Válvula de Alivio de Presión.	73
Figura 42. Cheque Antirretorno.	74
Figura 43. Orificios de Restricción en las Cajas de Chumaceras.	75
Figura 44. Indicador de Temperatura (TI) a la entrada del enfriador.	76
Figura 45. PI a la entrada de la caja de chumacera lado acople de la bomba.	76
Figura 46. Sistema de protección SP2503A.	78
Figura 47. Comportamiento Vibratorio SP2503A/B/C.	95
Figura 48. Daño en los Cojinetes Axiales y Radiales de la Bomba.	97
Figura 49. Carcasa del Filtro de aceite.	98
Figura 50. Árbol Lógico de Fallas RCA SP2503C.	102
Figura 51. Bomba Incorporada al Interior de la Consola de Lubricación.	107

Figura 52. Reducción Sin fin Corona Bomba Incorporada SP2503C.	107
Figura 53. Enfriador Sistema P2503A.	110
Figura 54. Enfriador Sistema P2503B.	111
Figura 55. Enfriador Sistema P2503C.	111
Figura 56. Sistema de filtrado SP2503C.	113
Figura 57. Conexiones de Drenaje del Tanque e Indicador de Nivel de Aceite.	115
Figura 58. Línea de la Válvula de Alivio de Presión.	117
Figura 59. Medición del Peso del Eje y Alabes de la NP2503C en el Taller.	121
Figura 60. Medición del Peso del Eje e Impulsor de la P2503C en el Taller.	121
Figura 61. Cargas Hidráulicas Sobre el impulsor de una Bomba Centrífuga.	122
Figura 62. Distribución de Torques No-uniformes en Ejes de Turbinas de Vapor.	125
Figura 63. Variación de la Viscosidad con la Temperatura de Diferentes Lubricantes Uconall.	127
Figura 64. Perdidas por Fricción en Cojinetes de Empuje Tipo Kingsbury 6x6.	132
Figura 65. Bomba Incorporada Desarmada en el Taller.	136
Figura 66. Flujo Bomba de Engranajes vs Revoluciones del eje principal.	137
Figura 67. Mirillas en las líneas de retorno de aceite.	141
Figura 68. Esquema Hidráulico Sistema de Lubricación bajo el Estándar de Ecopetrol S.A.	145
Figura 69. Diseño Conceptual Propuesta de Mejora del Sistema de Lubricación.	146
Figura 70. Caídas de presión a lo largo de las entradas de las chumaceras.	148
Figura 71. Selector para el arranque de la bomba incorporada	152
Figura 72. Switch de Presión de 7-30 psi.	153
Figura 73. Lógica de Control Bomba Auxiliar.	153
Figura 74. Mirillas de Aceite en los Retornos del Sistema de Lubricación.	154
Figura 75. Facilidades en el sistema actual de lubricación.	156
Figura 76. Bombas MP2812A/B y MP2513A/B	157

Figura 77. Tag Deshabilitado Bomba MP2515A en Elipse.	158
Figura 78. Tag Deshabilitado Bomba MP2515B en Elipse.	158
Figura 79. Tag Deshabilitado Bomba MP2812A en Elipse.	159
Figura 80. Tag Deshabilitado Bomba MP2812B en Elipse.	159
Figura 81. Casilla 2A Disponible en el Panel MCC 2-1.	160
Figura 82. Casilla 2A Disponible en el Panel MCC2-2.	160
Figura 83. Casilla 4A Disponible en el Panel MCC 2-3.	161
Figura 84. Switchs de Presión en el SP2503A/B/C.	163
Figura 85. Caja de Conexiones JA-02.	163
Figura 86. Diagrama de Conexionado Caja de Conexiones JA-02.	164
Figura 87. Variable de Espesor Mínimo de Película.	186
Figura 88. Posición del Espesor Mínimo de Película.	186
Figura 89. Variable Adimensional de Flujo.	187
Figura 90. Relación de Presión Máxima de Película.	187
Figura 91. Posición Terminal de la Película.	188
Figura 92. Variable de Relación de Flujo total y Flujo Lateral.	188
Figura 93. Variable de Fricción.	189
Figura 94. Especificaciones Bombas de engranajes internos Viking Pumps.	202
Figura 95. Dimensiones bombas series 75 y 475 de Viking Pumps.	203
Figura 96. Bombas Series 75 y 475 de Viking Pumps.	204
Figura 97. Curva de Desempeño Bomba GG75M para las condiciones de lubricación.	205

LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo A. HOJA DE CONFIABILIDAD DE EQUIPO ROTATIVO SP2503A/B/C.	182
Anexo B. DATASHEETS BOMBA P2503A/B/C Y TURBINA NP2503A/B/C.	184
Anexo C. GRÁFICAS DE RAYMONDI Y BOYD.	186
Anexo D. INFORMACIÓN ACEITE UCONALL 46.	190
Anexo E. CUADRO DE ANÁLISIS DE EFECTOS Y MODOS DE FALLA API 614.	199
Anexo F. SELECCIÓN BOMBA HIDRÁULICA VIKING PUMPS, CATALOGO Y COTIZACIÓN.	202
Anexo G. TRAZADO LÍNEA ELÉCTRICA Y UBICACIÓN CAJA JA-02.	218
Anexo H. FORMATOS DE ANÁLISIS DE RIESGOS ECP-DPY-F-008.	221
Anexo I. FORMATO DE ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD ECP-DHS-F-177.	223
Anexo J. CARTA DE SATISFACCIÓN EMITIDA POR LA EMPRESA.	225
Anexo K. PROTOCOLOS DE OPERACIÓN SP2503A/B/C.	226

GLOSARIO

ANÁLISIS DE FALLA: es un proceso de sucesivas acciones de integración y desintegración de eventos, situaciones y condiciones, mediante el cual, a través de análisis cuantitativos y lógicos, se determina a cabalidad el qué, cómo y por qué ocurrió un evento de falla.

COJINETES: pieza cilíndrica en que se apoya y gira el eje de un mecanismo; su función es la de disminuir el rozamiento de las superficies en contacto, motivo por el cual siempre debe estar lubricado.

CONFIABILIDAD MECÁNICA: probabilidad de que un componente, equipo o sistema cumpla sin fallar con un desempeño preestablecido, por un período predeterminado, habiendo operado en el ambiente para el cual fue especificado.

DEMULSIBILIDAD DEL ACEITE: es la mayor o menor facilidad con que el aceite se separa del agua.

INTEGRIDAD MECÁNICA: es una filosofía de trabajo que tiene por objetivo garantizar que todo equipo de proceso sea diseñado, procurado, fabricado, construido, instalado, operado, inspeccionado, mantenido, y/o reemplazado oportunamente para prevenir fallas, accidentes o potenciales riesgos a personas, instalaciones y al ambiente, todo esto utilizando los criterios basados en datos históricos, normas y regulaciones organizacionales, nacionales e internacionales.

MECANISMOS DE FALLA: son los fenómenos responsables de un evento o condición de falla, entendiendo como falla a cualquier situación que impida que el elemento cumpla su función.

PROTOCOLO DE OPERACIÓN: se refiere a las reglas, conjunto de acciones o a los procedimientos establecidos para el desarrollo de las metodologías de preparación, puesta en marcha y pare de un equipo en particular.

PUNTO DE MEJOR EFICIENCIA: este punto como su nombre lo dice, está asociado a los parámetros de operación de la bomba en la cual su eficiencia es máxima.

SISTEMA DE BOMBEO: un sistema de bombeo consiste en un conjunto de elementos que permiten el transporte a través de tuberías y el almacenamiento temporal de los fluidos, de forma que se cumplan las especificaciones de caudal y presión necesarias en los diferentes rumbos y procesos.

RESUMEN

TITULO:

ESTUDIO DE REINGENIERÍA, FACTIBILIDAD Y DISEÑO PARA MEJORAR EL SISTEMA DE LUBRICACIÓN DEL SP2503A/B/C DE LA UNIDAD DEMEX EN LA REFINERÍA DE BARRANCABERMEJA DE ECOPETROL S.A.*

AUTOR:

Cesar David Doval Carvajal**

PALABRAS CLAVE:

Sistemas de Lubricación, Reingeniería Mecánica, Cojinetes de Deslizamiento, Sistemas de Bombeo, Estudio de Factibilidad.

DESCRIPCIÓN:

El presente trabajo de grado es desarrollado con la intención de mejorar la confiabilidad del sistema de bombeo de solvente de alta presión SP2503A/B/C de la unidad de Demex de la Refinería de Barrancabermeja de Ecopetrol S.A., a través del desarrollo de un estudio que permita identificar las falencias asociadas al diseño del sistema de lubricación de estas máquinas, para poder desarrollar una propuesta de mejora que permita mitigar el impacto de los riesgos presentes en el funcionamiento de este equipo, el cual ha presentado anomalías en el desempeño de su función.

Esta tesis inicia con la presentación de la empresa Ecopetrol S.A. y la descripción de los tipos de lubricación existentes en los diferentes elementos de máquinas, junto con los sistemas usualmente utilizados en la industria para suministrar la lubricación. Posteriormente se presenta el desarrollo de la metodología del estudio de reingeniería, el cual está compuesto de cuatro fases, descripción de la máquina y sus componentes, diagnóstico de la situación actual del equipo, evaluación operativa, y finalmente una identificación de necesidades, mediante el cual se proponen las mejoras necesarias para el sistema en cuestión, junto con el respectivo estudio de factibilidad que determina su implementación.

Como herramientas de apoyo para este trabajo, se modificó el protocolo de operación del equipo estudiado, a su vez, se desarrolló un plan de mantenimiento preventivo maestro de la máquina, teniendo en cuenta las modificaciones propuestas para mejorar el desempeño del sistema de lubricación del SP2503A/B/C.

* Trabajo de Grado.

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica. Directores: Carlos Borrás, Steven Pineda.

ABSTRACT

TITLE:

REENGINEERING, FEASIBILITY AND DESIGN STUDY TO IMPROVE THE SP2503A/B/C LUBRICATION SYSTEM OF THE DEMEX UNIT AT ECOPETROL S.A. BARRANCABERMEJA REFINERY.*

AUTHOR:

Cesar David Doval Carvajal**

KEY WORDS:

Lubrication Systems, Mechanical reengineering, Journal Bearings, Pumps Systems, Feasibility Study.

DESCRIPTION:

The currently thesis work is developed with the purpose to improving the reliability of the pumping system of high pressure solvent SP2503A/B/C of the unit Demex of Ecopetrol's Refinery in Barrancabermeja, across the development of a study that allows to identify the failings associated with the design of the lubrication system of these machines, to be able to develop a proposal of improvement that allows to mitigate the impact of the present risks in the operation of this equipment, which has presented anomalies in the performance of its function.

This thesis initiates with the presentation of the company Ecopetrol S.A. and the description of the types of existing lubrication in the different elements of machines, together with the systems usually used in the industry to supply the lubrication. Later one presents the development of the methodology of the study of reengineering, which includes four phases, description of the machine and his components, diagnosis of the current condition of the equipment, operational evaluation and finally the identification of needs, in which they propose the improvements necessary for the system in question, together with the respective study of feasibility to implement it.

As tools of support for this work the protocol of putting was modified in March of the studied equipment, in turn there developed a plan of preventive main maintenance for the machine, having in it counts the modifications proposed to improve the performance of the system of lubrication of the SP2503A/B/C

* Degree Work.

** Physical Mechanical Engineering Faculty, School of Mechanical Engineering. Directors: Carlos Borrás, Steven Pineda.

INTRODUCCIÓN

El dinámico avance de la tecnología en los últimos tiempos ha traído consigo innumerables retos exigiendo un mayor esfuerzo en las industrias de la actualidad para adaptarse a este contexto, las cuales deben cumplir a cabalidad los estándares de calidad, producción y seguridad, con el fin de demostrar su competitividad en el mercado internacional. Es el caso del negocio de la refinación, el cual está inmerso en diversas situaciones que requieren una constante retroalimentación para el mejoramiento de su rentabilidad, valiéndose de diferentes estrategias que garanticen la confiabilidad de sus plantas, lo que a su vez mantiene la producción.

La Refinería de Barrancabermeja de Ecopetrol S.A. es la encargada de transformar la energía contenida en el crudo extraído de los pozos de producción, en productos que agreguen valor en el modelo de negocio de la empresa. Para efectuar esta transformación se vale de diversos procesos tanto físicos y químicos que son realizados en cada una de las plantas de la refinería, las cuales cumplen con funciones específicas que en conjunto producen los diversos productos que se derivan del petróleo, tales como la gasolina, el diesel, el Jet-A, el propano, el benceno, ceras parafínicas, el polietileno de baja densidad y bases lubricantes entre otros. Cada proceso debe ser llevado a cabo de manera eficiente y confiable, evitando generar incidentes que afecten al ambiente, a las personas y a los activos de la empresa, a su vez garantizando el cubrimiento de la demanda de combustibles y productos petroquímicos del país con altos estándares de calidad.

El Departamento de Refinación de Fondos es un eslabón intermedio en el proceso de refinación, el cual ocupa un lugar estratégico en la refinería de Barrancabermeja de Ecopetrol S.A. haciendo de esta una refinería de media

conversión. Las plantas de este departamento se encargan de procesar la fracción más pesada del crudo proveniente de las unidades Topping (Refinación de Crudos), las cuales son la primera etapa de refinación de los crudos provenientes de los campos de producción. En la refinación secundaria se usa como materia prima los fondos de vacío de las unidades de refinación primaria, el cual es un producto bastante pesado que posee altos contenidos de metales y asfáltenos, cuyas densidades son bastante altas a temperatura ambiente teniendo valores de gravedades API negativas, el cual tiene que ser llevado a altas temperaturas y presiones para poder ser procesado.

El proceso llevado a cabo en la refinación de fondos se vale de diversos componentes tanto de equipo estático* y equipo rotativo** para llevar a cabo su función, es el caso del sistema de bombeo SP2503A/B/C el cual es un grupo de bombas centrífugas de la U-2500 (Planta Demex), que bombean un fluido altamente inflamable convirtiendo a estas bombas en equipos críticos para la planta, los cuales son un foco de esfuerzos para el aseguramiento de los procesos exigido por los retos propuestos para la empresa. La presencia de anomalías en el sistema de lubricación de este equipo, ha generado ciertos riesgos en la operación de este equipo, lo cual ocasiono una falla en el equipo durante la arrancada de las plantas después de la parada general de mantenimiento a principios del 2012, motivo por el cual se desarrolló este proyecto que utiliza herramientas como la reingeniería, el análisis de causas raíces y estudios de factibilidad para proporcionar soluciones prácticas a la problemática presentada en este equipo, haciendo buen uso de los recursos de la empresa a través de la innovación y el talento humano, y a su vez generando un valor agregado con la mejora tecnológica de este sistema de lubricación.

* Tuberías, reactores, hornos, Calderas, torres, tanques.

** Bombas, Compresores, turbinas, ventiladores.

1. OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO

1.1 OBJETIVO GENERAL

Contribuir con el desarrollo de la misión de la Universidad Industrial de Santander consistente en formar personas de alta calidad profesional, generando un acercamiento directo con la industria al dar soporte de ingeniería al Departamento de Refinación de Fondos de la Gerencia Refinería de Barrancabermeja de ECOPETROL S.A., contribuyendo de esta manera con el desarrollo económico y social de la región.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- ✓ Identificar los equipos, componentes y subcomponentes del sistema de bombeo SP2503A/B/C su diseño, función bajo el contexto operativo.
- ✓ Realizar un análisis de falla al sistema de lubricación tipo árbol lógico de fallas por medio de la metodología del análisis causa raíz.
- ✓ Proponer un rediseño del sistema de lubricación centralizado como alternativa de solución a los inconvenientes del sistema actual del SP2503A/B/C, y estudiar la factibilidad para implementarlo.
- ✓ Establecer los protocolos metodológicos de arranque del sistema de bombeo con el rediseño propuesto para su sistema de lubricación.
- ✓ Diseñar un programa de mantenimiento preventivo maestro para el sistema de lubricación propuesto.

- ✓ Recopilar la documentación del trabajo junto con sus resultados, mencionando las recomendaciones propuestas para mejorar la confiabilidad mecánica del SP2503A/B/C.

2. GENERALIDADES REFINERÍA BARRANCABERMEJA ECOPETROL S.A.

El Complejo Industrial de Barrancabermeja está localizado en la ciudad del mismo nombre, en la región central de Colombia, a orillas del río Magdalena, la principal arteria fluvial del país. Ubicado en una región histórica, por ser uno de las primeras zonas en las que se inició la explotación petrolera a principios del siglo XX, inició las operaciones de refinación con unos alambiques* traídos en 1922 desde Talara en el Perú.

Figura 1. Ciudad de Barrancabermeja a Orillas del Rio Magdalena.



Fuente: <http://barrancabermejajalida.blogspot.com>.

* Elemento utilizado para la destilación de líquidos mediante un proceso de evaporación y condensación.

A partir de una capacidad instalada inicial de 1.500 barriles por día se inició la construcción de esta inmensa infraestructura conocida hoy como la Gerencia Complejo Barrancabermeja de Ecopetrol S.A. se extiende en un área de 254 hectáreas, en las que se distribuyen más de cincuenta modernas plantas y unidades de proceso, tratamiento, servicios y control ambiental. Entre ellas están cinco unidades Topping, cuatro unidades de ruptura catalítica, dos plantas de polietileno y plantas de alquilación, ácido sulfúrico, parafinas, aromáticos y plantas para el procesamiento de residuos.

2.1 RESEÑA HISTÓRICA

El origen de la Empresa Colombiana de Petróleos se remonta al 25 de agosto de 1951 fecha en la cual se dio la reversión al estado Colombiano de la Concesión De Mares, por medio del cual la empresa asumió los activos de la Tropical Oil Company que en 1921 inició la actividad petrolera en Colombia con la puesta en producción del Campo La Cira-Infantas en el Valle Medio del Río Magdalena. A partir de esto Ecopetrol emprendió actividades en la cadena del petróleo como una Empresa Industrial y Comercial del Estado, encargada de administrar el recurso hidrocarburífero de la nación, y creció en la medida en que otras concesiones revirtieron e incorporó su operación. A continuación se reseñan algunos eventos relevantes del desarrollo de esta organización en el ámbito nacional e internacional.

- 1961: Asumió el manejo directo de la refinería de Barrancabermeja.
- 1956: Compró la refinería de Cartagena, la cual fue construida por Intercol.
- 1983: Descubrimiento del Campo Caño Limón, en asocio con OXY, un yacimiento con reservas estimadas en 1.100 millones de millones de barriles. Gracias a este campo, la Empresa inició una nueva era y en el año de 1986 Colombia volvió a ser en un país exportador de petróleo.

- Década de los noventa: Descubrimiento de los gigantescos campos de Cusiana y Cupiagua en el Piedemonte Llanero, en asocio con la British Petroleum Company.
- 2003: el gobierno colombiano reestructuró la Empresa Colombiana de Petróleos, con el objetivo de internacionalizarla y hacerla más competitiva en el marco de la industria mundial de hidrocarburos, convirtiéndola en Ecopetrol S.A. una sociedad pública por acciones.
- 2008: Ecopetrol S.A. ingresó a una de las plazas bursátiles más grandes del mundo, la bolsa de Nueva York, luego de obtener todas las aprobaciones respectivas por parte de la Comisión de Bolsa y Valores de Estados Unidos

2.2 DESCRIPCIÓN ORGANIZACIONAL

La Gerencia Complejo Barrancabermeja tiene la responsabilidad de generar el 75 por ciento de la gasolina, combustóleo, ACPM y demás combustibles que el país requiere, así como el 70 por ciento de los productos petroquímicos que circulan en el mercado nacional.

Figura 2. Gerencia Refinería Barrancabermeja.



Fuente: Intranet IRIS.

- **Misión:** Encontramos y convertimos fuentes de energía en valor para nuestros clientes y accionistas, asegurando la integridad de las personas, la seguridad de los procesos y el cuidado del medio ambiente, contribuyendo al bienestar de las áreas donde operamos, con personal comprometido que busca la excelencia, su desarrollo integral y la construcción de relaciones de largo plazo con nuestros grupos de interés.
- **Visión:** Ecopetrol, Grupo Empresarial enfocado en petróleo, gas, petroquímica y combustibles alternativos, será una de las 30 principales compañías de la industria petrolera, reconocida por su posicionamiento internacional, su innovación y compromiso con el desarrollo sostenible.

Figura 3. Marco Estratégico Grupo Empresarial 2012-2020.



Fuente: Intranet IRIS.

2.3 DEPARTAMENTO DE REFINACIÓN DE FONDOS

Es la dependencia que administra el Proceso de Refinación de Fondos, el cual es llevado a cabo por medio de cuatro unidades denominadas U-2500 (DEMEX), U-2800 (VISCORREDUCTORA II), U-2600 (GENERACIÓN DE HIDROGENO) y U-2650 (UNIBON), están plantas están ubicadas en los bloques I y II de la unidad de Balance de la refinería de Barrancabermeja. La función del proceso de refinación de fondos es la de extraer productos valiosos de los residuos del proceso de refinación primaria (Destilación atmosférica y al vacío llevados a cabo en las plantas de Refinación de Crudos), el cual usa como materia prima un producto llamado Fondos de vacío para producir un aceite desmetalizado y posteriormente hidrogenarlo con el objetivo de usarlo como carga a las unidades de craqueo catalítico.

Figura 4. Plantas de Refinación de Fondos Bloques I y II Unidad de Balance.



Fuente: Archivo Ecopetrol S.A.

2.4 UNIDAD DEMEX

La unidad U-2500 o planta DEMEX es el primer eslabón del tren de refinación de fondos, esta usa fondos de vacío proveniente de las TOPPING como materia prima para Producir DMO (por sus siglas en inglés, De-metallized Oil, Aceite Desmetalizado), algunos combustibles livianos y Fondos Demex, cuyo proceso expresado a grandes rasgos consiste en la mezcla de la carga con un fluido denominado solvente (iso-propano) a través de altas presiones y temperaturas para extraer los productos livianos presentes en los Fondos de Vacío convirtiéndolos en DMO, después de realizarse este proceso es necesario recuperar el solvente utilizado para producir el DMO, dicha acción es realizada a través de diversos Drums* y Torres que extraen el solvente para ser reutilizado.

Figura 5. Tambor de Solvente de Alta Presión D-2505 e Intercambiadores E-2505.



Fuente: Autor.

2.4.1 Sección de Recuperación de Solvente. Sección encargada de reutilizar el solvente recuperado de los procesos de extracción de DMO, la sección está compuesta básicamente por dos tambores que acumulan solvente, uno de baja

* Tanques.

presión y otro de alta presión, los cuales reciben solvente proveniente de la torre separadora de DMO (T2501) y de lavado de alta presión (T2521) para el tambor de alta presión, y del compresor centrífugo C2501 para el tambor de baja presión. Antes de ingresar al tambor el solvente de alta presión es enfriado por medio de los intercambiadores de calor E2505 A-H, para garantizar el estado líquido del fluido, el cual es bombeado por las bombas centrífugas P2503A /B /C, quienes se encargan de reutilizar el solvente recuperado al enviarlo hacia los Sedimentadores Primarios (D2501A /B), equipos donde se realiza el proceso de extracción del DMO.

2.5 COORDINACIÓN DE CONFIABILIDAD DE EQUIPO ROTATIVO

La gran diversidad de equipos de naturaleza rotativa existentes en la refinería son responsabilidad de los ingenieros de confiabilidad de equipo rotativo, quienes a través del uso de las herramientas tecnológicas existentes en la actualidad tienen la función de garantizar la confiabilidad y la disponibilidad de estos sistemas en las diferentes plantas de la refinería, por medio del desarrollo de metodologías que permitan detectar mecanismos de falla, además se encargan de determinar los métodos mediante el cual se reparan los equipos y la evaluación de su desempeño. Actividades como el análisis de vibraciones, talleres RCM*, rutas de lubricación y el cuidado básico de equipos (BEC**), son herramientas que sirven para gestionar los riesgos presentes en la operación de bombas, turbinas, compresores y ventiladores, ya que una falla en uno de estos puede generar consecuencias graves tanto para la empresa y el ambiente, como para las personas involucradas en la operación de las plantas.

* Mantenimiento centrado en confiabilidad por sus siglas en inglés Reliability Centered Maintenance.

** Basic Equipment Care.

3. GENERALIDADES DE LA LUBRICACIÓN DE COJINETES

A menudo en la industria encontramos diferentes componentes y elementos de máquinas cuyo principio de funcionamiento requiere del contacto entre dos superficies, transmisiones por engranes, gobernadores de velocidad y cojinetes hacen parte del diverso grupo cuyas partes móviles son sometidas a condiciones exigentes durante su operación, generando situaciones donde la fricción, el desgaste y el calentamiento son factores claves para la integridad mecánica del equipo; El propósito de la lubricación es reducir los efectos de tales factores introduciendo una sustancia denominada lubricante entre las superficies móviles. En un cojinete o chumacera el muñón (eje), gira dentro del buje (camisa), generando un movimiento relativo entre ellos conocido como deslizamiento, esta condición deslizante es la originadora de los efectos adversos a este principio, motivo por el cual requiere de una película lubricante que disminuya los factores asociados al riesgo de la pérdida de material en las superficies del cojinete.

Las chumaceras son ampliamente usadas en la industria, estas pueden ser encontradas en cualquier máquina de naturaleza rotativa o alternativa, tales como bombas, turbinas de gas y de vapor, compresores y motores de combustión entre otros, lo que hace del estudio de la lubricación un campo bastante amplio de la ingeniería, el cual incluso en la actualidad sigue siendo tema de investigación y desarrollo.

3.1 TIPOS DE LUBRICACIÓN

Actualmente existen cinco formas de lubricación.

➤ **Hidrodinámica:** Se refiere al tipo de lubricación donde las superficies en contacto se encuentran separadas por medio de una capa de fluido, lo cual

previene el contacto metal con metal reduciendo la fricción y el desgaste. Este tipo de lubricación no depende de la presión a la cual se introduce el fluido a la chumacera, aunque en algunos casos pueda ser así, sino que depende de un suministro adecuado de aceite durante todo el tiempo, permitiendo generar la presión de película a través del arrastre de lubricante a una velocidad suficientemente alta hacia la zona cuneiforme de la camisa. Este tipo de lubricación también es conocida como película completa o fluida.

- **Hidroestática:** El principio de este tipo de lubricación consiste en el ingreso del fluido al área de soporte de la carga a una presión lo suficientemente alta, para poder separar las superficies por medio de una película gruesa. A diferencia de la hidrodinámica este tipo de lubricación no requiere del movimiento relativo entre superficies.

- **Elastohidrodinámica:** Es el tipo de lubricación utilizada en algunos mecanismos donde las superficies de contacto no se separan en operación normal, es el caso de algunas transmisiones de engranajes y algunos rodamientos de cilindros, para estas situaciones se requiere de aceites de altas viscosidades y grandes capacidades de formar una película sólida o límite que de una resistencia al desgaste adhesivo.

- **Límite:** Es un caso de la lubricación hidrodinámica que se presenta cuando sucede una variación en las condiciones de operación, disminuyendo el espaciamiento entre las crestas de las rugosidades superficiales a dimensiones moleculares de espesor.

➤ **De película sólida:** Es la utilizada en casos de temperaturas extremas, haciendo necesario el uso de lubricantes como grafito o bisulfuros de molibdeno, debido a que los aceites ordinarios no resultan adecuados.

3.2 ECUACIÓN DE PETROFF Y NUMERO DE SOMMERFELD

El primer investigador que desarrolló una explicación del fenómeno de la fricción en los cojinetes fue Petroff, quien a partir de varias suposiciones uso una metodología para obtener una expresión bastante exacta para definir el factor de fricción, conocida como ecuación de Petroff¹.

$$f = 2\pi^2 \frac{\mu N}{P} \frac{r}{c} \quad [1]$$

Dónde:

μ : Viscosidad dinamica del fluido.

N : Velocidad relativa entra las superficies del cojinete.

P : Carga unitaria del cojinete.

r : Radio del eje.

c : Holgura diametral existen entre el eje y el cojinete.

Esta expresión es importante debido a que la sustitución de las dimensiones apropiadas en cada parámetro representan valores adimensionales importantes en la teoría de la lubricación. La expresión desarrollada por Petroff también sirvió como punto de partida para los experimentos de Sommerfeld, quien definió la siguiente ecuación.

¹ Budynass Richard y Nisbett Keitt, Diseño en Ingenieria Mecanica de Shigley. 2008.

$$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu N}{P} \quad [2]$$

Esta ecuación contiene todos los parámetros importantes en el diseño de cojinetes, y se denomina número de Sommerfeld o número del cojinete, razón por la cual es importante en el análisis de la lubricación.

3.3 LUBRICACIÓN ESTABLE

Como se mencionó anteriormente la lubricación límite es un caso de la lubricación hidrodinámica en el cual el espaciamiento entre las superficies es muy mínimo, esta diferencia puede ser explicada observando la figura 6, este es un gráfico elaborado por los hermanos McKee en un experimento real de la fricción. El análisis de este gráfico resulta importante ya que define la estabilidad de la película de lubricación y permite comprender la diferencia entre los tipos de lubricación hidrodinámica y límite.

A partir del análisis de esta gráfica se puede utilizar como restricción de diseño la siguiente expresión.

$$\frac{\mu N}{P} \geq 1,7 (10^{-6}) \quad [3]$$

Dónde:

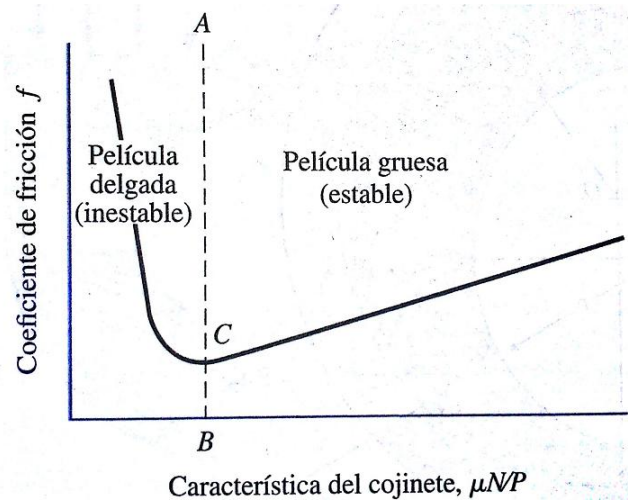
μ : viscosidad en reyns.

N : revoluciones del eje en rps.

P : Carga unitaria del cojinete.

El cumplimiento de esta expresión garantiza que el tipo de lubricación al lado derecho de la curva de McKee, esté en condiciones de película fluida.

Figura 6. Curva de McKee.



Fuente: Journal Bearing Friction in the Region of Thin Film Lubrication S.A. McKee y T.R McKee, 1932.

3.4 CONSIDERACIONES DE EVALUACIÓN DEL DISEÑO Y CRITERIOS DE TRUMPLER

Dentro del grupo de variables de diseño de los cojinetes deslizantes tenemos aquellas variables que están bajo el control del diseñador y las que son dependientes de estas variables, para las del primer grupo tenemos:

- La viscosidad μ .
- La carga por unida de área proyectada del cojinete P .
- La velocidad relativa entre las superficies N .
- Las dimensiones del cojinete r, c, β, l .

Las del segundo grupo son variables que pueden correlacionadas a partir de los datos suministrados del primer grupo, dentro de estas tenemos:

- El incremento de temperatura.
- Espesor mínimo de película.
- El flujo de aceite.
- El coeficiente de fricción.

Este último grupo de variables expresan el buen funcionamiento del cojinete razón por la cual se consideran como factores de desempeño. Estos valores sirven como punto de partida para la evaluación del diseño del sistema de lubricación de cojinetes lisos, el cual básicamente consistiría en la comparación de las variables dependientes, dentro de rangos de parámetros de diseño aceptable.

Para evaluar los parámetros de diseño de un cojinete podemos usar el concepto de un diseñador exitoso conocido como Trumpler, quien proporciona tres criterios de diseño que pueden ser utilizados a la hora de diseñar un cojinete y evaluar su desempeño, dentro de los criterios propuestos por Trumpler tenemos².

- **Espesor de la película límite:** Teniendo en cuenta que para permitir el paso de partículas de algunas superficies esmeriladas, Trumpler propone la siguiente expresión que es función del tamaño del cojinete.

$$h_0 \geq 0,0002 + 0,0004d \text{ [in]} \text{ [4]}$$

² Paul Robert Trumpler, Design of Film Bearings, Macmillan, Nueva York, 1966.

Dónde: d es el diametro del eje en pulgadas.

➤ **Temperatura máxima de película:** Considerando que las elevadas temperaturas generan efectos adversos en las propiedades del lubricante tales como su emulsividad y viscosidad, Trumpler propone que la temperatura máxima de película sea.

$$T_{max} \leq 250^{\circ}F$$

Sin embargo este criterio puede variar según las recomendaciones del fabricante del aceite de lubricación.

➤ **Carga de inicio y factores de seguridad:** Normalmente las chumaceras consisten en un eje fabricado de un material duro que descansa sobre una camisa hecha de un material más blando, lo que provoca que los bujes se desgasten por el tiempo, razón por la cual son cambiados periódicamente en los mantenimientos preventivos. Durante el inicio de la operación antes de que el eje sea levantado por acción hidrodinámica, la chumacera sufre un mayor desgaste, este desgaste puede ser disminuido limitando la carga de inicio a.

$$\frac{W}{LD} \leq 300 \text{ psi [5]}$$

Para las cargas en operación Trumpler propone un factor de seguridad de 2 o mayor debido a las fluctuaciones en la carga por los efectos externos a los que es sometido el eje.

3.5 GRÁFICOS DE RAYMONDI Y BOYD

Albert A. Raimondi y John Boyd fueron dos investigadores de la Westinghouse Research Laboratories que se valieron de una técnica iterativa para encontrar una solución planteada a las ecuaciones de Reynolds. Los resultados de estos experimentos fueron publicados en tres partes y contienen 45 graficas detalladas y 6 tablas de información numérica, las cuales representan la relación entre los diferentes parámetros adimensionales definidos para el estudio de la lubricación.

Las diferentes graficas de Raymondi y Boyd representan diferentes relaciones entre el número adimensional de Sommerfeld y la relación L/D del cojinete para hallar las siguientes variables:

- Variable de espesor mínimo de película $\frac{h_o}{c}$.
- Posición del espesor mínimo de la película en ϕ grados.
- Variable de coeficiente de fricción $\frac{r}{c}f$.
- Variable de flujo $\frac{Q}{rcNl}$.
- Relación de flujo $\frac{Q_s}{Q}$.
- Relación de presión máxima de la película $\frac{P}{P_{max}}$.
- Posición Terminal de la película θ_{p_o}

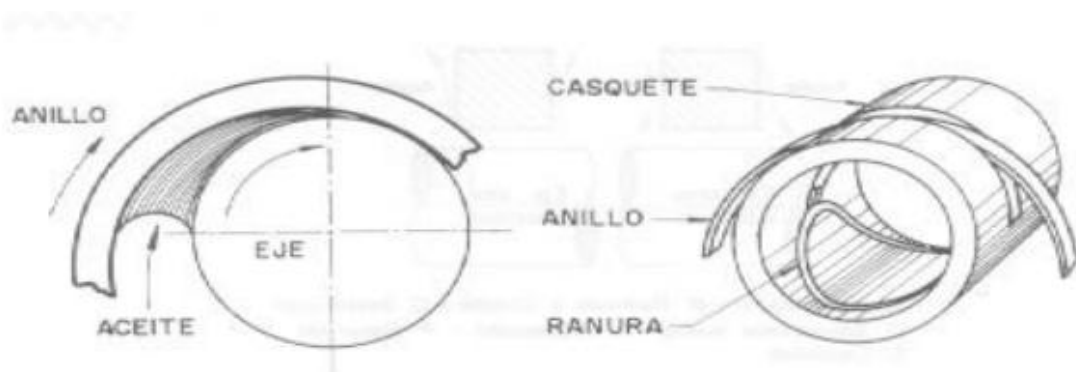
Estas graficas pueden ser consultadas en el Anexo C, ya que para la realización de este proyecto no se hará uso de todas ellas.

3.6 SISTEMAS DE LUBRICACIÓN

Como tal existen varias formas de lubricar un equipo así como varios componentes que necesitan ser lubricados dentro del mismo, cuyas formas de lubricación son diferentes, los principales elementos afectados por la falta de lubricación son los cojinetes, estos juntos con los sellos mecánicos son los componentes con menor tiempo medio entre fallas* (MTBF por sus siglas en ingles) en las turbomáquinas. Dentro los mecanismos de lubricación más usados en Ecopetrol tenemos los siguientes.

3.6.1 Lubricación por anillo (salpique). Consiste en la aplicación de lubricante por medio de un anillo de diámetro mayor al eje o muñón del cojinete, el cual arrastra aceite desde un depósito de nivel constante por medio de sus revoluciones hasta la parte superior del cojinete en donde entra en contacto y lubrica el eje.

Figura 7. Lubricación por Anillo.



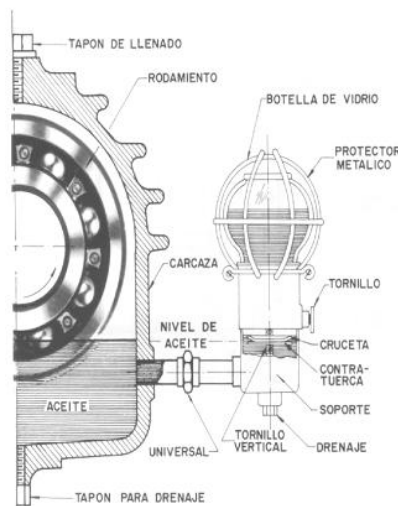
Fuente: Lubricación de turbinas de vapor, Pedro Albarracín, 2002.

* Indicador utilizado en confiabilidad para medir la fiabilidad de un equipo.

El nivel del depósito de aceite es controlado por medio de un vaso lubricador y la temperatura del mismo por medio de aletas disipadores o por chaquetas de circulación de agua de refrigeración. Este método es usado solo para cojinetes que trabajen a altas revoluciones.

3.6.2 Lubricación por inmersión. Básicamente la mitad o menos de la mitad del rodamiento es sumergido en una cámara de aceite de nivel constante dentro de la caja del mismo, este nivel es controlado por medio de una botella de vidrio que contiene aceite.

Figura 8. Lubricación por Inmersión.

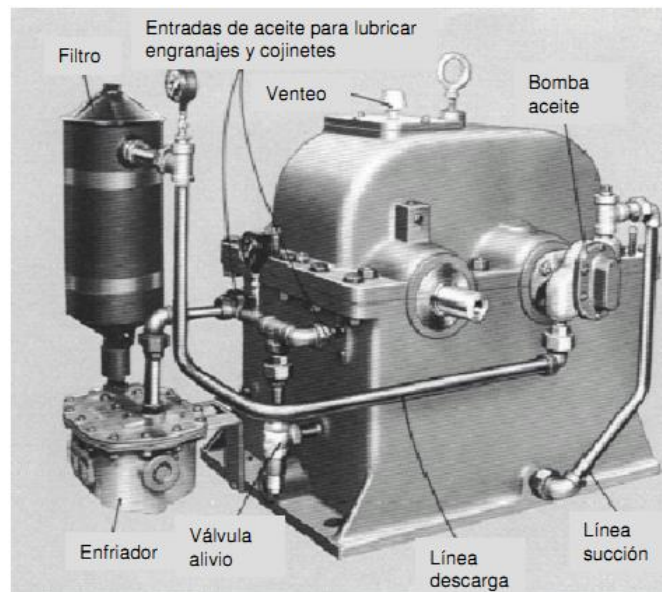


Fuente: Lubricación de turbinas de vapor, Pedro Albarracín, 2002.

3.6.3 Lubricación por presión. Consiste en la circulación de aceite a través de los cojinetes por medio de una bomba, la cual es de desplazamiento positivo de tipo engranajes en la mayoría de las veces, por lo general usa un enfriador y un sistema de filtración para mejorar la eficiencia de la lubricación. Este método de

lubricación es usado para maquinas robustas en las cuales el peso del rotor es demasiado pesado para permitir la formación de la película hidrodinámica solo por medio de la rotación del eje, a su vez permite un mayor evacuación del calor generado por la fricción producida.

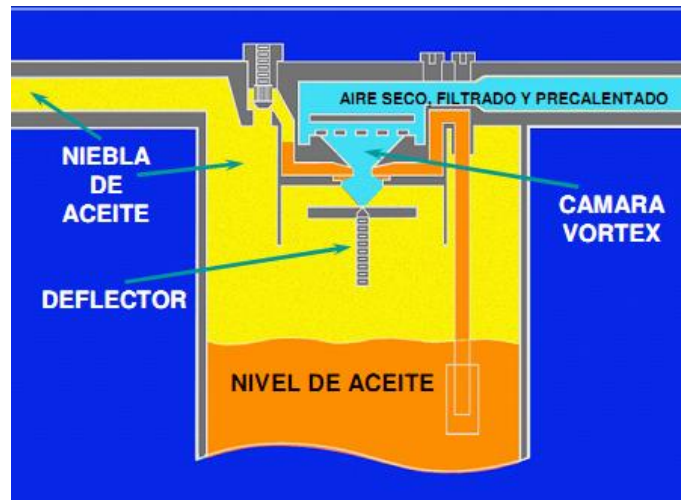
Figura 9. Lubricación por Presión.



Fuente: Lubricación de turbinas de vapor, Pedro Albarracín, 2002.

3.6.4 Lubricación por niebla. Consiste en la generación de niebla de aceite en una consola por medio de dispersión de partículas de aceite en aire seco, filtrado y precalentado. La niebla es transportada hasta los diversos componentes de los equipos que requieran su lubricación, la lubricación por niebla es muy efectiva y desde su implementación ha logrado reducir considerablemente las fallas por lubricación en los equipos.

Figura 10. Lubricación por niebla.



Fuente: Lubricación Por Niebla, Marlon Soto, 2008.

4. DESCRIPCIÓN DE COMPONENTES SISTEMA DE BOMBEO SP2503A/B/C

El desarrollo de esta descripción constara básicamente de las especificaciones técnicas respectivas para cada componente, como se mencionó anteriormente este proyecto solo se enfocó en el sistema de lubricación de los equipos de bombeo en cuestión, sin embargo es necesario realizar una descripción general del sistema de bombeo, lo que nos brindara un mejor entendimiento del papel de la lubricación en este equipo rotativo.

Figura 11. Sistema de bombeo SP2503A.



Fuente: Autor.

Figura 12. Sistema de Bombeo SP2503B.



Fuente: Autor.

Figura 13. Sistema de Bombeo SP2503C.

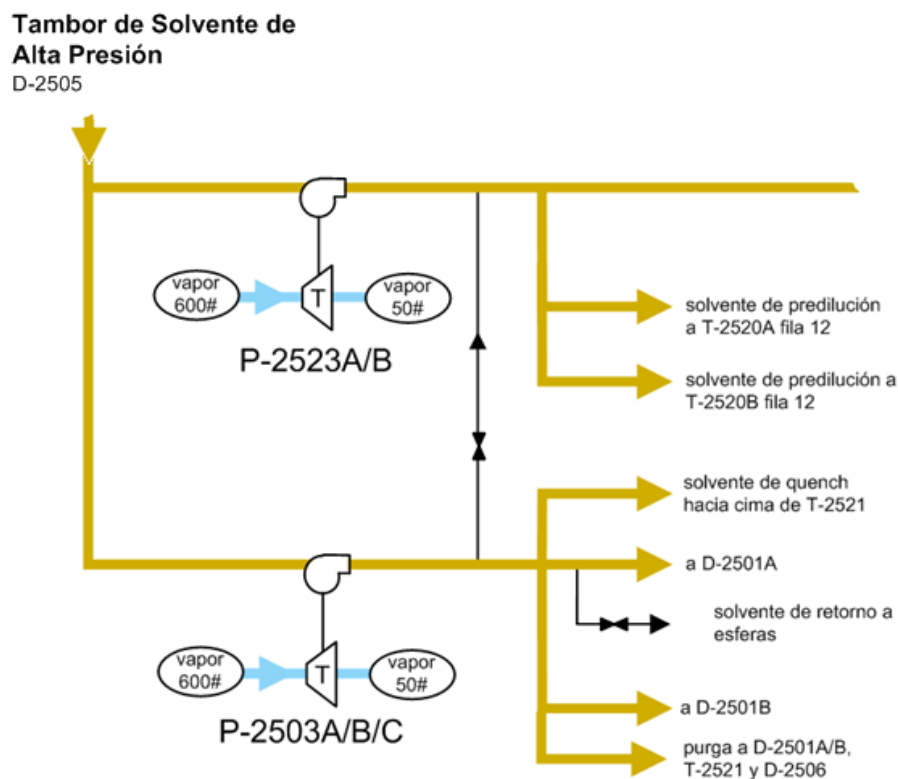


Fuente: Autor.

4.1 SISTEMA DE BOMBEO SP2503A/B/C

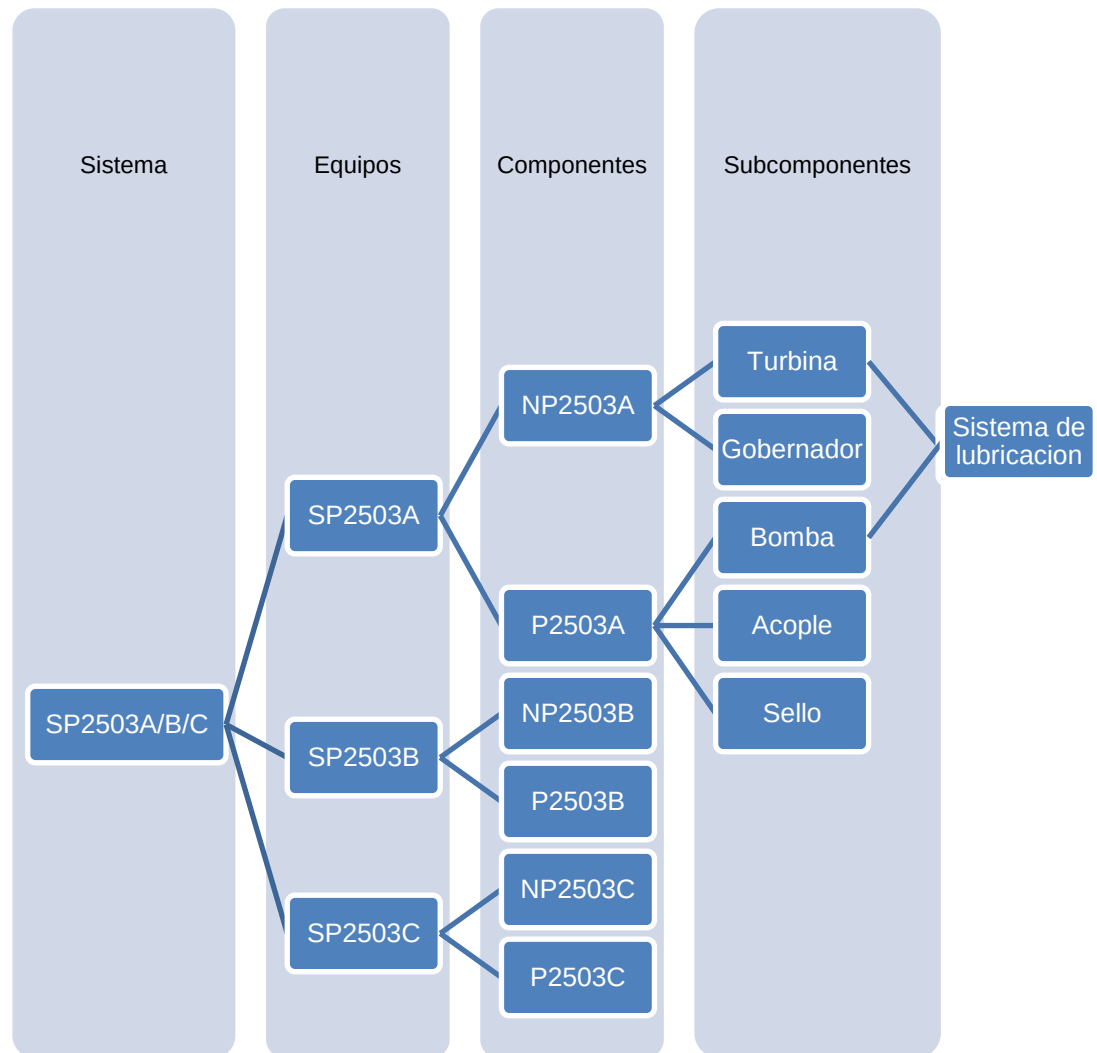
Es un sistema compuesto por tres equipos de bombas centrífugas con sus respectivas maquinas impulsoras (turbinas de propósito general), cuya función es bombear solvente a alta presión, el fluido de proceso es tomado desde el drum D2505 el cual es un tambor acumulador de solvente de alta presión, y lo descarga hacia los sedimentadores primarios D2501A/B como se describe en la figura 14, donde el solvente se mezcla con los fondos de vacío para producir el DMO. Cada uno de los equipos de este sistema está compuesto por diferentes componentes y subcomponentes que trabajan en conjunto para cumplir con su función, a continuación se describe un esquema de cómo está compuesto el sistema de bombeo SP2503A/B/C.

Figura 14. Diagrama de Flujo Sistema de Bombeo SP2503A/B/C.



Fuente: Manual de Entrenamiento de Operador de DEMEX.

Figura 15. Esquema de Composición Sistema de Bombeo SP2503A/B/C.



Fuente: Autor.

Los equipos principales de bombeo son los SP2503A/B, el SP2503C es el equipo redundante de respaldo, el cual se encuentra en stand-by la mayoría del tiempo, solo se pone en funcionamiento ante una eventual falla de alguno de los otros dos equipos. La planta fue diseñada para operar con ambos equipos a carga normal de producción, los flujos de producto de ambas bombas suman aproximadamente 210kBPD (este dato tiene una precisión +/- 25% debido a las variaciones de carga

de la planta) de flujo para una producción de 40kBPD de DMO en la unidad DEMEX sin la ampliación de la planta o con 35kBPD con la ampliación, es necesario mencionar que cada bomba suministra solvente a los trenes A y B del proceso de refinación de fondo razón por la cual normalmente operan dos.

A continuación se describirán cada uno de los componentes del sistema junto con sus especificaciones técnicas.

4.1.1 Bomba P2503A/B/C. Es una bomba centrífuga de simple etapa fabricada por la empresa Pacific Pumps tipo HVC cuyas especificaciones técnicas son descritas con detalle en el datasheet del equipo, el cual es adjuntado en el Anexo B de este documento. Es un equipo de tamaño considerable cuya función es bombear un fluido caliente a alta presión, debido a su tamaño y las condiciones de servicio, los diseñadores de este equipo usaron chumaceras en vez de rodamientos. Dentro de la norma API 610* esta bomba está clasificada como una tipo BB2 (Tabla 1), between bearings radialmente dividida (Figura 16 y 17).

En general las bombas centrífugas están compuestas por demasiados componentes, además la descripción de cada uno de estos sería demasiado extensa y no brindarían información bastante útil para el propósito de este proyecto, motivo por el cual solo se describirán algunos elementos de la bomba que sean de importancia relevante, es decir elementos que sean afectados ante una mala operación de la lubricación como lo son los sellos mecánicos, el eje, el impulsor y los cojinetes.

* Centrifugal Pumps for Petroleum Petrochemical and Natural Gas Industries API 610.

Tabla 1. Clasificación de las Bombas Según Norma API 610.

Pump type			Orientation		Type code
Centrifugal pumps	Overhung	Flexibly coupled	Horizontal	Foot-mounted	OH1
				Centreline-supported	OH2
		Rigidly coupled	Vertical in-line with bearing bracket		OH3
					OH4
		Close-coupled	Vertical in-line		OH5
					OH6
	Between-bearings	1- and 2-stage	Axially split		BB1
					BB2
		Multistage	Axially split		BB3
					BB4
		Multistage	Radially split	Single casing	BB4
				Double casing	BB5
	Vertically suspended	Single casing	Discharge through column	Diffuser	VS1
				Volute	VS2
				Axial flow	VS3
		Single casing	Separate discharge	Line shaft	VS4
				Cantilever	VS5
		Double casing	Diffuser		VS6
					VS7

Fuente: Norma API 610 10 ed. 2004.

Figura 16. Bomba Tipo BB2.

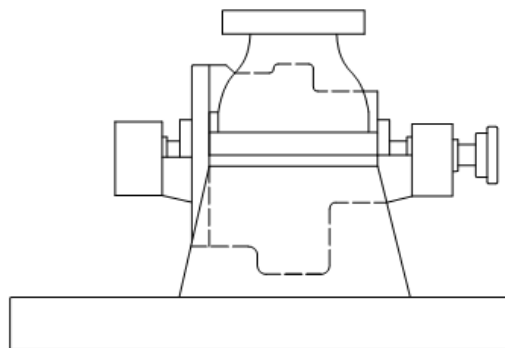
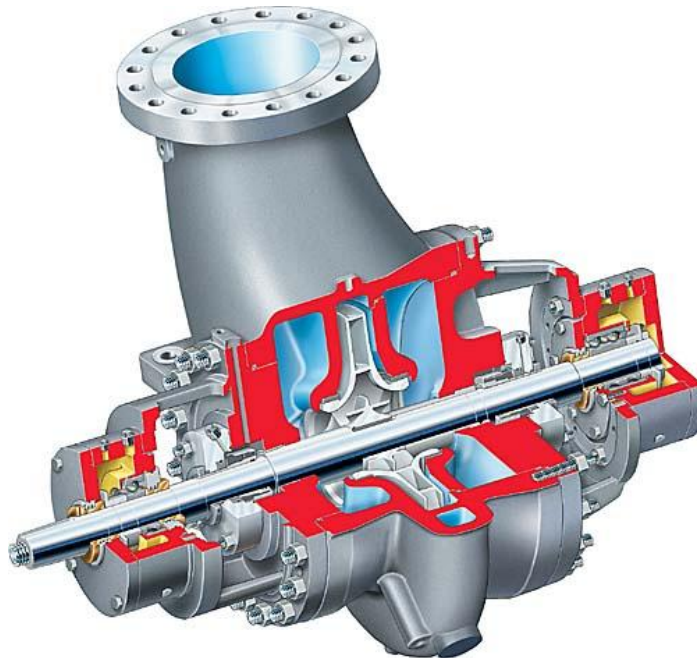


Figure — Pump type BB2

Fuente: Norma API 610 10 ed. 2004.

Figura 17. Vista en Corte Bomba API Tipo BB2.



Fuente: Flowserve web.

4.1.1.1 Impulsor. Está fabricado de acero al carbón como indica la norma API, debido a que el fluido de proceso es una mezcla de iso-propano (Solvente) en estado líquido el cual no es un fluido muy agresivo para este tipo de material. El impulsor está montado sobre el eje el cual es soportado por medio de dos cojinetes de deslizamiento, lo cual le da la característica de una bomba between bearings (entre rodamientos) al equipo.

Este impulsor es de tipo cerrado el cual es muy común en bombas que trabajen con fluidos limpios, además evitan el desgaste de la voluta debido a que mueve el líquido con sus paredes y no con las paredes de la carcasa, inclusive disminuyen los problemas de circulación ya que la holgura entre las paredes del impulsor y la voluta es muy mínima, también permite la característica de doble succión en este equipo lo que a su vez disminuye el empuje axial residual al que es sometido el cojinete axial lo que hace que este sea un elemento menos crítico en comparación

con los cojinetes radiales. Este es uno de los elementos que menos falla en una bomba sin embargo sufre las consecuencias de las fallas de otros elementos como lo son los cojinetes.

Figura 18. Impulsor y Eje SP2503C.

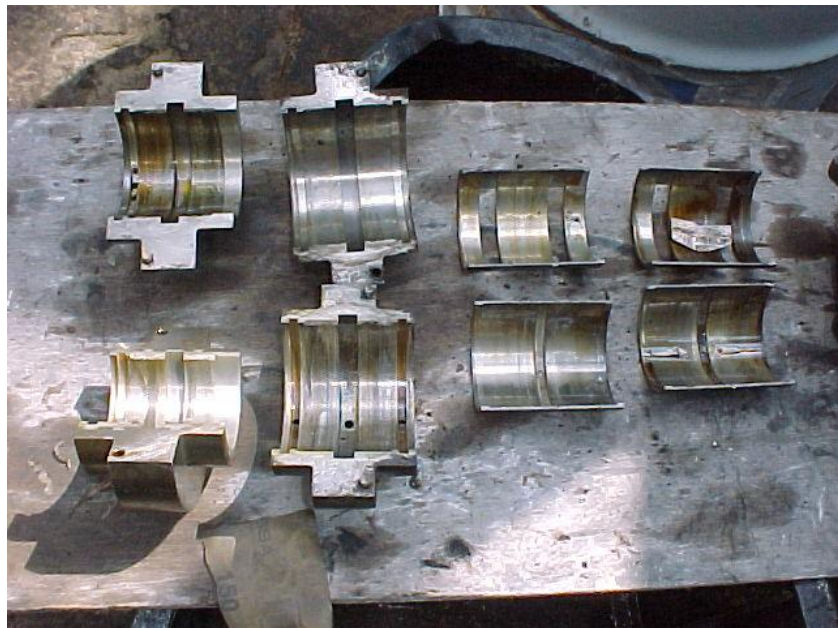


Fuente: Autor.

4.1.1.2 Cojinetes. Como se mencionó anteriormente debido a que esta es una bomba de un tamaño considerable cuya operación es caliente, posee cojinetes de deslizamiento en vez de rodamientos, debido a los efectos térmicos en los elementos rodantes y la carga sobre los mismos generado por el peso del eje y de los elementos que descansan sobre él, por lo tanto su principio de operación es el de lubricación hidrodinámica. Existen dos tipos de cojinetes, cada uno de ellos sirve para soportar un tipo de las cargas a las cuales está sometido el eje, cojinetes radiales y cojinetes de empuje.

➤ **Cojinetes radiales:** Esta bomba posee dos cojinetes radiales uno en el lado acople y otro en el lado empuje de la bomba, ambos son de tipo “manguito” o “camisa” (ver figura 19) y poseen un recubrimiento especial antifricción denominado babitt* que aumenta la vida útil del elemento, la función principal de este componente es soportar las cargas radiales del eje, pero además este es la base sobre la cual se forma la cuña hidrodinámica que hace “flotar” el eje y evita el contacto entre ambos materiales por medio de la película lubricante. En la tabla 2 se exponen los criterios de selección de rodamientos según la Norma API 611**, la cual contiene todo lo relacionado con la operación, diseño y mantenimiento de turbinas de propósito general usadas en la industria del petróleo.

Figura 19. Cojinetes Radiales Bomba Pacific Pumps HVC.



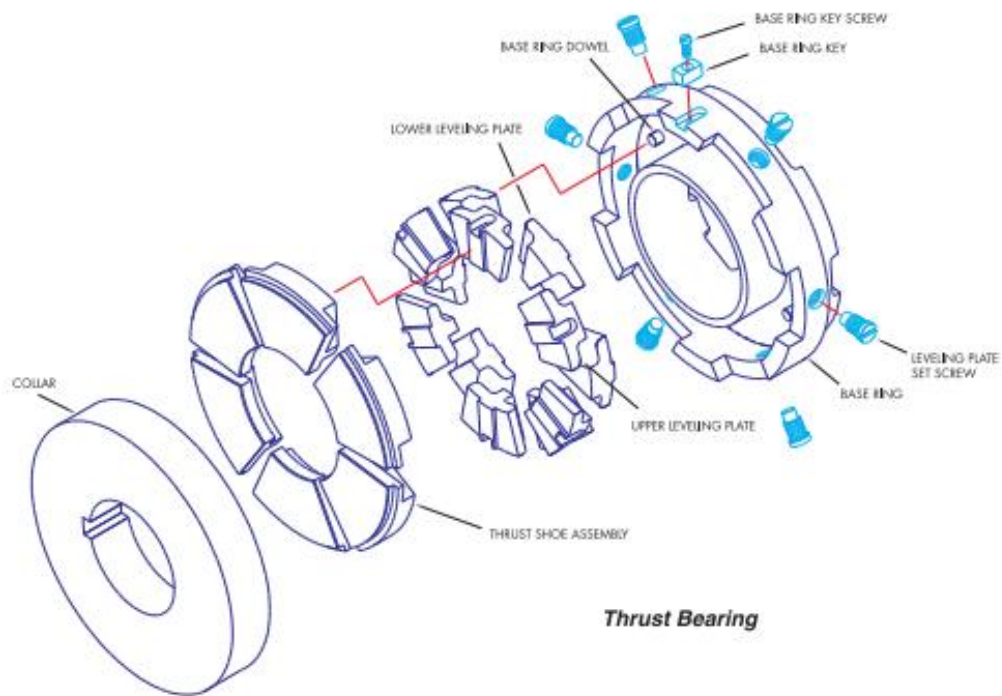
Fuente: Archivo SP2503 de Ingeniero de Confiabilidad de Equipo Rotativo.

* Es un recubrimiento antifricción utilizado en cojinetes el cual pueda estar hecho a base de plomo o a base de estaño.

** Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries Steam Turbines, General Purpose Application, API 611.

➤ **Cojinete de empuje:** Es un cojinete tipo Kingsbury 6x6 (Tamaño 6 y de 6 dados) ubicado en el lado empuje de la bomba y se encarga de soportar las cargas de empuje transferidas al eje por medio de platos pivoteados*, estas cargas pueden ser efecto de las diferencias de presión en el impulsor, problemas de desalineamiento entre ejes o las cargas transmitidas desde el elemento motriz el cual para este caso es una turbina (ver figura 20).

Figura 20. Cojinete de Empuje tipo Kingsbury.



Fuente: Kingsbury Machine Works, Equilizing Bearing Six-shoe Catalogue EQ, 1955.

* También conocido como dados, son los elementos que caracterizan el efecto escualizante de las chumaceras de empuje de este tipo.

Tabla 2. Selección de Rodamientos Según Norma API 611.

Condition	Bearing Type and Arrangement
Radial and thrust bearing speed and life within limits for rolling element bearings and Turbine energy density below limit	Rolling element radial and thrust
Radial bearing speed or life outside limits for rolling element bearings and Thrust bearing speed and life within limits and Turbine energy density below limits	Hydrodynamic radial and rolling element thrust and Hydrodynamic radial and thrust
Radial and thrust bearing speed or life outside limits for rolling element bearings or Turbine energy density above limits	Hydrodynamic radial and thrust
NOTE Limits are as follows. a) Rolling element bearing speed: Factor, Nd_m shall not exceed 300,000; Where d_m is the mean bearing diameter $(d + D)/2$, expressed in mm; N is the rotative speed, expressed in revolutions per minute. b) Rolling element bearing life: basic rating L_{10h} per ISO 281 or ABMA 9 of at least 50,000 hr with continuous operation at rated conditions, and at least 32,000 hr at maximum radial and axial loads and rated speed. c) Energy density is the product of rated power, kW (hp), and rated speed, r/min, is 4.0 million (5.4 million) or greater, hydrodynamic radial and thrust bearings shall be used. This energy density limit is applicable only to multi-stage turbines.	

Fuente: Norma API 611 5 ed. 2008.

4.1.1.3 Plan de sellado y Sello Mecánico. Los planes de sellado en sistemas de bombeo son identificados y seleccionados según las normas API 682* para el SP2503A/B/C tenemos un plan de sellado 11/76 lo que significa que como plan de flushing** tenemos un plan 11, y como plan de quench*** un plan 76.

➤ **Plan 11:** Consiste en una recirculación desde la descarga de la bomba hacia las caras del sello pasando por un filtro y cuyo flujo es restringido por una

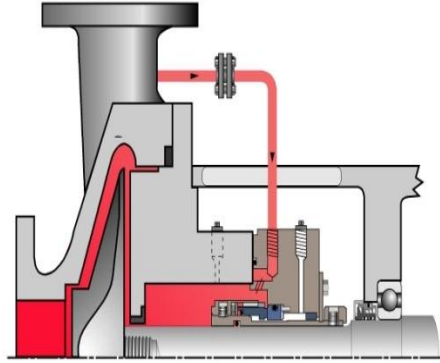
* Shaft Sealing Systems for Centrifugal and Rotary Pumps API 682.

** Plan usado para lubricar y refrigerar las caras del sello.

*** Plan usado para limpiar, quitar residuos, muy común el uso del vapor por su presión.

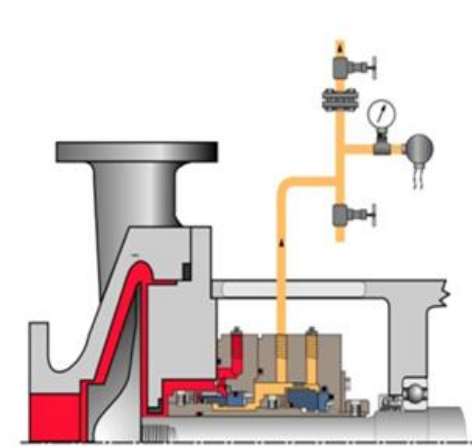
platina de orificio, este plan de flushing es muy usual en bombas con fluidos de procesos relativamente limpios.

Figura 21. Plan 11 de Sellado de Bombas API.



Fuente: Planes de sellado API, cartilla de Ecopetrol S.A.

Figura 22. Plan 76 de Sellado de Bombas API.



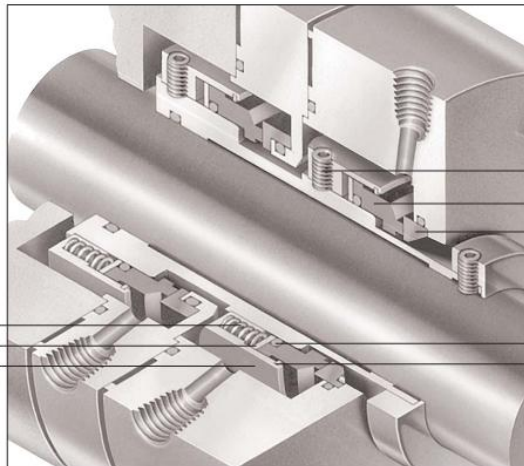
Fuente: Planes de sellado API, cartilla de Ecopetrol S.A.

➤ **Plan 76:** Consiste en un sistema de venteo de fuga no condensado el cual es usado en aplicaciones donde el fluido de proceso es bastante peligroso debido

a su alta explosividad o inflamabilidad, para el caso de las SP2503A/B/C el venteo es dirigido hacia la TEA*.

El sello mecánico es fabricado por John Crane tipo T-48 HP/T-48 SC, el cual proporciona un sistema de sellado dual, en donde el sello primario (T-48 HP) tiene un diseño simple que reduce las emisiones por debajo de 500 ppm, y cumple con los requerimientos de sellado para hidrocarburos livianos y otros compuestos orgánicos volátiles. Cada sello tiene la capacidad integrada de compensar los efectos combinados de la distorsión de la presión, la deformación térmica y la generación de calor en las fugas y el desgaste, soportando condiciones de hasta 1000 psi y 500°F. El sello secundario (T-48 SC) posee un sistema auto enfriado de funcionamiento en seco, no requiere sistema de lubricación externa, reduciendo los riesgos de contaminación fluido de barrera a su vez eliminando problemas de expulsión de fluidos contaminados.

Figura 23. Sistema de Sellado Dual John Crane tipo T-48HP/T-48SC.



Fuente: Manual Sellos John Crane T-48HP y T-48SC.

* Quemador de seguridad utilizado para la combustión controlada de productos que pueden ser peligrosos.

Figura 24. Sello Mecánico SP2503B.



Fuente: Autor.

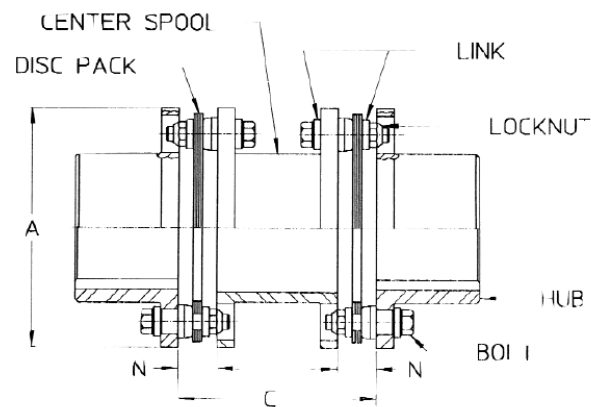
4.1.2 Acople. Este es el elemento que une los ejes del conjunto turbina-bomba, es de tipo flexible lo que quiere decir que permite y tolera un estándar de desalineamiento tanto angular como paralelo. Fabricado por Thomas Rexnord tipo 351 DBZ-C El acople está compuesto por tres partes.

➤ **Lainas:** Son una series de laminillas hechas de un elemento relativamente flexible que separa la carreta de las manzanas, en si este es el elemento que absorbe las cargas residuales debido al desalineamiento, fabricadas en acero inoxidable serie 300.

➤ **Carreta:** Es el elemento central del acople y es el que finalmente une ambos ejes por medio del acoplado, fabricado en acero al carbón.

- **Manzanas:** Son los elementos que unen el eje y la carreta por medio de una brida, estos pueden ir engranados, roscados al eje o sujetos por medio de una cuña, están fabricados de acero al carbón. Por seguridad todos los acoples de elementos rotativos deben tener un guarda acoples para evitar accidentes debido al movimiento rotativos de los ejes acoplados.

Figura 25. Acople Thomas Rexnord DBZ-C.



Fuente: Manual Thomas Rexnord.

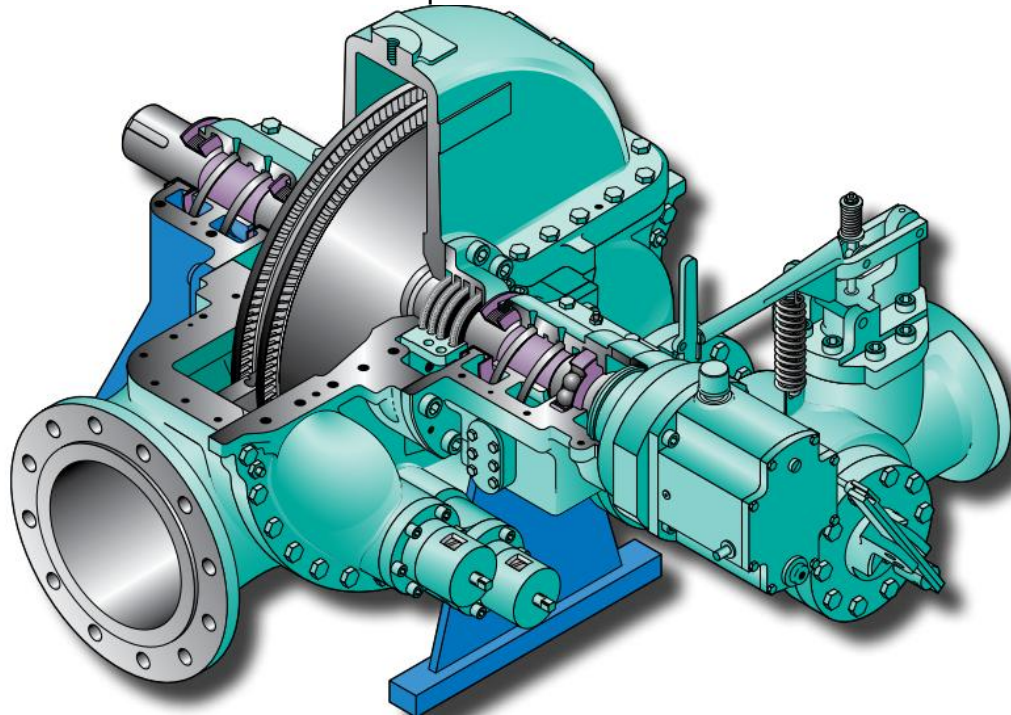
Figura 26. Acople SP2503C (Ejes Desacoplados).



Fuente: Autor.

4.1.3 Turbina NP2503A/B/C. Es una turbina fabricada por Elliott tipo CYRT cuyas especificaciones técnicas son descritas en el datasheet del equipo, el cual esta adjuntado en el Anexo B de este documento. Esta es una turbina de vapor de propósito general que utiliza vapor de 600 psi para suministrar la energía necesaria para revolucionar su eje a más de 3600 rpm, está diseñada para soportar altas temperaturas de hasta 725°F, sus apoyos son cojinetes de deslizamiento los cuales son refrigerados y lubricados por medio de un sistema mixto de anillos y lubricación forzada.

Figura 27. Turbinas Marca Elliott Tipo YR.



Fuente: Manual turbinas Elliot tipo CYR.

4.1.3.1 Carcasa. Está fabricada de ASTM A116 WCB el cual es un acero bastante resistente a las altas presiones, y su función es la de resistir la expansión del vapor y permitir el montaje de los elementos internos de la turbina. Sobre la

carcasa está montada la válvula centinela, cuya función es un aviso audible de sobrepresiones al interior de la turbina. Dentro de la carcasa también podemos encontrar las toberas, las cuales se encargan de direccionar el vapor de entrada hacia los alabes, el flujo de estas toberas es regulado por medio de unas válvulas que se encuentran al exterior de la carcasa.

Figura 28. Carcasa y Válvula Centinela.



Fuente: Autor.

4.1.3.2 Eje y alabes. El eje está fabricado de AISI C-1040 el cual es un material muy resistente a altas temperaturas, y durante su fabricación es sometido a un tratamiento térmico para mejorar sus propiedades mecánicas, sobre el eje está montada la rueda y puede ser sujeta por medio de ajustes forzados, la rueda es la que contiene los alabes que son los elementos sobre los cuales choca el chorro de vapor impulsando el movimiento de la rueda y el eje.

Figura 29. Eje y alabes turbina NP2503C.



Fuente: Autor.

4.1.3.3 Sellado de la turbina. Debido a las altas presiones manejadas por el vapor al interior de la turbina, es necesario sellar eficientemente los ajustes entre el eje y la carcasa, debido a los escapes de vapor a la atmosfera lo que afectaría considerablemente el desempeño de las turbinas además de la posibilidad de contaminar el aceite de lubricación con condensado, lo que ocasionaría su emulsión. Este sello puede ser de tipo laberinto o de anillos de carbón, el primero consiste en una serie de pasos laberinticos de anillos y ranuras cuya caída de presión es alta obstruyendo el paso del vapor hacia la intemperie, el segundo consiste en una serie de anillos de carbón divididos en tres partes acopladas entre sí por un resorte, los cuales son ajustados sobre el eje por medio de los asientos en la caja de sellos. En aplicaciones de alta presión se usa un sistema de vapor al sello dentro de la tercera o cuarta sección de los anillos para mantener el sellado de la cámara obligando el ingreso del vapor hacia la sección de condensación*.

* Sección final de la turbina de vapor, en donde parte del vapor que ingresa a la turbina se condensa y es eliminado del sistema por medio de una trampa de vapor.

Figura 30. Asientos de los Sellos de Carbón.



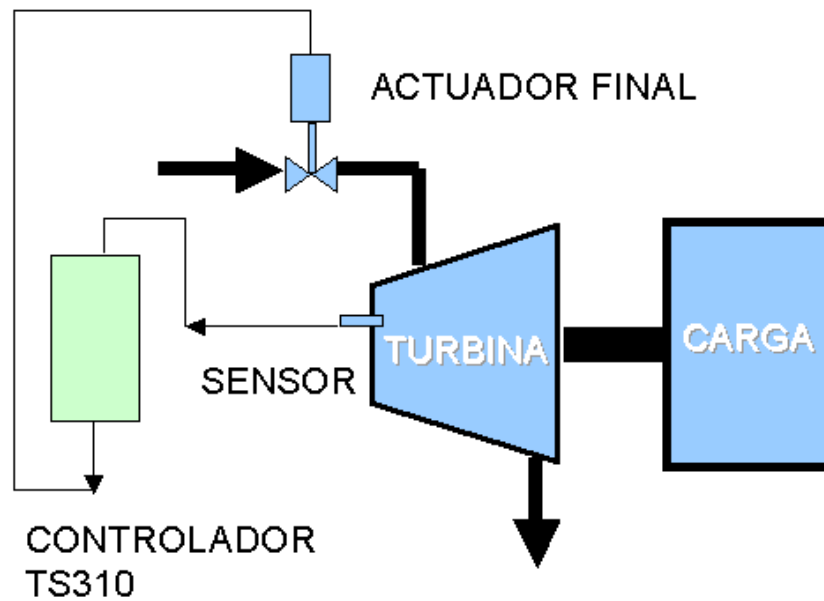
Fuente: Autor.

4.1.3.4 Gobernador. Las turbinas de este sistema de bombeo poseen un sistema de gobernación electrónico modelo TRISEN 310 ubicado en el campo, cuya representación esquemática se muestra en la figura 31. La velocidad es sensada por medio de unos pick ups, los cuales envían la señal hacia el controlador, este se encarga de procesarla y gobernar la válvula Valtek (actuador final, regula la entrada de vapor a la turbina). El sistema TRISEN también se encarga de accionar el solenoide* que dispara la válvula Trip (válvula que corta el flujo de vapor hacia la turbina), por sobre velocidad. El sistema de gobernación está configurado de la siguiente manera:

- Velocidad Mínima de Gobernación: 2200 rpm.
- Velocidad Máxima de Gobernación: 3750 rpm.
- Velocidad de Inicio de Rotación o de Calentamiento: 1000 rpm.
- Velocidad de Disparo Electrónico: 4050 rpm.

* Cualquier dispositivo físico capaz de crear una zona de campo magnético uniforme, usualmente son usados como controles de posición de válvulas en la industria.

Figura 31. Esquema de Control Gobernación Electrónica SP2503A/B/C.



Fuente: Archivo Ingeniero de Equipo Rotativo.

Figura 32. Panel Controlador TRISEN en Campo del SP2503A/B/C.



Fuente: Autor.

Figura 33. Gobernador Electrónico NP2503A/B/C (Válvula Trip).



Fuente Autor.

4.2 SISTEMA DE LUBRICACIÓN

Es uno de los sistemas de mayor importancia en la turbomaquinaria el cual se encarga tanto de lubricar como de refrigerar los elementos en contacto durante la operación de los equipos, para el caso del sistema de bombeo SP2503A/B/C tenemos un sistema de lubricación bastante interesante, el cual hace circular el aceite por todos los cojinetes del conjunto turbina-bomba, es una configuración bastante usual usada en la refinería cuya selección es la más adecuada debido a las condiciones de diseño del equipo las cuales serán tratadas con mayor especificación más adelante.

Tabla 3. Criterio Rápido para Seleccionar Tipo de Lubricación.

PRESIÓN DE VAPOR	TIPO DE LUBRICACIÓN
150psig	Por anillo
400psig	Por anillo y circulación
600psig	Por circulación

Fuente: Lubricación de Turbinas de Vapor Pedro Albarracín, 2002.

Como principal medio para lubricar se usa el aceite, el cual debe cumplir con unas características físico-químicas mínimas que lo hagan apto para desempeñar su trabajo durante largos periodos de tiempo. Dentro de las propiedades del aceite las de mayor importancia son las siguientes.

- **Gravedad específica o gravedad API:** La cual no debe ser menor de 0.875gr/cm³ y la API de 30°.

- **Viscosidad:** Se clasifica mediante el sistema de la ISO, cuyos grados más utilizados para la lubricación son el 32, 46, 68 y el 100. Para nuestro caso el lubricante utilizado es un de tipo ISO46 el cual estudiaremos detalladamente más adelante.

- **Índice de viscosidad:** El cual se refiere a la variación de la viscosidad con respecto a la temperatura, para el caso de los aceites debe ser el menor posible.

- **Demulsibilidad:** Es la resistencia a la emulsión debido a la contaminación con agua, ya sea por escapes de vapor en la turbina, o malas condiciones de almacenamiento del aceite, esta propiedad de demulsibilidad es dada por aditivos demulsificantes en el aceite.

- **Estabilidad a la oxidación:** Se refiere a la propiedad de mantenerse químicamente estable ante una posible reacción con el oxígeno del aire, esta situación puede ser agravada por la temperatura o por la presencia de metales como el cobre, el bronce el latón y el cinc los cuales son catalizadores para la

reacción de oxidación en este caso. La estabilidad puede ser obtenida por diversos métodos como los siguientes:

- ASTM D-943 o TOST (Turbine Oxidation Stability Test).
- ULP (Useful life Period).
- ASTM D-2272. Estabilidad a la oxidación por bomba rotativa.

➤ **Resistencia a la formación de espuma:** Se refiere a la propiedad de evitarla formación de espuma usando aditivos antiespumantes, la presencia de espumas en el lubricante lo hace compresible, dando lugar a una operación errática.

4.2.1 Sistema de Lubricación Forzada. Es un sistema de circulación forzada de lubricante cuya función principal es la de lubricar mediante la formación de la película hidrodinámica que sostendrá la carga del eje, evitando el contacto entre ambas superficies (Eje y cojinete), además también sirve para evacuar el calor en las chumaceras, aumentando la vida útil del equipo. Los sistemas de lubricación forzados poseen un conjunto de elementos necesarios para cumplir eficientemente la función de lubricar, refrigerar y evacuar las partículas desprendidas de los elementos lubricados.

Figura 34. Sistema de Lubricación SP2503A.



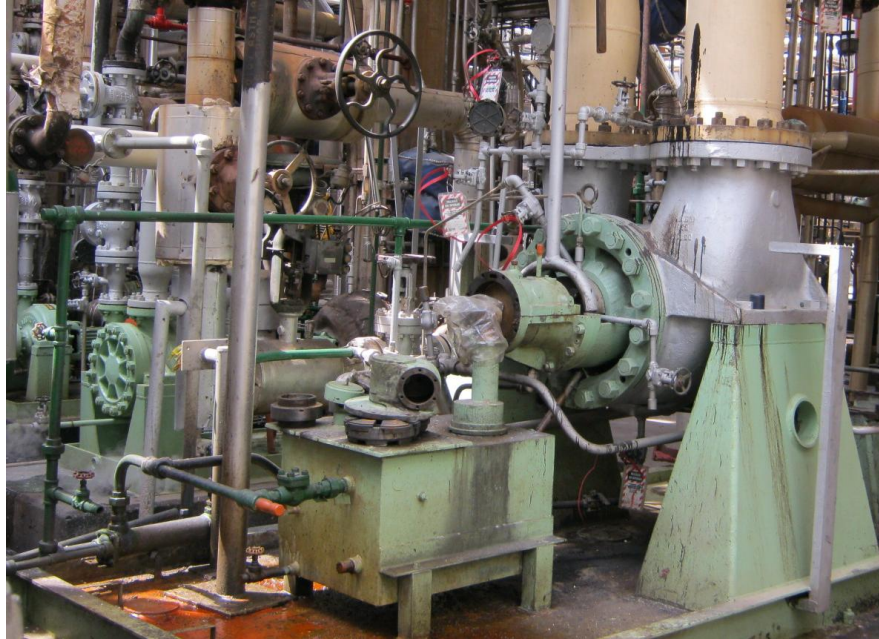
Fuente: Autor.

Figura 35. Sistema de Lubricación SP2503B.



Fuente: Autor.

Figura 36. Sistema de Lubricación SP2503C.



Fuente: Autor.

El sistema de lubricación del SP2503A/B/C está compuesto por los elementos explicados a continuación.

4.2.1.1 Bomba Incorporada. Es una bomba de desplazamiento positivo tipo engranajes exteriores que va acoplada al eje de la bomba a través de una transmisión tornillo sin fin – corona con una relación de transmisión de 1:21, esta se encuentra ubicada al interior del reservorio de aceite y se encarga de bombear el lubricante desde el tanque a través del circuito de lubricación, pasando por el enfriador, los filtros, los cojinetes y todo el sistema de tuberías y accesorios. El principal problema de esta bomba es su pérdida de eficiencia con el tiempo, debido a la pérdida de tolerancia por el desgaste de los dientes de los engranajes, lo que no permitiría el correcto sellado entre el diente y la carcasa de la bomba evitando así el envío de los paquetes volumétricos de fluido.

Figura 37. Bomba de Engranajes Externos SP2503C.



Fuente: Autor.

4.2.1.2 Enfriador. Es un intercambiador de calor de casco y tubos fabricado por Westinghouse encargado de disipar calor al aceite proveniente del reservorio, en donde el aceite pasa por el casco y el agua de enfriamiento por los tubos, está diseñado para que la presión del agua (lado tubos) sea menor que la del aceite para que en caso de una ruptura interna en el intercambiador el agua no contamine el aceite ya que este pasaría al lado tubos y evacuaría por los mismos en el intercambiador. Este intercambiador es de tipo SSCF cuya característica distintiva es que esta hecho de acero inoxidable. La función de la disipación de calor tiene como tal varios objetivos:

- Disipar el calor absorbido de los cojinetes y las áreas adyacentes al mismo.
- Disminuir la temperatura del aceite para evitar su oxidación.
- Al disminuir la temperatura del aceite disminuye la solubilidad del mismo y así poder extraer las trazas de contaminantes disueltos en el lubricante en los filtros.

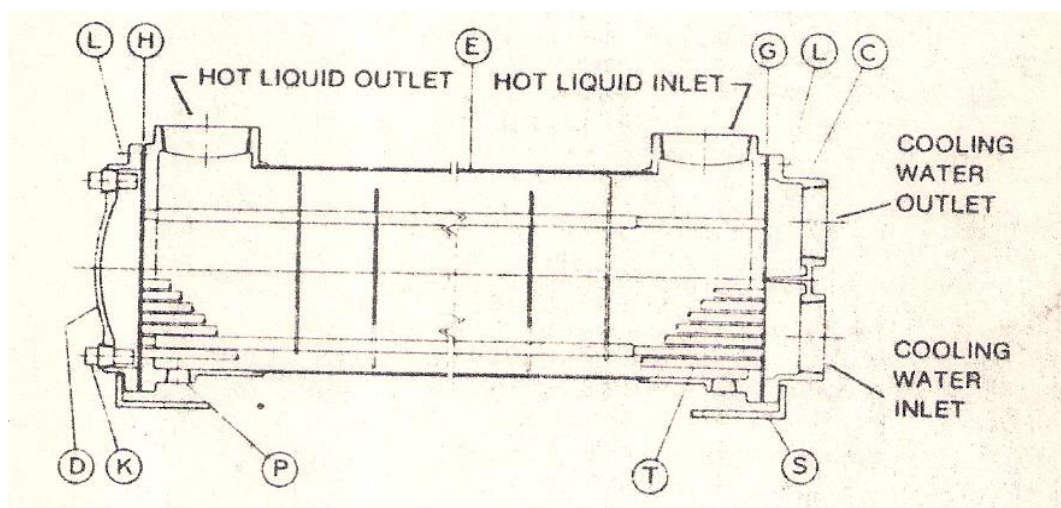
- Permite la formación de lodos debido a la disminución de temperatura los cuales son filtrados posteriormente.

Figura 38. Enfriador SP2503B.



Fuente: Autor.

Figura 39. Esquema Intercambiador tipo SSCF.



Fuente: Manual Bombas Pacific HVC.

4.2.1.3 Filtros. Fabricados por Cuno son los elementos encargados de retener las impurezas y contaminantes presentes en el aceite, y evitar el paso de estos hacia los cojinetes, dentro de los cuerpos más comunes retenidos por los filtros tenemos:

- Partículas provenientes del desprendimiento de metal entre los elementos lubricados.
- Polvo y humedad adquiridos por la exposición del aceite al ambiente.
- Partículas provenientes de la oxidación del aceite tales como hollín y gomas.

Figura 40. Filtros Sistema de Lubricación.



Fuente: Autor.

Los filtros normalmente usados en estos sistemas son de tipo dual, es decir están dispuestos en el circuito de forma paralela lo que permite realizar el respectivo cambio de ellos sin necesidad de parar el equipo (mientras se cambia uno, el otro está operando), generalmente son cambiados cada seis meses. Los parámetros de diseño utilizados para la selección de un filtro son el grado de filtración y la relación de filtración. En donde el primero se refiere al tamaño máximo de partícula que permite pasar el filtro, para el caso de nuestro sistema es de 25μ ; para el segundo existen unas recomendaciones según el tipo de sistema o los mecanismos a lubricar.

4.2.1.4 Válvula de alivio de presión. Es el dispositivo que se encarga de regular la presión del sistema de lubricación, el cual básicamente evacua aceite retornándolo al tanque ante una sobrepresión del sistema, esto con el fin de protegerlo y evitar daños. Según la norma API 614^{*} deben de estar seteadas un 10% por debajo de la presión de rotura del sistema, y están ubicadas en la línea de descarga de la bomba de lubricación.

Figura 41. Válvula de Alivio de Presión.



Fuente: Autor.

^{*} Lubrication, Shaft-Sealing and Oil Control Systems and Auxiliaries, API 614.

4.2.1.5 Cheque anti retorno en la descarga de la bomba. Es una válvula anti retorno ubicada en la descarga de la bomba, cuyo propósito es evitar un flujo en sentido inverso en la línea de descarga de la bomba de lubricación, permitiendo el normal funcionamiento del sistema.

Figura 42. Cheque Antirretorno.



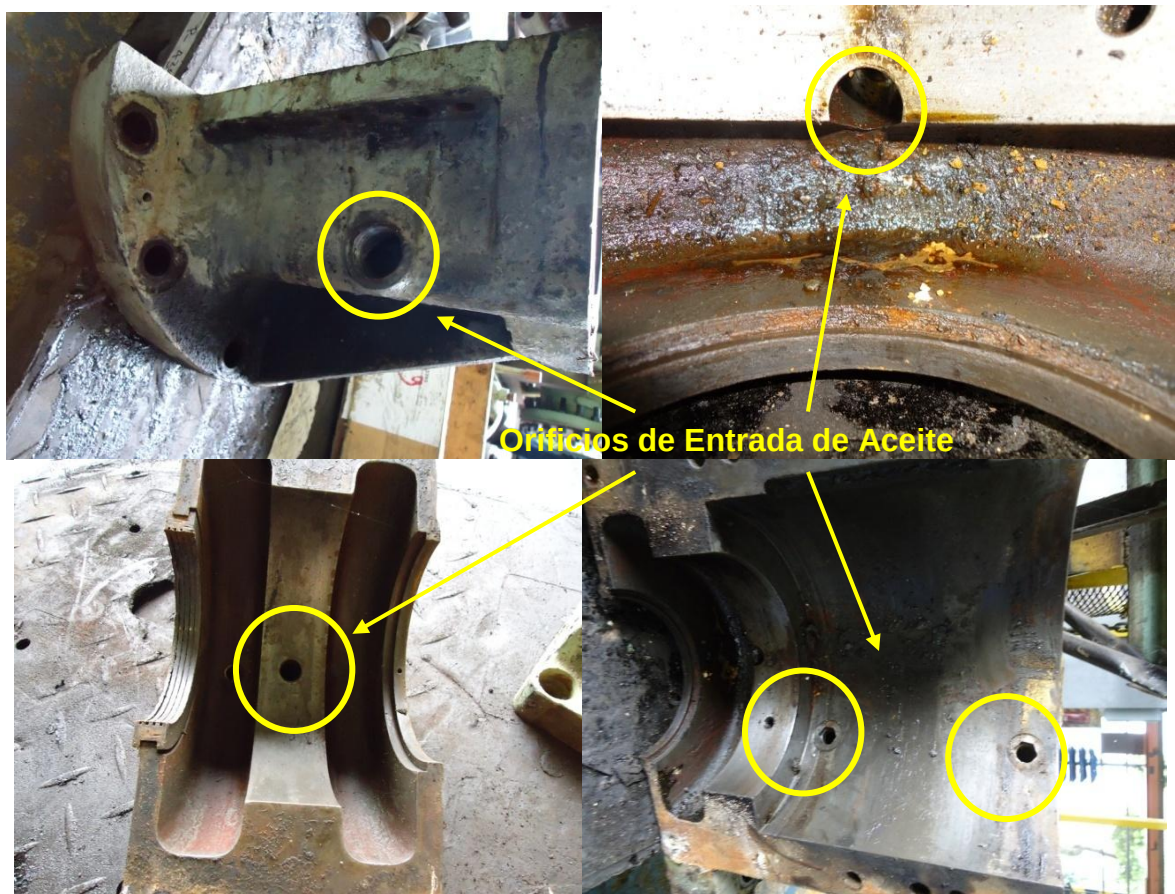
Fuente: Autor.

4.2.1.6 Orificios de restricción. Son unos orificios de restricción ubicados en las juntas universales que unen la caja de chumaceras con las tuberías del circuito de lubricación, el propósito de estos orificios es el de restringir el caudal de aceite que entra las chumaceras, para permitir que llegue más flujo a los demás cojinetes del conjunto turbina-bomba (ver figura 43). La regulación de esta caudal puede ser identificada observando la presión que indica el manómetro a la entrada de aceite de la caja de chumacera, esta debe estar dentro del rango de 7-9 para garantizar buenas condiciones de lubricación según la especificación del fabricante.

4.2.1.7 Tubería y Accesorios. Dentro de la realización de este proyecto no vamos a tener en cuenta los elementos electrónicos y de control que ayudan a proteger y

manipular el sistema, debido a que este es un proyecto de carácter mecánico y el estudio de estos temas no van de acuerdo a la especialidad del proyecto, sin embargo más adelante solo se mencionaran las protecciones existentes para los sistemas de lubricación.

Figura 43. Orificios de Restricción en las Cajas de Chumaceras.



Fuente: Autor.

Dentro de los accesorios comúnmente utilizados en los sistemas de lubricación tenemos los indicadores de presión (PI por sus siglas en ingles), indicadores de temperatura (TI por sus siglas en ingles), indicadores de nivel (LG por sus siglas

en inglés) válvulas y tapones, además también tenemos todo el circuito de tubería necesario para conectar los elementos que componen el sistema de lubricación, los materiales usados para los tubos deben ser de acero inoxidable como la norma API 614 lo indica y los diámetros usados deben ser de 1" y ½", los accesorios más comunes de tubería son las uniones universales, niples, couplings, codos, y las bridas.

Figura 44. Indicador de Temperatura (TI) a la entrada del enfriador.



Fuente: Autor.

Figura 45. PI a la entrada de la caja de chumacera lado acople de la bomba.



Fuente: Autor.

4.2.1.8 Aceite de lubricación. El aceite utilizado para la lubricación del SP2503A/B/C es el Uconall 46, el cual es un lubricante sintético grado ISO46 formulado para servicios de lubricantes de extrema presión, proporciona estabilidad y una extensa vida de servicio, a su vez elimina muchos de los problemas comúnmente encontrados en lubricantes derivados del petróleo. Dentro de las características de este aceite tenemos.

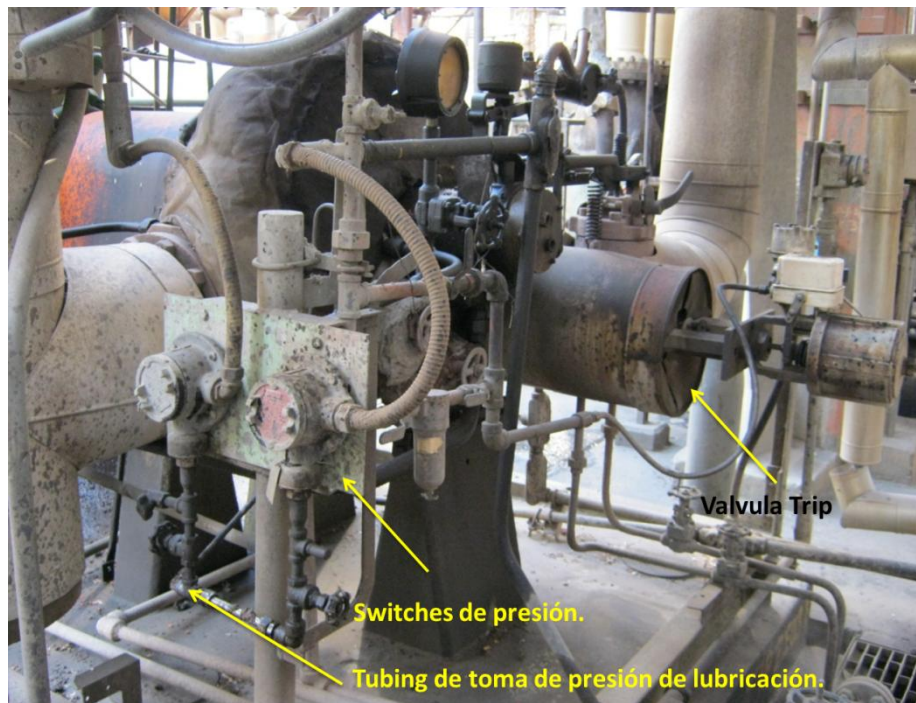
- Operatividad en amplios rangos de temperatura.
- Alta resistencia a la oxidación y a la degradación térmica.
- Índices de viscosidad altos y bajos puntos de fluidez, proporcionan bajos torques durante el inicio de la operación.
- La viscosidad no se ve afectada por las altas tasas de cizallamiento.
- Excelente lubricidad para reducir la fricción y el desgaste.
- Resistente a la formación de lodos y barnices.
- Puntos de inflamación altos
- No es corrosivo para superficies de metal, capas resistentes a los metales no ferrosos.

Dentro de los beneficios del uso de este aceite encontramos la reducción en el consumo energético del 3%, a su vez puede ayudar a reducir los costos de mantenimiento, entre otros beneficios, para mayor información sobre las características de este aceite consultar el Anexo D.

4.2.1.9 Sistemas de protección. La protección contra fallas de lubricación del SP2503A/B/C es realizada mediante instrumentos electrónicos que cierran la válvula de admisión de vapor a la turbina (válvula trip) ante un evento inesperado en la operación del sistema. Normalmente la variable que brinda información sobre

un comportamiento anómalo del sistema de lubricación es la presión de lubricación la cual debe estar entre 7-9 psi como se ha mencionado anteriormente, y el set de corte por baja presión de lubricación se definió a partir de las pruebas IPF (prueba de función instrumentada, por sus siglas en ingles instrumental function prove) realizadas para el sistema, obteniendo un valor de 80% del valor mínimo de la presión de lubricación es decir para 5.6 psi, lo que significa que si la presión del sistema de lubricación llega a ese valor el sistema automáticamente cierra la admisión de vapor, parando la máquina. El sensado de la presión es realizado por medio de un switch de presión, el cual esta seteado para cerrarse una vez se alcancen las presiones de lubricación de alarma y de corte, enviando una señal hacia los solenoides y hacia el cuarto de control, para realizar sus respectivas funciones.

Figura 46. Sistema de protección SP2503A.



Fuente: Autor.

5. ANTECEDENTES Y ANÁLISIS DE FALLA

Antes de comenzar a realizar la evaluación operacional de los elementos que componen este sistema, primero es necesario conocer la historia del mismo, esto nos brindara una primera perspectiva del comportamiento operativo del sistema de bombeo SP2503A/B/C lo cual nos permitirá mejorar el enfoque para el planteamiento de las necesidades de mejora. La revisión de estos antecedentes se realizara utilizando la información disponible en los historiales y archivos de mantenimiento de la empresa.

5.1 HISTORIALES DE MANTENIMIENTO

En la Gerencia Refinería de Barrancabermeja de Ecopetrol S.A. toda la gestión de mantenimiento es realizada a través de la base de datos del software Mincom Ellipse, el cual es una herramienta bastante práctica que gestiona y almacena todo lo referente a los activos de las plantas que conforman la refinería. Dentro de esta base de datos utilizaremos dos módulos para conocer la evolución técnica y operativa del sistema de bombeo.

5.1.1 Módulo Review Equipment Downtime (MSO421). Para acceder a este módulo es necesario contar con un perfil de acceso a la base de datos de Ellipse, estando en la ventana del software solo es necesario digitar MSO421 en la barra de inicio de módulos para poder acceder. Dentro de la ventana del módulo Review Equipment Downtime se busca el tag* del equipo por medio de la búsqueda de

* Código utilizado para referenciar un activo en la base de datos de la empresa.

referencia de equipo. A continuación el modulo nos mostrara todos los cambios de estado referentes al equipo durante su evolución histórica.

Para mejorar la comprensión de los estados del equipo, en Ecopetrol se usan los estados listados en la tabla 4.

Tabla 4. Estado de equipos en Ecopetrol S.A.

ESTADOS	SIGNIFICADO
OP	EN OPERACIÓN
SB	STAND BY
MT	MANTENIMIENTO EN EL TALLER
MC	MANTENIMIENTO EN EL CAMPO
OF	OPERANDO EN FALLA
SF	STAND BY FALLA
EF	EN FALLA OUT
FS	FUERA DE SERVICIO

Fuente: Autor a Través de la Información Suministrada por Ellipse.

A continuación mostraremos los cambios de estado de los equipos de bombeo P2503A, P2503B, y P2503C. La información será tomada dentro del rango de los últimos 5 años.

5.1.1.1 Cambios de estado P2503A. La información encontrada dentro del módulo MSO421 de Ellipse para la P2503A es suministrada en la tabla 5, donde se identifica el inicio de operación del equipo en abril del 2012 esto fue durante la arrancada de las unidades de Refinación de Fondos después de la parada general de mantenimiento, anexo a esto encontramos tres eventos de falla para este sistema de bombeo, dos fallas para el componente bomba y una falla para el

componente turbina, para conocer más información acerca de los eventos de falla de este sistema es necesario acceder al módulo de órdenes de trabajo (Work orders) en Ellipse y buscar las OT generadas para el evento de falla, esta actividad será descrita más adelante cuando se revisen las ordenes de trabajo generadas para el sistema.

Tabla 5. Cambios de estado P2503A.

Item	Date	Downtime Code	Description	Stop Time	Start Time	Lapse Time	Work Order	Component Code
1	18/04/2012	OP	ENTRA EN OPERA	23:00	06:00	07:00	311339	MTUV
2	05/08/2010	MT	EN MTTO EN TAL	06:00	07:00	01:00	311339	MTUV
3	24/06/2010	SB	EN STAND-BY	06:00	07:00	01:00		
4	27/04/2010	OP	ENTRA EN OPERA	06:00	07:00	01:00		
5	17/03/2010	SB	EN STAND-BY	06:00	07:00	01:00	303222	MTUV
6	12/03/2010	MT	EN MTTO EN TAL	06:00	07:00	01:00	303222	MTUV
7	17/06/2009	OP	ENTRA EN OPERA	06:00	07:00	01:00	274356	MTUV
8	10/02/2009	MT	EN MTTO EN TAL	06:00	07:00	01:00	274356	MTUV
9	19/11/2008	OP	ENTRA EN OPERA	06:00	07:00	01:00	255578	MBCE
10	14/06/2008	MC	EN MTTO EN CAM	06:00	07:00	01:00	255578	MBCE
11	13/06/2008	EF	EN FALLA OUT	06:00	07:00	01:00	255578	MBCE
12	11/12/2007	OP	ENTRA EN OPERA	06:00	07:00	01:00	238997	MTUV
13	10/12/2007	MC	EN MTTO EN CAM	06:00	07:00	01:00	238997	MTUV
14	03/12/2007	SF	STANDBY EN FAL	06:00	07:00	01:00	238997	MTUV
15	16/01/2007	OP	ENTRA EN OPERA	06:00	07:00	01:00	180959	MBCE
16	03/11/2006	MC	EN MTTO EN CAM	06:00	07:00	01:00	205121	MBCE
17	26/10/2006	SF	STANDBY EN FAL	06:00	07:00	01:00	205121	MBCE

Fuente: Importado del módulo MSO421 de Ellipse.

5.1.1.2 Cambios de estado P2503B. La información hallada dentro del módulo MSO421 de Ellipse para la P2503B es facilitada en la tabla a continuación, Dentro de los cambios de estado de la P2503B también nos suministra una entrada en operación en abril del 2012 después de la reparación general de las unidades de Refinación de Fondos, anexo encontramos un evento de falla para el componente

bomba en agosto del 2006, para conocer más sobre esta falla se revisara más adelante la OT generada para la falla.

Tabla 6. Cambios de estado P2503B.

Item	Date	Downtime Code	Description	Stop Time	Start Time	Lapse Time	Work Order	Component Code
1	18/04/2012	OP	ENTRA EN OPERA	23:00	06:00	07:00	351814	MTUV
2	18/02/2012	MT	EN MTTO EN TAL	06:00	07:00	01:00	351814	MBCE
3	28/01/2012	SB	EN STAND-BY	06:00	07:00	01:00		
4	29/06/2010	OP	ENTRA EN OPERA	06:00	07:00	01:00	309682	MTUV
5	24/06/2010	MT	EN MTTO EN TAL	06:00	07:00	01:00	309682	MTUV
6	27/04/2010	SB	EN STAND-BY	06:00	07:00	01:00		
7	19/01/2009	OP	ENTRA EN OPERA	06:00	07:00	01:00	272376	MBCE
8	17/01/2009	MT	EN MTTO EN TAL	06:00	07:00	01:00	272376	MBCE
9	10/12/2008	OP	ENTRA EN OPERA	06:00	07:00	01:00		
10	08/12/2008	MT	EN MTTO EN TAL	06:00	07:00	01:00	270198	MBCE
11	13/11/2008	SB	EN STAND-BY	06:00	07:00	01:00		
12	25/06/2008	OP	ENTRA EN OPERA	06:00	07:00	01:00	185193	MTUV
13	04/12/2006	MT	EN MTTO EN TAL	06:00	07:00	01:00	185193	MTUV
14	30/10/2006	SF	STANDBY EN FAL	06:00	07:00	01:00		
15	04/07/2006	OF	OPERA EN FALLA	06:00	07:00	01:00	185193	MBCE
16	20/01/2006	OP	ENTRA EN OPERA	06:00	07:00	01:00		

Fuente: Importado del módulo MSO421 de Ellipse.

5.1.1.3 Cambios de estado P2503C. La información hallada dentro del módulo MSO421 de Ellipse para la P2503C es mostrada en la tabla siguiente, al contrario de los sistemas P2503A y P2503B esta bomba no entro en operación después de la parada general de enero del 2012 debido a que esta falló durante la arrancada la cual fue ocasionada por el daño de las chumaceras, añadido a esto tenemos otras dos fallas del componente bomba en el 2006 y en el 2008, para indagar más en estos eventos de falla revisaremos las OT generadas más adelante junto con los relacionadas a los otros equipos.

Tabla 7. Cambios de estado P2503C.

Item	Date	Downtime Code	Description	Stop Time	Start Time	Lapse Time	Work Order	Component Code
1	06/04/2012	EF	EN FALLA OUT	23:00	06:00	07:00	356913	MBCE
2	05/04/2012	SB	EN STAND-BY	06:00	07:00	01:00	351815	MBCE
3	07/02/2012	MT	EN MTTO EN TAL	06:00	07:00	01:00	351815	MBCE
4	28/01/2012	SB	EN STAND-BY	06:00	07:00	01:00		
5	24/06/2010	OP	ENTRA EN OPERA	06:00	07:00	01:00		
6	29/07/2009	SB	EN STAND-BY	06:00	07:00	01:00	284400	MTUV
7	10/07/2009	MT	EN MTTO EN TAL	06:00	07:00	01:00	284400	MTUV
8	17/06/2009	SB	EN STAND-BY	06:00	07:00	01:00		
9	10/02/2009	OP	ENTRA EN OPERA	06:00	07:00	01:00		
10	10/12/2008	SB	EN STAND-BY	06:00	07:00	01:00		
11	25/06/2008	OP	ENTRA EN OPERA	06:00	07:00	01:00	255849	MBCE
12	14/06/2008	MC	EN MTTO EN CAM	06:00	07:00	01:00	255849	MBCE
13	13/06/2008	EF	EN FALLA OUT	06:00	07:00	01:00	255849	MBCE
14	09/05/2007	OP	ENTRA EN OPERA	06:00	07:00	01:00	211980	MTUV
15	21/02/2007	MC	EN MTTO EN CAM	06:00	07:00	01:00	211980	MTUV
16	30/10/2006	OF	OPERA EN FALLA	06:00	07:00	01:00	203585	MBCE
17	22/01/2006	OP	ENTRA EN OPERA	06:00	07:00	01:00		

Fuente: Importado del módulo MSO421 de Ellipse.

5.1.2 Módulo Work Orders (MSQ620). Para acceder a este módulo es necesario realizar los mismos pasos que el MSO421 solo que para este caso se digita MSQ620 en la barra de inicio de módulos en Ellipse, dentro de la ventana del módulo de órdenes de trabajo (OT) se debe seleccionar la opción Equipment or plant number en la pestaña de Equip Search Type, luego digitar el tag del equipo en el rotulo de Equip Ref, posteriormente el sistema nos suministra todo el historial de órdenes de trabajo generadas para el equipo buscado.

Las OT suministradas por la base de datos de Ellipse consisten en el desarrollo del procedimiento a seguir para intervenir ya sea intrusiva o no intrusivamente un equipo siguiendo un plan detallado de trabajo. Es necesario recalcar que estas órdenes son creadas por los funcionarios de Ecopetrol y por ende la descripción

planteada en cada orden obedece a cada uno de los criterios del creador, por lo tanto la información encontrada está supeditada a lo escrito por el creador de la orden.

5.1.2.1 Ordenes de trabajo P2503A. A continuación se mostrará un breve resumen de las descripciones de las OT más relevantes en los antecedentes de este equipo, dentro de las OT más significativas tenemos.

➤ **OT 00255578 Mantenimiento en Taller SP2503A.**

1. Realizar breve descripción de la falla funcional del sistema: Durante la puesta en servicio de la unidad de Demex se evidencio que la válvula de succión* no cerraba por algún elemento que la obstruía, al proceder a retirar el codo de unión con la succión de la bomba se evidencio que tanto la válvula como la bomba se habían colapsado de asfáltenos** compactado y duro proveniente del proceso. No se encontró filtro que hubiera protegido en alguna medida a la bomba.
2. Posible causa de inicio de anomalía o falla en el sistema: Contaminación a los puntos más bajos del sistema de asfáltenos residuales del proceso por modificación de la temperatura de operación. Ausencia de filtro de succión.
3. Cuál o cuáles componentes requieren ser intervenidos: Bomba
4. Observaciones: El objetivo de la intervención es limpiar la sección hidráulica de la contaminación de asfáltenos: se deberá desmontar bomba, llevar a taller, retirar carcasa superior, limpiar mecánicamente el interior hidráulico, desmontar rotor para limpieza detallada de impulsor, calibrar anillos de desgaste*** (cambiar si es requerido), calibrar eje y alojamientos, revisar estado de chumaceras, reparar sellos mecánicos (recuperar asiento y cara primaria, cambiar secundarios y revisar

* Válvula de compuerta que gobierna el flujo de entrada a una bomba centrífuga.

** Familia de compuestos químicos resultantes de la destilación fraccionada del petróleo.

*** Anillos utilizados en el ensamble entre el impulsor y la voluta los cuales constituyen una junta de escape económica removible.

estado del elemento de compresión, calibrar buje de restricción posterior), inspeccionar estado de voluta, hacer limpieza de componentes con vapor posterior al retiro primario mecánico. Verificar balanceo, armar bomba, verificar estado del sistema de lubricación (cambiar aceite de consola, cambiar filtros, chequear estado instrumentación, cambiar corona de transmisión de la bomba de lubricación), montar filtro de succión a la bomba (tipo cono con malla gruesa de 1/4" e interna fina de 1/8"), limpiar RO's* del plan 11 de sellado, limpiar líneas de flushing, verificar visualmente estado de líneas de plan 76. Cambiar válvula de alivio del sistema de lubricación.

➤ **OT 205121 Corregir Escape Sello SP2503A.** En revisión efectuada en la bomba por llamado de operaciones se verifico escape abundante de SOLVENTE liquido en sello lado empuje de la bomba, este se presenta por la junta de la brida con el cuerpo de la bomba (lado filtros lubricación), esta situación acompañada del hecho que la fuga es líquida hacen suponer que la falla se origina por un sello secundario (empaquetaduras u o'ring), se debe parar la operación, desmontar sello, cambiar elementos secundarios (empaquetaduras, o'rings), verificar estado del sello primario interno y el seco. Al montar... se debe asegurar posicionamiento axial del ensamble rotativo, en campo se observa un o'ring al parecer corrido o mal ubicado, se debe verificar con el plano).

➤ **OT 359912: Normalizar Set de Alarma y Corte.** Los valores de alarma y corte por lubricación de la P2503A fueron modificados por que la turbina no subía 3040rpm. después de un análisis se ajustaron las toberas y se recuperaron las revoluciones, por tal motivo necesitamos normalizar el set de los switch. actividad a nivel de piso.

* Orificio de restricción, por sus siglas en inglés restricted orifice.

➤ **OT 00300856 Mantenimiento Sistema Lubricación SP2503A.**

1. Realizar breve descripción de la falla funcional del sistema: Fugas de aceite lubricante por uniones y accesorios de tubería en el circuito del sistema centralizado de lubricación.
2. Realizar breve descripción últimos mantenimientos ejecutados al sistema: OT: 281766; Modo de Falla: Corte de lubricación electrónico no actúa.
3. Cuál o cuáles componentes requieren ser intervenidos: bomba
4. Observaciones Eliminar puntos de fuga de aceite lubricante concentrados en uniones roscadas de tee's para instrumentos e instrumentos mismos (prestar atención y verificar roscas de PI's, TI's, intercambiador y carcasas de filtros, cambiar accesorios si es requerido, asegurar aplicación de sellante). Limpiar base plate pintando de nuevo, retro lavar intercambiador, cambiar filtros de cartucho, verificar y limpiar consola de lubricación y filtro de succión de bomba incorporada. Desmontar tapa frontal de bomba incorporada para verificación de planitud y reemplazo de sellante, (aquí se encontró un goteo importante).

En general las órdenes de trabajo descritas nos brindan información sobre la falla mencionada anteriormente en los cambios de estado de la bomba, y sobre las anomalías de lubricación de la misma, las cuales básicamente han sido problemas con fugas y goteos de aceite en las conexiones del circuito de lubricación, otro dato importante del registro de órdenes de trabajo, es lo referente al cambio de set de corte por baja presión de lubricación, el cual se debe a un problema por bajas revoluciones del equipo, ya que la bomba de lubricación usada es una bomba acoplada al eje principal la cual es de tipo de desplazamiento positivo, donde a bajas revoluciones no puede proveer el caudal necesario para lubricar los cojinetes y a su vez no mantiene la presión de lubricación mínima sugerida por el fabricante, por lo que se decidió bajar este set de corte por baja presión para evitar que la bomba se disparara, a costas de un aumento en el desgaste de los

cojinetes, en ultimas este problema se solucionó aumentando la admisión de vapor a la turbina por las toberas lo que aumento las rpm de la bomba incorporada, mejorando las condiciones de lubricación.

5.1.2.2 Ordenes de trabajo P2503B. A continuación se mostrará un breve resumen de las descripciones de las OT más relevantes en los antecedentes de este equipo, dentro de las OT más significativas tenemos.

➤ **OT 00299725 Mantenimiento Sistema Lubricación SP2503B.**

1. Realizar breve descripción de la falla funcional del sistema: Fugas de aceite lubricante por uniones y accesorios de tubería en el circuito del sistema centralizado de lubricación. Chumacera turbina lado gobernador evidencia aceite quemado también por fuga o alto flujo de aceite que rebosa el depósito.
2. Realizar breve descripción últimos mantenimientos ejecutados al sistema: OT: 270198; Modo de Falla: Alta presión diferencial filtros de lubricación.
3. Posible causa de inicio de anomalía o falla en el sistema: Roscas deterioradas o montaje inadecuado de accesorios de tubería e instrumentos.
4. Observaciones: Eliminar puntos de fuga de aceite lubricante concentrados en uniones roscadas de tee's para instrumentos e instrumentos mismos (prestar atención y verificar roscas de PI's, TI's, intercambiador y carcasas de filtros, cambiar accesorios si es requerido, asegurar aplicación de sellante). Limpiar base plate pintando de nuevo, retro lavar intercambiador, cambiar filtros de cartucho, verificar y limpiar consola de lubricación y filtro de succión de bomba incorporada. Verificar condición de chumacera turbina lado gobernador para descartar presencia de fugas, efectuar ajuste de flujo.

➤ **OT 00233631 Cambiar Carcasa y Filtros SP2503B.** 06/10/07 Desmontar carcasa, filtros de lubricación actuales y accesorios asociados para Reemplazar por nuevos de código 4276580(carcasa, x1) y 4276606 (filtro, x2). el objetivo es

estandarizar los filtros de los sistemas centralizados de lubricación además de asegurar los repuestos a futuro. Montar PI antes y después de filtros para control de caída de presión.

➤ **OT 00261689 Corte de Lubricación P-2503 B No Actúa.** Se requiere revisar el switch de disparo por baja presión de lubricación de la P-2503 B, en los últimos días se ha disparado y a pesar que la presión ha bajado por el punto de corte, esta no corta. Programar tareas para eléctricos y revisar solenoide.

➤ **OT 00185193 Revisar/cambiar Chumaceras P2503B.** La turbina y la bomba presentan alta vibración radial en las componentes horizontales asociadas a problemas de desalineamiento. Se procedió a alinear el sistema turbina-bomba pero los valores no mejoraron debido a que las chumaceras se alcanzaron a desgastar. Se recomienda cambiar chumaceras a la bomba y revisar los tornillos del acople ya que los que tiene no son todos iguales. La turbina tiene la OT 185855 El gobernador tiene suelto el pick up, se debe parar el equipo.

Analizando las órdenes de trabajo relevantes de la bomba P2503B, encontramos con problemas similares de fugas de aceite en las conexiones del circuito de lubricación, además encontramos que la falla descrita anteriormente en los cambios de estado del equipo se debe a una falla en las chumaceras debido a problemas de alineación. Sin embargo uno de los hallazgos más relevante en este equipo es el de las fallas de los sistemas de protección, ya que existen varias órdenes de trabajo donde se pide la revisión y/o calibración del sistema de gobernanza electrónico dentro del cual también tenemos el sistema de protección, lo que significa que el equipo ha quedado desprotegido significativamente, y existe la probabilidad de estos sigan fallando, haciendo susceptible el riesgo de un daño severo en los cojinetes por bajo flujo y baja presión de lubricación, Adicional a esto encontramos ordenes creadas para solucionar una problemática de los sistemas

de filtrados referente al taponamiento de los filtros lo cual genera un alto diferencia de presión ocasionando una mala operación del sistema de lubricación.

5.1.2.3 Ordenes de trabajo P2503C. A continuación se mostrará un breve resumen de las descripciones de las OT más relevantes en los antecedentes de este equipo, dentro de las OT más significativas tenemos:

➤ **OT 00356913 Reparación en Taller Bomba SP2503C.**

1. Realizar breve descripción de la falla funcional del sistema: en servicio del equipo bajo pobres condiciones de lubricación (presión insuficiente).
2. Posible causa de inicio de anomalía o falla en el sistema: Procedimiento inadecuado de arranque, con baja presión de lubricación y sin instalación del pin de corte para protección del equipo
3. Cuál o cuáles componentes requieren ser intervenidos: Bomba
4. Observaciones: Según inspección y calibración. Es requerido llevar bomba a taller para reparación general: cambio de eje, (se dispone de repuesto según APL), montar impulsor actual si se encuentra en buen estado (calibrar anillos de desgaste, dinámicos y estáticos para determinar si requieren cambio); garantizar el balanceo del rotor una vez ensamblado. Reparar sellos mecánicos (recuperación/cambio de caras principales de sellos húmedos internos y secos externos, cambio de empaquetaduras y demás sellos secundarios, cambio de tornillería, calibración de camisa, collar, brida y demás herrajes críticos, verificación de estado de elementos de compresión, efectuar y registrar resultado de prueba en banco); cambiar chumaceras radiales y axiales, verificar estado de bomba auxiliar de lubricación incluyendo engranes de transmisión; corregir fugas de aceite tanto en tapas de chumaceras como líneas y accesorios del circuito de lubricación (emplear sellante Loctite 567); instalar sistema de carcasa y cartuchos de 125um de lubricación tipo Cuno códigos 4276580 y 4467957; normalizar plan

de sellado garantizando limpieza de RO's del plan 11 e instrumentación del plan 76; inspeccionar y limpiar filtro de succión; aplicar directriz 19.

➤ **OT 00327295 Revisar y Calibrar PAL 25003C.** Calibración y revisión de los switches de alarma de lubricación de las bombas p2503c en el tablero grupo 113 están en alarma el PAL25003C.

➤ **OT 00255849 Inspección Internos/sello Mecánicos SP2503C.**

1. Realizar breve descripción de la falla funcional del sistema: Durante la puesta en servicio de la unidad de Demex se evidencio que en el sistema SP2503A había una contaminación de gran magnitud de asfáltenos, a lo cual se decide inspeccionar los equipos SP2503B (en custodia de mantenimiento) y SP2503C. En el último caso se encontró el filtro de succión destruido por el impacto de la contaminación, el sello externo del lado acople aparentemente presenta fuga.

2. Posible causa de inicio de anomalía o falla en el sistema: Contaminación a los puntos más bajos del sistema de asfáltenos residuales del proceso por modificación de la temperatura de operación. Filtro de succión colapsado.

3. Cuál o cuáles componentes requieren ser intervenidos: Bomba

4. Observaciones: El objetivo de la intervención es limpiar la sección hidráulica de la contaminación de asfáltenos: se deberá desmontar líneas de succión y descarga, limpiar mecánicamente interior hidráulico, vaporizar, inspeccionar estado del plan de sellado 11/76, verificar estado de drenajes. Verificar visualmente grado de contaminación de bridas de sellos por los puertos del plan 11, hacer prueba funcional para descartar fugas. Verificar estado del sistema de lubricación (cambiar aceite de consola, cambiar filtros, chequear estado instrumentación).

➤ **OT 00233633 Cambiar Carcasa y Filtros SP2503C.** 06/10/07 Desmontar carcasa, filtros de lubricación actuales y accesorios asociados para reemplazar por

nuevos de código 4276580(carcasa, x1) y 4276606 (filtro, x2). el objetivo es estandarizar los filtros de los sistemas centralizados de lubricación además de asegurar los repuestos a futuro. Montar PI antes y después de filtros para control de caída de presión.

➤ **OT 00228193 Corregir Fugas Aceite Turbina SP2503C.** 13/08/04 Chumacera lado empuje de la turbina presenta varios puntos de fuga de aceite lubricante. Favor programar corrección de fuga por tapa anterior (donde normalmente se monta un gobernador), verificando hermeticidad y planitud de caras de tapa y carcasa. Revisar estado de sello de laberinto posterior y de eje, informar cualquier desgaste excesivo. Importante limpiar restos de hidrocarburo presente en el área y aislar el cuerpo y líneas de la turbina adecuadamente (OT219727).

Para finalizar esta revisión de órdenes de trabajo en el sistema de lubricación del SP2503A/B/C, en el equipo P2503C también encontramos ordenes de trabajo referentes a problemáticas por fugas de aceite en las conexiones del circuito de lubricación, cambios de sistema de filtrado, y la reiterada problemática con los sistemas de lubricación, la cual aparentemente ocasionó la última falla de este sistema de filtrado, donde no se disparó el sistema por baja presión de lubricación lo que generó una falla en los cojinetes del componente bomba, esta falla será analizada más adelante, debido a que es un evento que nos brindara información valiosa para identificar las necesidades de mejora.

5.2 ANÁLISIS DE FALLA DEL SP2503A/B/C

Para poder determinar el estado mecánico del sistema y la confiabilidad del mismo es necesario conocer problemas comunes asociados al equipo, es decir, identificar sus modos de falla y conocer los de mayor incidencia en el sistema

SP2503A/B/C, esto es posible a través del estudio de los historiales de falla y mantenimiento de los equipos.

5.2.1 Modos de Falla Comunes. Los modos de falla comunes asociados a cada uno de los componentes del sistema pueden ser obtenidos a través de normas o estudios realizados para análisis RCM, para nuestro caso fueron obtenidos el estudio de los modos de falla y análisis de efectos (FMEA, Failure Modes and Effects Analysis) realizados durante el taller RCM de las unidades DEMEX – VISCORREDUCTORA II, los cuales están representados en el siguiente cuadro.

Tabla 8. Modos de falla sistema de bombeo SP2503A/B/C.

SP2503A/B/C		
TURBINA	BOMBA	SISTEMA DE LUBRICACIÓN
Daño de chumaceras Daño de sellos de carbón Falla válvula de seguridad Falla de lubricación Falla sistema enfriamiento Daño acople gobernador turbina Daño de acople turbina bomba Daño en gobernador hidráulico / electrónico Falla válvula trip / disparo Falla válvula de gobernación Falla mecanismo de disparo Daño de internos	Daño de sello mecánico Daño de chumaceras Daño de anillos de desgaste Daño o desgaste de internos Filtro de succión obstruido o dañado Daño de impulsor (es) Daño de eje Daño de sellos de aceite Plan de sellado obstruido Sobrecalentamiento Daño de soporte / base	Ensuciamiento/contaminación consola y tuberías Falla bomba incorporada Ensuciamiento enfriadores Fuga en enfriadores Ensuciamiento de filtros de lubricación Falla de instrumentación de control Fuga de aceite por accesorios Corrosión consola y tuberías

Fuente: Taller RCM DEMEX - VISCORREDUCTORA II SP2503A/B/C.

5.2.2 Análisis Causa Raíz Básico por Medio del Árbol Lógico de Fallas. Como se mencionó anteriormente este RCA (por sus siglas en inglés, Root Cause Analysis) será desarrollado para el evento de falla del equipo P2503C. A través de la investigación realizada a la última falla del equipo se puede realizar un análisis del estado del sistema de lubricación para conocer las causas raíces de los problemas con la lubricación. Este análisis de falla será realizado a través de la metodología del árbol lógico de fallas la cual será descrita paso a paso a continuación, y tendrá como evento de falla, el daño de los elementos internos del sistema turbina bomba.

5.2.2.1 Descripción del Evento. Falla de los elementos internos del conjunto turbina-bomba tales como ejes, impulsor, rueda, sello mecánico, sellos de carbón entre otros. Además la falla de cualquiera de los elementos internos del equipo puede ser origen de posibles fugas del fluido de proceso al ambiente, el cual es un **fluido altamente explosivo como se describió anteriormente** y representa un alto riesgo que puede afectar tanto a las personas como a los activos de la planta, además de los altos costos de reparación del equipo, y las pérdidas de producción en la unidad.

5.2.2.2 Descripción del Modo de Falla del Sistema. Para continuar con el análisis de falla es necesario identificar las razones del porque se están dañando los elementos internos del sistema en estudio, para lo cual se revisó lo siguiente. Los modos de falla característicos de las bombas son falla del sello mecánico y cojinetes mientras que para la turbina son únicamente los cojinetes, dentro del contexto actual, en el cual analizamos los problemas asociados a la lubricación, nuestro modo de falla característico del sistema y que más afecta el daño de los elementos internos en el sistema son las fallas de los cojinetes.

5.2.2.3 Planteamiento de Hipótesis de Falla. Ahora es necesario formular las hipótesis necesarias que brinden información del porque fallaron los cojinetes, con el fin de clarificar el problema. Las hipótesis planteadas para el modo de falla de los cojinetes son los siguientes.

- Altos valores de vibración por operación fuera de ventana.
- Desgaste y sobrecalentamiento de los cojinetes debido a malas condiciones de lubricación.

5.2.2.4 Verificación de las hipótesis. Continuando con el desarrollo del análisis causa raíz es necesario validar las hipótesis por medio de hechos a través de diferentes métodos, los cuales pueden ser por inspecciones visuales, testimonios del operador y análisis de datos, que refuercen las bases para aceptar o descartar las posibles causas de falla. La verificación de cada una de las hipótesis fue desarrollada de la siguiente manera.

- Hipótesis 1: Altos valores de vibración por operación fuera de ventana.
Para verificar la validez de esta hipótesis se revisó lo siguiente.

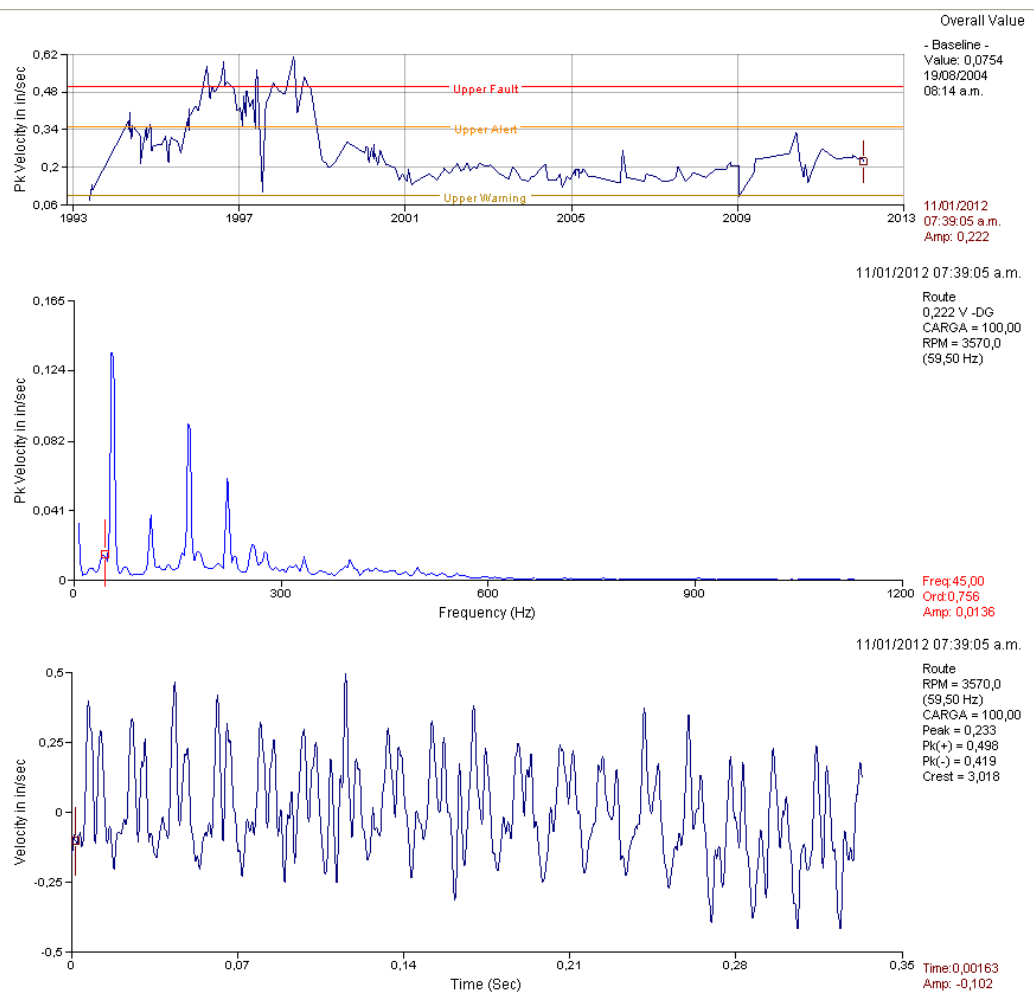
Tendencia de vibración de los equipos: Los equipos operaron dentro de los valores estándar de vibración y ruido antes y después de la parada de mantenimiento, lo cual puede ser verificado a por los espectros de vibración obtenidos de la ruta del equipo en la base de datos del AMS Machinery Manager Client usado en Ecopetrol para el monitoreo continuo de vibraciones en los equipos rotativos (ver figura 47).

Para una mejor comprensión del estado vibratorio del equipo es necesario recalcar que la vibración normal del equipo para el punto PCH es de 0.15 in/sec, en la gráfica se observa que el mayor valor de amplitud se presentó en el 1X con un

valor de 0.13 in/sec, lo cual es una vibración un poco alta pero no representa un alto riesgo de falla del equipo por altas vibraciones.

Además revisando el testimonio del operador durante la investigación de falla del equipo, se encontró que el equipo operó con las condiciones de flujo rateadas para el diseño de esta bomba, sin anomalías vibratorias severas detectadas en el momento, motivo por el cual esta hipótesis es descartada.

Figura 47. Comportamiento Vibratorio SP2503A/B/C.



Fuente: Extraído del Software AMS Machinery Manager de Ecopetrol S.A.

- **Hipótesis 2:** Desgaste y sobrecalentamiento de los cojinetes debido a malas condiciones de lubricación. Para verificar la validez de esta hipótesis se realizó lo siguiente.

Revisando el informe de investigación de la falla se evidencio la alta temperatura en los cojinetes detectada por el operador, el cual paro la maquina inmediatamente, también se encontró que la presión de lubricación del equipo estaba por debajo de los valores normales, no hubo disparo por baja presión de lubricación debido a que el pin de corte de la válvula trip no estaba montado, por lo tanto esta hipótesis es posible.

5.2.2.5 Estudio y verificación de las causas básicas. En este paso se procede a evaluar las causas básicas de falla que refuercen el argumento de las hipótesis probables, para continuar con nuestro análisis escogimos el desgaste y sobrecalentamiento de los cojinetes debido a malas condiciones de lubricación, por ser la hipótesis con mayor probabilidad de ser la causa de la falla. Esta hipótesis de falla puede ser resultado de alguna de las causas siguientes.

- **Mal enfriamiento del aceite:** Esta causa es descartada, debido a que las temperaturas de entrada y salida del intercambiador de calor que enfría el lubricante estaban dentro de rangos aceptables.
- **Falla de los instrumentos de protección:** Esta falla es probable debido a que el sistema de disparo por baja presión de lubricación no realizo su labor correctamente, en la bitácora del sistema de control de la planta la alarma si se registró más la válvula de corte de vapor de la turbina no se cerró. Además en los registros de órdenes de trabajo realizadas al equipo se encontraron varias tareas relacionadas con la reparación y/o calibración de las solenoides de los cortes, de lo cual podríamos inferir que este sistema no opero bien ocasionando la falla, sin

embargo las fallas de los instrumentos electrónicos tienen una probabilidad tan aleatoria que nos permite atacar este problema de raíz, motivo por el cual esta causa no será analizada a fondo, ya que el problema de raíz se encuentra en que causo el bajo flujo y presión de lubricación.

- **Uso del lubricante inadecuado:** Descartado, los operadores de la planta usaron **aceite ISO 46 (Uconall 46)** para reponer el nivel de lubricante de la consola de lubricación.

Figura 48. Daño en los Cojinetes Axiales y Radiales de la Bomba.



Fuente: Ingeniero de Equipo Rotativo.

- **Ausencia de la película lubricante en los cojinetes:** Esta película es la encargada de separar las superficies del eje y de la chumacera disminuyendo el

coeficiente de fricción entre ellos, a su vez disminuyendo el desgaste y aumentando la vida útil del equipo. Ante la ausencia de esta capa lubricante los cojinetes experimentan un aumento de temperatura que puede fundir el metal, debido a la fricción entre las superficies que están en contacto dentro de la caja de chumaceras. Esto fue comprobado por la cuadrilla de mecánicos cuando procedió a revisar el equipo luego de fallar (ver figura 48).

Las causas básicas escogidas para comprobar el argumento anterior fueron verificadas de la siguiente manera.

➤ **Causa básica 1, Taponamiento del circuito de lubricación.** La cual puede ser probable debido a la ausencia de lubricante en los puntos muertos ubicados en la línea de descarga de la bomba y la línea de entrada de aceite a las cajas de las chumaceras, como lo es el filtro dual, esto fue comprobado por medio del desarme del filtro, en cuya carcasa no se encontró cantidad suficiente de aceite que indique un flujo de lubricante (ver figura 49).

Figura 49. Carcasa del Filtro de aceite.



Fuente: Ingeniero de Equipo Rotativo.

Sin embargo aún quedo pendiente realizar una prueba al circuito de lubricación para verificar si se encuentran tapadas las líneas de tubería.

➤ **Causa básica 2, Procedimiento inadecuado de arranque debido a falta de lubricación manual de los apoyos.** Este sistema de lubricación centralizado no posee una bomba auxiliar de lubricación, lo cual lo hace vulnerable durante el proceso de arrancada del equipo debido al bajo flujo de lubricación por las bajas revoluciones del eje. Razón por la cual es necesaria la lubricación manual de los cojinetes de la turbina y la bomba antes de ponerlas en servicio, con el fin de garantizar la formación de la película lubricante durante el inicio de la operación.

➤ **Causa básica 3, Bajo flujo de lubricante.** El bajo suministro de lubricante podría ser ocasionado debido a la pérdida de la eficiencia de la bomba, la cual es producto del desgaste de los dientes de los engranajes de la bomba, lo que permitiría fugas que recircularían internamente, disminuyendo el flujo de lubricante en la descarga de la bomba, este bajo flujo o ausencia del mismo podría deberse a una falla de la bomba incorporada. La bomba se pudo haber averiado por diversas razones, tales como, falta de cebado, presencia de elementos extraños al interior de la bomba, problemas con la transmisión mecánica desde el eje principal de la bomba P2503 al eje de la bomba incorporada. Para comprobar esta hipótesis es necesario desarmar el equipo y revisar el estado del mismo, sin embargo esto quedara pendiente ya que no hay el recurso suficiente para realizar este trabajo, debido a que el departamento tiene otras prioridades.

➤ **Causa básica 4, Fugas de aceite.** Esta hipótesis es descartada debido a que las pérdidas por fugas son mínimas y además el nivel de aceite en la consola es controlado periódicamente por adición de lubricante.

5.2.2.6 Estudio y verificación de las causas humanas. Las posibles causas humanas que pudieron afectar la lubricación del equipo fueron las siguientes.

➤ **Procedimiento de arranque inadecuado:** El cual pudo ser mal realizado debido a la ausencia de algunas actividades importantes de pre arranque del equipo tales como la lubricación manual de los apoyos antes de iniciar la operación, o el cebado de la bomba incorporada. Por otro lado tenemos la posible falta de seguimiento al comportamiento operativo del equipo después de ponerlo en servicio.

➤ **Deficiencia o falta de mantenimiento:** Se refiere a la falta de realización de las tareas de cuidado básico de equipos las cuales hubieran prevenido una falla del equipo, sea por el taponamiento del circuito de lubricación, los filtros o el enfriador o por la falla al no tener los implementos que garanticen la seguridad del sistema.

5.2.2.7 Estudio y verificación de las causas latentes. Estas son las causas que en últimas se deben atacar para solucionar el problema de raíz ya que estas son las que verdaderamente provocaron el evento de falla, las causas latentes para el evento de falla de elementos internos debido a problemas por lubricación de los cojinetes, son las siguientes.

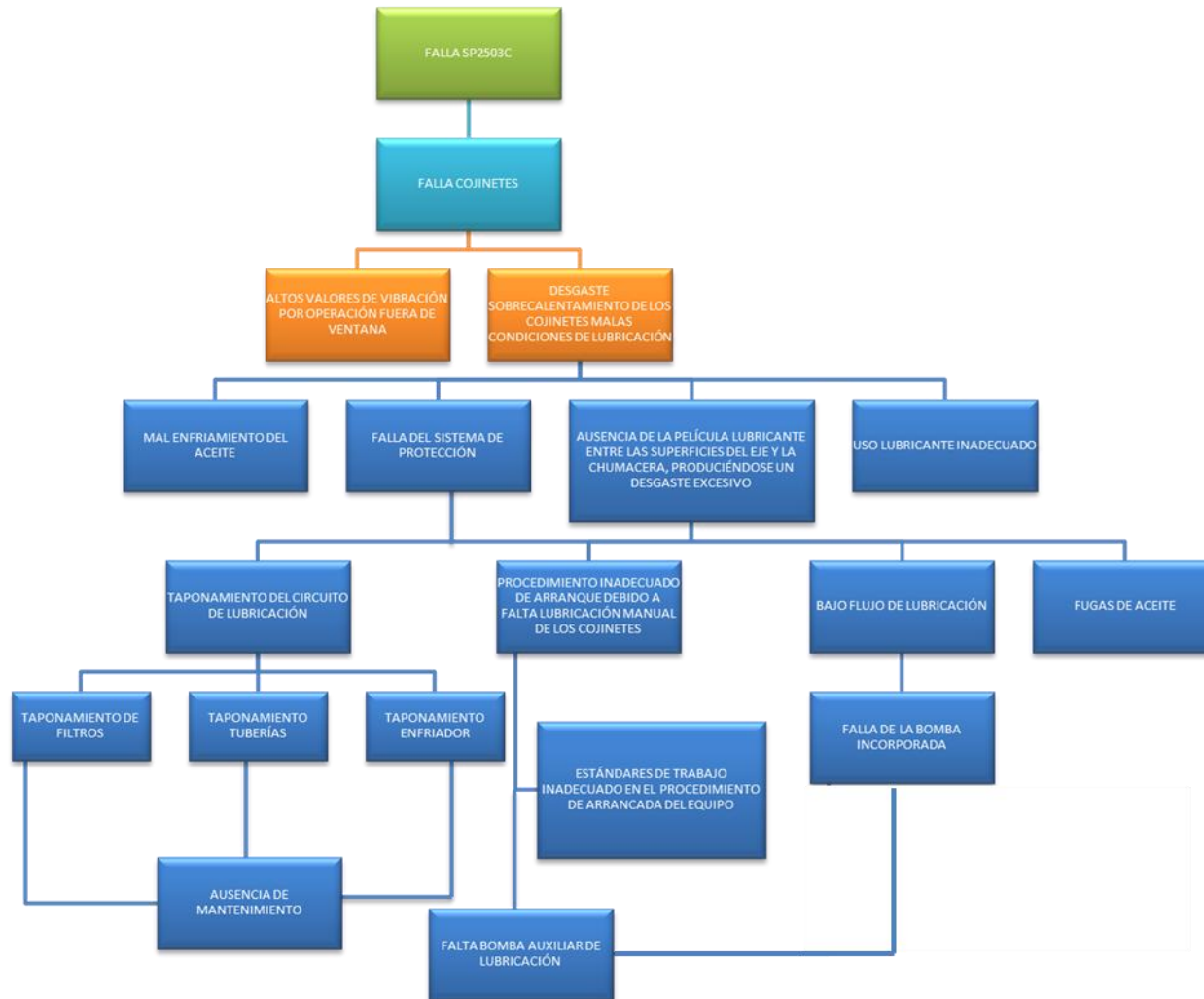
➤ **Estándares inadecuados de puesta de servicio del equipo** El cual básicamente se refiere a la falta del procedimiento adecuado de arranque del equipo, lo cual es una falla grave ya que para un operador que no tenga pleno conocimiento de la importancia de la lubricación manual antes del arranque, para

lo cual es necesario modificar el protocolo de arranque del equipo, o implementar los elementos necesarios en el sistema de lubricación para eliminar esta necesidad.

➤ **Falta de una bomba auxiliar de lubricación.** Esta bomba sería necesaria durante los arranques del sistema debido a los problemas por bajas revoluciones, también sería la protección adecuada ante una falla de la bomba incorporada de lubricación, con esta mejoraríamos considerablemente la disponibilidad del sistema y también la confiabilidad, debido a una mejora en el diseño del equipo.

Finalmente el árbol lógico de fallas resultante del RCA básico realizado anteriormente, es descrito en la figura 50 evidenciando las causas básicas, humanas y latentes que provocaron o pueden provocar fallas en el sistema SP2503A/B/C.

Figura 50. Árbol Lógico de Fallas RCA SP2503C.



Fuente: Autor.

6. ESTUDIO DE REINGENIERÍA

El proceso llevado a cabo en este proyecto para mejorar la operación del sistema de lubricación del SP2503A/B/C es el de la reingeniería, o también llamada ingeniería inversa cuya metodología consiste básicamente en el estudio técnico y operativo de sus componentes para descubrir sus principios tecnológicos y posteriormente recopilarlos en un diagnostico que nos permita entender de manera global el funcionamiento del mismo junto con las falencias asociadas a su operación.

Es necesario resaltar que el desarrollo de esta metodología solo será aplicado al sistema de lubricación de los equipos de bombeo, el cual es un sistema dentro de otro más grande denominado sistema de bombeo, cuyos componentes solo fueron descritos mas no analizados, ya que no es necesaria la necesidad de estudiarlos por lo tanto no se incluyó en el alcance de este proyecto, por consiguiente se analizaran los efectos de la operación del circuito lubricante en los componentes del sistema de bombeo.

Este estudio de ingeniería será realizado a través de cuatro fases, descripción, diagnostico, evaluación operacional, y por ultimo una identificación de necesidades, la primera fase fue desarrollada en los capítulos anteriores, las siguientes fases se desarrollaran a continuación; En la última fase del proceso se emitirán las recomendaciones necesarias para mejorar el sistema de lubricación, y posteriormente se evaluara la factibilidad para implementar las actualizaciones de diseño necesarias, junto con la modificaciones respectivas de los protocolos de operación del sistema de bombeo del SP2503A/B/C y los cuidados de mantenimiento asociados al mismo.

6.1 DIAGNOSTICO DEL SISTEMA DE LUBRICACIÓN

Después de la revisión de cada uno de los componentes del sistema, sus fallas típicas y las causas raíces del problema, el diagnóstico del equipo se realizara por medio de una comparación de sus especificaciones de diseño en base a los requerimientos de la norma.

Todos los estudios realizados al estado del equipo fueron evaluados según lo especificado en la norma API 614 5 ed*. Específicamente la parte 3 en la que se refiere a las recomendaciones de diseño de los sistemas de lubricación de propósito general de equipos rotativos tales como, compresores, bombas, reductores, entre otros. Cada sistema de lubricación es clasificado de acuerdo a la norma según la configuración dada en la tabla 9, en la cual se enuncian 3 clases de sistemas de lubricación.

Según el esquema de clasificacion de la norma el sistema de lubricacion del SP2503A/B/C es de tipo II P0-R1-H0-BP1-C1F2-C0 lo que se refiere a lo siguiente.

- Bomba principal incorporada.
- Bomba de desplazamiento positivo.
- Reservorio inoxidable externo.
- Tuberia inoxidable estandar.
- Sin calentador del reservorio.
- Reservorio montado sobre la placa base.
- Enfriador simple y filtros duales.
- Enfriador de casco y tubos.

* API 614, Lubrication, Shaft-sealing and Oil Control Systems and Auxiliaries.

Tabla 9. Configuraciones de sistemas de lubricación Según Norma API 614.

Table 1 — General-purpose oil system class types with standard configuration options

Equipment	Class I	Class II	Class III
Pump configuration	Shaft-driven main pump only	Shaft-driven main pump and motor auxiliary pump	Motor main and motor auxiliary pump
Positive displacement	P0	P0	P0
Centrifugal	N/A	N/A	P1
Reservoir part of equipment (i.e. gear case)	R0	R0	R0
External stainless reservoir	R1	R1	R1
Stainless pipe	Default	Default	Default
No reservoir heater included	H0	H0	H0
Reservoir heater	H1	H1	H1
Baseplate part of equipment	BP0	BP0	BP0
Stand-alone console, reservoir mounted (No baseplate)	BP1	BP1	BP1
Stand-alone console with full baseplate	BP2	BP2	BP2
Single cooler and single filter	C1F1	C1F1	C1F1
Single cooler and dual filter	C1F2	C1F2	C1F2
Dual cooler and single filter	C2F1	C2F1	C2F1
Dual cooler and dual filter	C2F2	C2F2	C2F2
Shell-and-tube cooler(s)	C0	C0	C0
Plate-and-frame cooler(s)	C1	C1	C1
Fin/Fan cooler	C2	C2	C2
Combined pvl/pcv (not applicable to centrifugal pumps)	PV0	PV0	PV0
Separate PCV	PV1	PV1	PV1
No thermostatic valve included	TV0	TV0	TV0
Thermostatic valve	TV1	TV1	TV1
No block-and-bypass valves included	BB0	BB0	BB0
Block-and-bypass valves around PCV	BB1	BB1	BB1

Fuente: Norma API 614 5 ed 2008.

6.1.1 Requerimientos Mínimos Generales. Basándonos en lo que estipula la norma podemos evaluar lo siguiente.

- **Los sistemas deben ser diseñados y contruidos para un servicio minimo de 20 años.** En lo que respecta al sistema de lubricacion del SP2503A/B/C, este ha operado desde 1979 dando un aproximado de 31 años de servicio realizando solo los mantenimientos correctivos y preventivos necesarios.
- **Si el sistema de lubricacion es comun para dos equipos, las caracterisiticas del aceite deben ser especificadas por el fabricante de los equipos.** El aceite usado para la lubricacion de los cojinetes de los equipos del SP2503A/B/C es Uconall 46, el cual es un aceite sintetico especificado por Pacific Pumps y Elliot, quienes son los fabricantes de la bomba y la turbina.
- **Equipos deben ser montados sobre la placa base del equipo lubricado, de lo contrario sobre una consola hidraulica externa:** En el SP2503A/B/C el sistema de lubricacion esta ubicado sobre la placa base.

6.1.2 Estado de la bomba incorporada. Según las recomendaciones prácticas de fabricantes y de los estándares de diseño, este elemento puede ser tanto una bomba centrifuga como una bomba de desplazamiento positivo, cada uno de ellos con características especiales que permiten un buen desempeño de sus funciones, dentro de las bombas de desplazamiento positivo la norma dice que puede ser de tipo engranajes o de tornillos, en nuestro caso usan una reducción mecánica sin fin- corona (figura 52) acoplada directamente al eje de la bomba principal, y se encuentra en el interior de los reservorios de aceite, en cuanto las tolerancias internas de los engranajes no es posible determinar si cumplen con el estándar debido a que no existen registros de mantenimientos a la bomba incorporada de este sistema, sin embargo las bombas incorporadas de los sistemas P2503A y P2503B operan normalmente, mientras que la del sistema P2503C está en stand by debido a la falla de los cojinetes de la bomba principal.

6.1.2.1 Requerimientos mínimos para la bomba incorporada.

➤ Estas bombas pueden ser centrífugas o de desplazamiento positivo, están especificadas por el fabricante, si son varias, cada bomba debe impulsada separadamente. El sistema posee una bomba de desplazamiento positivo tipo engranajes.

Figura 51. Bomba Incorporada al Interior de la Consola de Lubricación.



Fuente: Autor.

Figura 52. Reducción Sin fin Corona Bomba Incorporada SP2503C.



Fuente: Autor.

- **De ser especificado o requerido, se puede instalar una bomba auxiliar impulsada eléctricamente (ya que la principal es impulsada por el eje del equipo), esta bomba debe entrar en servicio ante una falla de la principal, o una caída de presión.** El sistema no posee una bomba auxiliar.

- **Las bombas BDP deben entregar la presión establecida por la válvula limitadora de presión para un líquido bombeado a 10°C (50°F).** No es posible determinar si la presión de descarga está limitada por la válvula de alivio de presión ya que carecemos de información de esta válvula, sin embargo, estimando la caída de presión del sistema se puede determinar que la presión de trabajo de la bomba oscila entre 45 y 60 psi.

- **Válvulas cheques deben ser instaladas en las descargas respectivas de las bombas para evitar flujos hacia atrás en las tuberías de la bomba auxiliar o de la principal dado el caso.** La descarga de la bomba de lubricación posee el cheque respectivo.

- **Para cada bomba se deben diseñar las conexiones de succión de manera que se asegure su auto cebado, ya sea sumergiéndolas en el reservorio o permitiendo que se inunden automáticamente.** La bomba no posee el sistema de auto cebado de la bomba incorporada por lo que se debe cebar manualmente antes de iniciar su operación.

- **Cada bomba (principal y auxiliar) debe entregar un flujo 20% por arriba del flujo normal requerido por el equipo.** Actualmente no poseemos información sobre el caudal entregado por la bomba incorporada, y solo se conocen los requerimientos de flujo de lubricante para los cojinetes de la turbina, por lo tanto no es posible determinar si el sistema cumple con este requerimiento, motivo por

el cual más adelante se realizara un estudio del diseño de las chumaceras para determinar sus requerimientos de flujo.

➤ **El fabricante debe proveer el control necesario para la activación de la bomba auxiliar en caso de falla de la bomba incorporada o principal.** Debido a que el sistema no posee bomba auxiliar de lubricación, el sistema de protección no posee un control para activar este componente, en vez de esto usa el control normal de disparo por baja presión de lubricación el cual está configurado para una presión de 5,6 psi lo que es un 20% menos de la presión mínima necesaria de 7 psi para garantizar la lubricación hidrodinámica de las chumaceras según lo estipulado en el manual del equipo.

6.1.3 Estado Enfriadores. Según lo estipulado por la norma los enfriadores utilizados pueden ser intercambiadores de calor tipo casco y tubos, o de placas y tubos, deben ser diseñados según las especificaciones de la norma tema clase C o R según lo especificado, el diseño de estos puede variar según el fabricante pero en general debe cumplir con los requerimientos de materiales especificados, y las conexiones auxiliares necesarias, como lo son las facilidades de retro lavado, en nuestro caso los únicos intercambiadores que poseen las facilidades de retro lavado son los enfriadores del P2503A y P2503C (figura 51 y 53), mientras que el enfriador del sistema P2503B (figura 52) no lo posee, como se puede evidenciar en las figuras, motivo por el cual su rata de disipación de calor es pobre después de un largo tiempo de operación, ya que no se le puede hacer un retro lavado para limpiar su interior de suciedades.

6.1.3.1 Requerimientos mínimos para el enfriador.

➤ **Los enfriadores deben mantener la temperatura del aceite por debajo de 50°C (120°F).** Lo cual no se cumple en ninguno de los sistemas ya que el aceite está saliendo a 130°F en el SP2503A y a 137°F en el SP2503B, sin embargo según la norma API 610 la temperatura de los cojinetes debe ser menor de 200°F, comprobando con el histórico de las mediciones realizadas con pirómetro durante las rondas del operador, tenemos que normalmente la temperatura de los cojinetes oscila entre 120-185°F lo cual está dentro del rango admisible y significa que el enfriamiento del aceite está cumpliendo su función parcialmente.

Figura 53. Enfriador Sistema P2503A.



Fuente: Autor.

Figura 54. Enfriador Sistema P2503B.



Fuente: Autor

Figura 55. Enfriador Sistema P2503C.



Fuente: Autor

- **Los enfriadores deben ser seleccionados para disipar el calor especificado por el fabricante del equipo a lubricar.** El fabricante especifica que la rata de disipación de calor debe ser de 12000Btu/h tanto para las chumaceras de la bomba y para las de la turbina, para poder determinar el cumplimiento de este parámetro es necesario determinar la generación de calor en proceso de lubricación, más adelante se realizara la estimación de este dato para comprobar si la generación de calor puede ser disipada con 24000 Btu/h.
- **Los enfriadores no deben ser ubicados dentro del reservorio de aceite.** Para el caso el sistema de lubricación del SP2503A/B/C, el enfriador se encuentra ubicado sobre la placa base fuera del reservorio.
- **Para intercambiadores de casco y tubo se debe cumplir lo siguiente.**
 - El agua debe ir por el lado tubos.
 - Para prevenir la contaminación del aceite, la presión del lado casco debe ser mayor que la del lado tubos.

A partir de la descripción operativa del enfriador realizada anteriormente se puede determinar que el sistema cumple con la configuración especificada por la norma.

6.1.4 Estado de los Filtros. Están ubicados después del enfriador como lo dice la norma, esto se debe a que durante el enfriamiento del aceite pueden producirse gomas o impurezas debido a la perdida de solubilidad del lubricante por el descenso de temperatura, por lo tanto estos contaminantes pueden ser retenidos por medio de los filtros, son de tipo dual lo cual facilita el cambio de filtros sin necesidad de parar el quipo. El grado de filtración para los filtros duales es de 25 μ según la norma API 614 lo máximo debe ser de 15 μ con $\beta_{15} \geq 200$, el micronaje actual es de 125 μ y se han realizado acciones para implementar un grado de filtración más bajo, pero esto no ha sido posible ya que los filtros se saturan

demasiado rápido aumentando la caída de presión a través de ellos; Otra característica de vital importancia para la función de los filtros es la caída de presión a través de ellos la cual no debe exceder de 70 psi, revisando los valores de las presiones a la entrada y salida de los filtros en los indicadores de presión respectivos tenemos caídas entre 7 y los 17 psi para los sistemas que están actualmente en operación, en el sistema B se presenta un mayor indicio de ensuciamiento en el cartucho del filtro, para este sistema se han generada varias órdenes de trabajo referente al cambio de los filtros ya que estos se han ensuciado muy rápido. También tenemos que para sistema P2503C hace falta una de las dos carcasas de los filtros duales (figura 56).

6.1.4.1 Requerimientos Mínimos para el filtro

- **Los filtros deben ser ubicados después del enfriador.** Están conectados a la tubería de salida casco del enfriador por lo tanto cumplen con la norma.

Figura 56. Sistema de filtrado SP2503C.



Fuente: Autor

- **El máximo número de cartuchos de filtro permitidos en una línea es dos.** El sistema usa filtros duales por lo tanto cumple, sin embargo para el caso del sistema de lubricación del SP2503C solo posee un filtro.
- **La mínima caída de presión permitida a través los cartuchos es de 500Kpa (70 psi).** Para el sistema SP2503A la caída de presión es de 17psi y en el SP2503B es de 7 psi.

6.1.5 Estado del Reservorio. El reservorio o consola de lubricación tiene una capacidad de 40GAL, y está hecho de acero inoxidable, internamente está recubierto por una resina epoxi resistente a la abrasión y a la corrosión.

6.1.5.1 Requerimientos Mínimos del Reservorio

- **Tuberías de retorno de aceite lo más lejos hidráulicamente posible de las conexiones de succión de la bomba de lubricación.** Las líneas de succión de aceite de la bomba incorporada está ubicada en un extremo contrario a la entrada de la línea de retorno de aceite al tanque.
- **Conexiones de succión de la bomba deben ser ubicadas 50mm por arriba del fondo del tanque.** Esta línea está ubicada aproximadamente 5 pulgadas por arriba del fondo del tanque, lo que equivale a unos 127 mm.
- **Debe tener ubicadas todas las conexiones necesarias, venteos atmosféricos, indicadores, drenajes, conexiones del circuito.** El tanque posee drenajes, indicadores de nivel, venteos atmosféricos, y las conexiones del circuito tales como la descarga de la bomba, el retorno del circuito, retorno de la válvula de alivio y un bypass de las chumaceras (figura 57).

- **Capacidad del tanque debe ser el suficiente para suministrar flujo por al menos 3 min.** El flujo estimado de aceite es de aproximadamente 10GPM, para la capacidad de 4 GAL del tanque, suministraría flujo por lo menos 4 min.

Figura 57. Conexiones de Drenaje del Tanque e Indicador de Nivel de Aceite.



Fuente: Autor.

6.1.6 Estado de los Accesorios. Su disposición varía según el sistema, pero en general está compuesto por los siguientes componentes.

- PI de 0-30 ubicado a la entrada de aceite chumacera turbina lado empuje
- PI de 0-30 ubicado a la entrada de aceite chumacera turbina lado acople
- PI de 0-30 ubicado a la entrada de aceite chumacera bomba lado acople
- PI de 0-60 ubicado a la entrada de aceite chumacera bomba lado empuje
- PI de 0-100 ubicado a la entrada de los filtros
- TI de 50-300 ubicado a la entrada del enfriador

- TI de 50-300 ubicado a la salida del enfriador
- LG ubicado en el reservorio
- Válvulas para los drenajes de los PI
- Válvulas para recircular el aceite directamente al reservorio
- Tuberías de ½ " acero inoxidable
- Tuberías de 1" de pulgada
- Juntas universales, codos, couplings, niples y tapones.

6.2 RESUMEN DIAGNOSTICO DEL SISTEMA DE LUBRICACIÓN

En general el sistema de lubricación cumple su función aparentemente confiable, sin embargo debido a carencias de algunos elementos que garantizan el flujo de aceite de manera segura, la probabilidad de un daño severo en los cojinetes y en los equipos es alta lo cual puede afectar seriamente la confiabilidad del sistema. Actualmente el sistema no posee una bomba auxiliar de lubricación que debería servir de apoyo durante la arrancada del equipo, ya que la turbina entra en servicio a bajas revoluciones y dada la relación de la transmisión sin fin corona de 1:21, las revoluciones a las que opera la bomba incorporada es baja dando como resultado un flujo de lubricante insuficiente y una baja presión de lubricación, lo cual no garantizaría una operación confiable del circuito de lubricación. Normalmente para la puesta en servicio de las P2503A/B/C es necesaria una lubricación manual de los cojinetes antes de arrancarla, con el fin de mitigar la probabilidad de falla de los cojinetes por bajo flujo de lubricación, esta tarea debe ser realizada por los operadores de la planta, implicando un riesgo de falla por errores humanos, si llegado el caso el operador omite esta tarea.

También se podría considerar la ausencia de unas mirillas en el circuito para verificar visualmente la circulación del aceite en el circuito. Revisando el protocolo de arranque del equipo se evidencio la ausencia de la lubricación manual de los cojinetes antes de poner en servicio el sistema de bombeo. Además falta enfatizar la importancia del seguimiento a las variables de interés en el circuito de

lubricación el cual debe ser realizado por el operador durante sus rondas. A continuación se expone un resumen general de las inconsistencias en la disposición de los sistemas de lubricación del SP2503A/B/C, lo cual evidencia la falta de un diseño estándar del sistema de lubricación.

6.2.1 Inconsistencias SP2503A.

- Ausencia de la válvula de alivio de presión al a descarga de la bomba, actualmente se encuentra la línea donde debería estar conectada la válvula de alivio, con la ausencia de la misma en la conexión.

Figura 58. Línea de la Válvula de Alivio de Presión.



Fuente: Autor.

6.2.2 Inconsistencias SP2503B.

- Ausencia de facilidad para retro lavado del intercambiador, esta tarea es realizada ante la pérdida de la transferencia de calor en el enfriador debido a suciedades, esta facilidad es ubicada en el lado tubos de los intercambiadores por

donde hay paso de agua, en el caso de este sistema esta tarea es necesaria ya que la temperatura de salida de aceite es bastante alta, sin embargo ante la ausencia de la facilidad de retro lavado esta tarea no puede ser realizada durante la operación.

- Fuga de lubricante por la caja de chumaceras lado acople de la bomba.

6.2.3 Inconsistencias SP2503C.

- Este equipo fallo por problemas de lubricación, los cuales ocasionaron la falla de las chumaceras de la bomba.
- Este equipo solo posee uno de los filtros del arreglo del sistema dual.

6.3 EVALUACIÓN OPERACIONAL

La evaluación operacional consiste en evaluar el desempeño operativo de los componentes del sistema de lubricación por medio de principios teóricos de transferencia de calor, mecánica de fluidos, y lubricación, esta evaluación nos permitirá confirmar si las especificaciones de diseño del sistema cumple con los requisitos de lubricación hidrodinámica necesarios.

6.3.1 Lubricación Hidrodinámica, Condiciones de Lubricación y parámetros del Cojinete. El principio de la lubricación forzada se basa en la necesidad de suministrar aceite con cierto valor de presión a las cajas de las chumaceras con el fin de lograr una condición de lubricación hidrodinámica. El movimiento giratorio del eje, el cual hace fluir el aceite en el parte inferior del eje lo levanta y lo hace “flotar”, no es suficiente para formar la película lubricante necesaria para separar las superficies del eje y el cojinete radial, motivo por el cual el aceite ingresa a las cajas de las chumaceras con un valor de presión. Para el sistema de bombeo

SP2503A/B/C el valor de presión límite antes de entrar a la chumacera debe estar entre 7-9 psi según las recomendaciones del fabricante, este valor de presión es el encargado de garantizar el flujo al interior de la cámara de la chumacera, será utilizado como dato de diseño y no será evaluado ya que a estas condiciones el sistema tiene un buen desempeño.

En el capítulo 3 conocimos las nociones generales de la ciencia de la lubricación, en donde se definían ciertas expresiones que definen el desempeño de un cojinete de deslizamiento, para el desarrollo de esta sección del proyecto evaluaremos la cantidad de flujo de lubricante requerido y el aumento de energía en el aceite como uno de los puntos del proceso de ingeniería inversa para realizar las recomendaciones necesarias.

Para calcular o realizar la estimación de los parámetros establecidos iniciaremos este proceso obteniendo los datos que definen el diseño del cojinete, es decir aquellas variables que están bajo el control del diseñador y son punto de partida para el cálculo de los valores dependientes en la evaluación del desempeño de los cojinetes.

6.3.1.1 Dimensiones de los Cojinetes. Para iniciar este proceso se recopilamos los datos de las dimensiones de las chumaceras en cuestión, estas medidas fueron obtenidas de los formatos de calibración, planos, manuales y recomendaciones existentes en el archivo de mantenimiento del sistema de bombeo SP2503A/B/C (ver tabla 10).

Tabla 10. Dimensiones de los cojinetes.

Dimensiones de los cojinetes							
Turbina		Bomba					
Diámetro [in]	Longitud [in]	Cojinete Lado Empuje	Diámetro [in]	3,131	Cojinete Lado Acople	Diámetro [in]	3,7559
3,9922	3,0175		Longitud [in]	3,5		Longitud [in]	3,5
Huelgo Diametral [in]			Huelgo Diametral [in]			Huelgo Diametral [in]	
0.007			0,006			0,006	

Fuente: Autor.

6.3.1.2 Cargas unitarias de los Cojinetes. Para cada dato geométrico de los cojinetes se procedió a calcular la carga unitaria por cojinete. Este dato es el resultado del peso de los elementos sostenidos por los cojinetes más las cargas dinámicas ejercidas sobre el impulsor de la bomba y los alabes de la turbina, las masas de los ejes, fueron medidas en el taller (ver figura 59 y 60), los valores obtenidos fueron los siguientes.

- Masa del eje e impulsor P2503C: 204,12 kg (450 lbf)
- Masa del eje y alabes NP2503C: 96 kg (211,64 lbf)

Para ambos casos, las cargas sobre los cojinetes sufren un aumento debido las fuerzas ejercidas sobre el impulsor (Bomba) y los alabes (turbina) las cuales son efecto a las cargas dinámicas a las que son sometidos estos componentes, a continuación analizaremos cada caso para estimar la carga ejercida sobre los cojinetes de cada equipo.

Figura 59. Medición del Peso del Eje y Alabes de la NP2503C en el Taller.



Fuente: Autor.

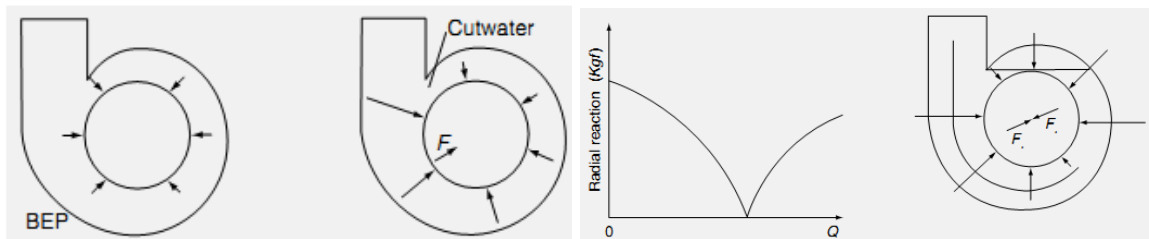
Figura 60. Medición del Peso del Eje e Impulsor de la P2503C en el Taller.



Fuente: Autor.

➤ **Cargas Radiales Bomba Centrífuga.** Estas cargas obedecen al efecto de las fuerzas desbalanceadas sobre el impulsor de la bomba, las cuales son casi despreciables cuando la bomba trabaja en su punto de mejor eficiencia (BEP por sus siglas en inglés Best Efficiency Point), sin embargo a medida que el punto de operación se aleja del BEP esta carga sufre un aumento debido al desbalance hidráulico del rodete (ver figura 61).

Figura 61. Cargas Hidráulicas Sobre el impulsor de una Bomba Centrífuga.



Fuente: Paresh Girdhar, Practical Centrifugal Pumps, 2005.

Para obtener las cargas hidráulicas ejercidas sobre el cojinete se utilizó la siguiente expresión³ calculada para un punto alejado al 20% del BEP.

$$R = K * H * D_2 * \frac{B_2}{2,31} [6]$$

Dónde:

$$K = 0,36 * \left[1 - \left(\frac{Q}{Q_{BEP}} \right)^2 \right] [7]$$

R = Empuje radial en condicion de operacion en lb

³ Girdhar Paresh y Octo Moniz, Practical Centrifugal Pumps. Elsevier 2005.

K = Factor de empuje radial en condicion de operacion

H = Cabeza total en condicion de operacion en ft

ρ = Gravedad especifica del liquido

D_2 = Diametro del impulsor en in

B_2 = Ancho del impulsor in

Q = Flujo en condicion de operacion en gpm

Q_{BEP} = Flujo en el punto de mejor eficiencia en gpm

Extrayendo la información necesaria del manual, datasheet y los planos de la bomba reemplazando en la expresión se obtuvo lo siguiente.

$K = 0,158$ Calculado de la formula.

$H = 1190$ [ft] Máxima cabeza permisible.

$\rho = 0,471$ Gravedad especifica solvente.

$D_2 = 17$ [in] Extraído del datasheet.

$B_2 = 3,5$ [in] Extraído del datasheet.

$Q = 2400$ [gpm] Flujo alejado 20% del BEP límite superior de la zona preferible de operación.

$Q_{BEP} = 2000$ [gpm] Punto de mejor eficiencia SP2503.

$R = 4893$ [lbf] Carga radial por desbalance de fuerzas.

Sumando los datos obtenidos tenemos un total de 5343 lbf de carga radial sobre los cojinetes, suponiendo un distanciamiento simétrico respecto al centro de masa

del conjunto eje e impulsor tenemos que cada cojinete radial de la bomba soporta una carga de 2671.5 lbf.

➤ **Cargas Radiales Turbina de Vapor.** El estudio del desbalance dinámico en los rotores de turbinas de vapor demanda un análisis bastante complejo, que requiere de diversas técnicas experimentales para calcular las cargas resultantes en el conjunto de alabes, lo cual es motivo de investigación en la actualidad. Para la estimación de este desbalanceo usaremos la fuerza radial obtenida debido al efecto Thomas-Alford, el cual sugiere un desbalance de fuerzas ocasionado por cada uno de los torques no uniformes de los alabes de la turbina provocados por la excentricidad existente entre el eje y la chumacera (ver figura 62). La fuerza neta ejercida por este desbalanceo de fuerzas es estimada a través la siguiente expresión⁴.

$$(F_{net})_{stage} = k_{sw}\hat{x} + k_{sw}f\hat{y} \quad [8]$$

Dónde:

$$k_{sw} = \frac{\beta T}{DL} \quad [9]$$

β : Factor lineal de reduccion de fuerza en los alabes por holgura radial en in

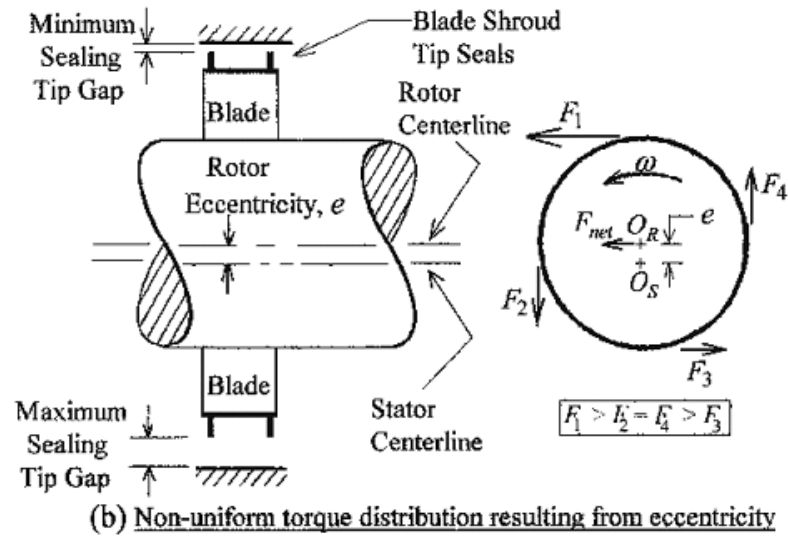
T : Torque de la etapa de la turbina en lbf – in

L : Longitud radial de los alabes de la turbina en in

D : Diametro medio de la fila de alabes de la etapa de la turbina en in

⁴ Maurice L. Adams, Rotating Machinery Vibration from Analysis to Troubleshooting. New York: Marcel Dekker, 2000.

Figura 62. Distribución de Torques No-uniformes en Ejes de Turbinas de Vapor.



Fuente: Rotating Machinery Vibration from Analysis to Troubleshooting, Maurice L. Adams, 2000.

Obteniendo los datos necesarios extraídos de la información de los manuales y los planos de la turbina los valores calculados son los siguientes.

$\beta = 2,5 \text{ in}$ Valor para turbinas de propósito general según datos de varios experimentos.

$T = 48019 \text{ lbf} - \text{in}$ Obtenida con la potencia máxima rateada y la velocidad nominal de la turbina 1020 HP y 3570 rpm.

$D = 15 \text{ in}$ Dimensión de la turbina.

$L = 2,5 \text{ in}$ Dimensión de la turbina.

$k_{sw} = 3201.26 \text{ lbf}$

$(F_{net})_{stage} = 4527,27 \text{ lbf}$ Carga radial para la etapa de la turbina debido al desbalanceo de fuerzas.

Sumando los datos obtenidos tenemos un total de 4739 lbf de carga radial sobre los cojinetes, suponiendo un distanciamiento simétrico respecto al centro de masa del conjunto eje e impulsor tenemos que cada cojinete radial de la bomba soporta una carga de 2369,5 lbf.

Finalmente las cargas sobre cada uno de los cojinetes del sistema de bombeo SP2503A/B/C quedaron distribuidas como se muestra en la tabla 11.

Tabla 11. Cargas Unitarias Estimadas de los Cojinetes.

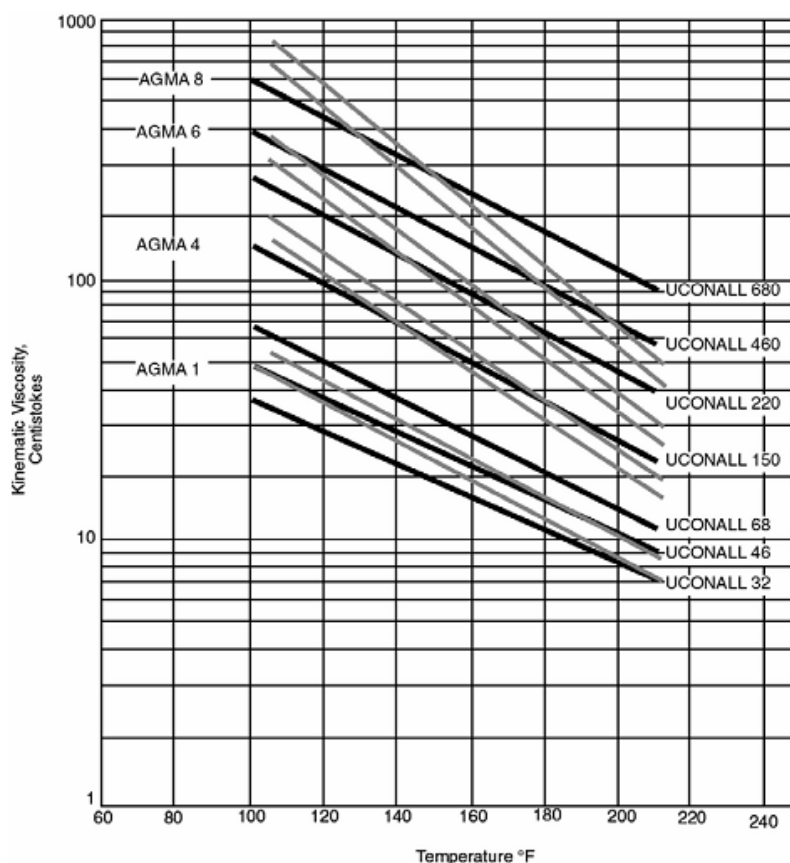
Carga del cojinete			
Cojinete	Carga P [Lbf]	$A=4rl'$ [in ²]	P [psi]
Turbina	2369,5	12,05	196,63
L.A. Bomba	2671.5	13,15	203,22
L.E. Bomba	2671.5	10,96	243,78

Fuente: Autor.

Una limitante existente para la carga sobre el cojinete es la carga de inicio, según el criterio de diseño de Trumpler, esta carga no debe superar los 300 psi, comparándolo con los datos de cargas actuales que los valores cumplen con este criterio.

6.3.1.3 Viscosidad del Aceite. Como se mencionó anteriormente el aceite utilizado para la lubricación de estos cojinetes se denomina Uconall 46, el cual es un aceite sintético grado ISO 46 lo que significa que su viscosidad a 40°C 104°F es de aproximadamente 46 cSt, pero esta no es la viscosidad a la temperatura de operación de los cojinetes, por lo que es necesario utilizar las curvas proporcionadas por la carta del lubricante (ver figura 63) para hallar la viscosidad real a la temperatura del cojinete.

Figura 63. Variación de la Viscosidad con la Temperatura de Diferentes Lubricantes Uconall.



Fuente: Carta de Lubricantes Uconall.

La temperatura del lubricante dentro del cojinete puede ser hallada como el promedio de la temperatura entre la entrada y la salida del cojinete, para nuestro caso es difícil determinar la temperatura del aceite a la salida del cojinete, puesto que conocemos la temperatura a la entrada (Estimándola como 120°F después del enfriador), supondremos que la temperatura promedio del aceite es de 150°F para los cojinetes de la bomba, y de 170°F para los de la turbina (estos tienen mayor temperatura debido a la calor conducido por el eje generado por el contacto con vapor de 600 psi), entrando con estos valores de temperatura en la figura 61

tenemos viscosidades de 24 cSt para los cojinetes de la bomba y de 12 cSt para los de la turbina.

El uso de la expresión del número de Sommerfeld requiere que la viscosidad este en unidades de reyns, esta es una unidad de viscosidad nombrada en honor a Osborne Reynolds, la cual equivale a Lb-s/in^2 . La viscosidad en unidades de reyns puede ser obtenida a través de la siguiente conversión $1 \text{ reyn} = 6,9 \times 10^6 \text{ cP}$, por lo que es necesario realizar la conversión de centistokes a centipoises, esta conversión se realizó a través de la siguiente conversión.

$$cP = cSt * \text{gravedad específica} [10]$$

Usando un valor de 0,87 como gravedad específica para el aceite grado ISO46, para los valores de viscosidad cSt calculados anteriormente tenemos 20,88 cP para los cojinetes de la bomba y 10,44 cP para los de la turbina, realizando la conversión a reyns tenemos.

$$\mu = 3,026 \times 10^{-6} \text{ reyns} \text{ Viscosidad del aceite en los cojinetes de la bomba.}$$

$$\mu = 1,513 \times 10^{-6} \text{ reyns} \text{ Viscosidad del aceite en los cojinetes de la turbina.}$$

6.3.2 Calculo del Número de Sommerfeld. Este un número adimensional usado en la lubricación para caracterizar un cojinete, este número es hallado a través de la ecuación [2].

$$S = \frac{\mu n_s}{P} \left(\frac{r}{c_r} \right)^2$$

Para garantizar el carácter adimensional de esta expresión las variables deben expresarse de la siguiente manera.

μ : Viscosidad del aceite en reyns

n : Velocidad relativa entre las superficies del eje y del cojinete expresada en rps

P : Carga unitaria soportada por el cojinete en psi

r : Radio del cojinete en in

c : huelgo diametral existente entre el eje y el cojinete en in

Para cada cojinete se calculó el numero característico del mismo a partir de los datos obtenidos anteriormente, los valores del número de Sommerfeld obtuvimos están expresados en la tabla 12, el valor de las revoluciones por segundo se calculó realizando la debida conversión utilizando 3390 rpm que es un valor promedio de las revoluciones de operación en estado estable del sistema de bombeo.

Tabla 12. Números de Sommerfeld Para los Cojinetes.

Cojinete	μ [reyns]	N [rps]	Carga P [psi]	c [in]	r[in]	Sommerfeld
Turbina	1,51E-06	56,5	196,63	0,007	1,9961	0,035339365
L.A. Bomba	3,03E-06	56,5	203,22	0,006	1,87795	0,082415673
L.E. Bomba	3,03E-06	56,5	243,78	0,006	1,5655	0,047743796

Fuente: Autor.

El número característico del cojinete es un parámetro que nos permitirá calcular las variables necesarias para que existan condiciones de lubricación hidrodinámica. Para la evaluación operativa del sistema de lubricación de los

equipos en cuestión, solo evaluaremos dos parámetros de vital importancia en el diseño del circuito lubricante, los cuales son el flujo de lubricante requerido y el aumento de energía en el aceite, estos cálculos se realizaron utilizando las gráficas de Raymondi y Boyd (Anexo C).

6.3.3 Flujo de lubricante requerido por los cojinetes. Debido a que los cojinetes del sistema de bombeo SP2503A/B/C son lubricados a presión el flujo de lubricante requerido para un buen desempeño de la lubricación es hallado según la siguiente expresión.

$$Q_s = \frac{\pi p_s r c^3}{3 \mu l'} (1 + 1,5 \epsilon^2) \quad [11]$$

Dónde:

p_s : Presion de entrada del aceite a la caja de chumaceras en psi.

r : radio del cojinete en in.

c : holgura radial en in.

μ : Viscosidad del aceite en reyns.

l' : Longitud caracteristica cojinetes lubricados a presion en in, equivale a $\frac{L}{2}$.

ϵ : Relacion de excentricidad equivalente a $\frac{e}{c}$ o a $1 - \frac{h_o}{c}$ obtenido por graficas.

De los datos mencionados anteriormente solo desconocemos el valor de la excentricidad, para calcular este dato debemos obtener de la gráfica de la variable de espesor mínimo de película en función de la relación L/D y el número de

Sommerfeld de Raimondi y Boyd. Realizando los cálculos pertinentes, los valores de flujo obtenidos para cada cojinete se expresan en la siguiente tabla.

Tabla 13. Flujos de lubricante Para los Cojinetes Radiales.

Cojinete	Sommerfeld	L'/D	ho/c	ϵ	Q [in ³ /s]	Q[GPM]
Turbina	0,035339365	0,377924	0,1	0,9	4,31	1,62
L.A. Bomba	0,082415673	0,558927	0,18	0,82	2,22	0,37
L.E. Bomba	0,047743796	0,465934	0,13	0,87	2,04	0,33

Fuente: Autor

Para el caso de los cojinetes de empuje solo analizaremos la chumacera tipo Kingsbury, ya que el rodamiento axial de la turbina son de tipo de bolas y son lubricadas mediante el salpique del anillo de aceite de la caja de chumaceras lado empuje de la turbina. El flujo de lubricante en un chumacera tipo Kingsbury básicamente cumple la función de enfriar, y puede ser calculado de manera práctica utilizando la figura 64, la cual expresa la potencia perdida por fricción en función del tipo de cojinete y las revoluciones de trabajo, el flujo requerido es equivalente a 1 GPM por cada caballo perdido por fricción hallado en la gráfica⁵, para un cojinete Kingsbury 6x6 a 3450 rpm se estima una pérdida de potencia por fricción de 4 HP, lo que requiere un flujo de 4GPM para la chumacera de empuje.

Finalmente el flujo requerido para un buen desempeño de los cojinetes del sistema de bombeo SP2503A/B/C es el equivalente a la suma de los caudales hallados y están representados en la tabla 14.

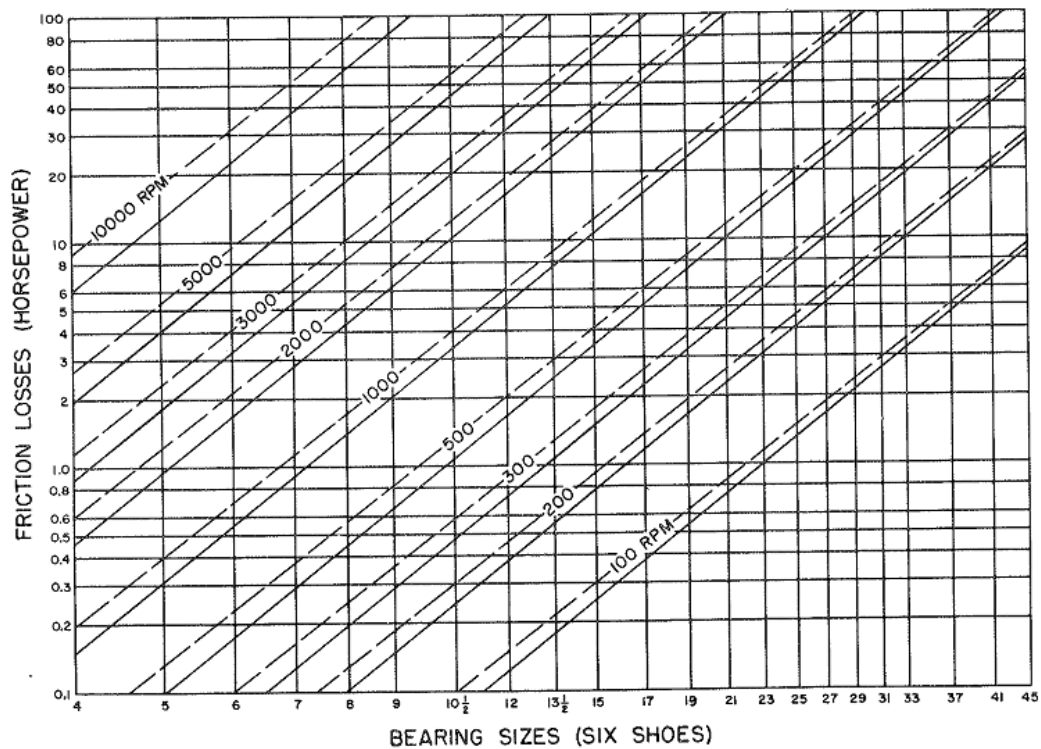
⁵ Kingsbury Machine Works, Equalizing Bearings Three-Shoe and Six-shoe Elements Catalogue EQ, Philadelphia 1986.

Tabla 14. Flujo Requerido para la Lubricación del SP2503A/B/C.

Cojinete	Q[GPM]
Turbina	1,62
Turbina	1,62
L.A. Bomba	0,37
L.E. Bomba	0,33
Kingsbury 6x6	4
Total	7,96

Fuente: Autor.

Figura 64. Perdidas por Fricción en Cojinetes de Empuje Tipo Kingsbury 6x6.



Fuente: Kingsbury Machine Works, Equalizing Six-shoe Catalogue EQ, 1995.

6.3.4 Aumento de energía en el aceite. El aumento de energía en el aceite se traduce en el aumento de la temperatura del fluido cuando atraviesa el cojinete, y se debe a la fricción generada por los efectos viscosos del aceite, y puede ser calculado a través de la siguiente expresión.

$$\Delta T = \frac{0,0123 \left(\frac{fr}{c} \right) SW^2}{(1 + 1,5\epsilon^2) p_s r^4} \quad [12]$$

Cuyos datos necesarios para el uso de esta expresión ya fueron calculados anteriormente excepto la variable de coeficiente de fricción $\frac{fr}{c}$, el cual puede ser hallado en la respectiva tabla de Raymondi y Boyd, para los datos obtenidos anteriormente el resultado del aumento de temperatura es el siguiente.

Tabla 15. Aumento de Temperatura en el Aceite Lubricante.

Cojinete	Sommerfeld	fr/c	ΔT [°F]
Turbina	0,035339365	2,6	20,10
L.A. Bomba	0,082415673	3,1	99,75
L.E. Bomba	0,047743796	2,1	76,24

Fuente: Autor.

El calor perdido por fricción es hallado de la siguiente manera.

$$H_{perdida} = \rho C_p Q_s \Delta T \quad [13]$$

Dónde:

$$\rho = 0,0311 \frac{lbm}{in^3} \text{ Densidad del aceite.}$$

$$C_p = 0,42 \frac{Btu}{lbm - ^\circ F} \text{ Calor especifico del aceite.}$$

$$Q_s = \text{Flujo de aceite a traves del cojinete.}$$

$$\Delta T = \text{Aumento en la temperatura del aceite.}$$

Reemplazando los valores respectivos los resultados de la pérdida de calor por fricción para cojinete se exponen en la tabla 16.

Tabla 16. Energía Pérdida por Fricción.

Cojinete	ΔT [°F]	Hperdido [Btu/s]
Turbina	20,10	1,6
L.A. Bomba	99,75	1,9
L.E. Bomba	76,24	1,28

Fuente: Autor.

Finalmente realizando todas las conversiones respectivas podemos determinar que calor total cedido al aceite es aproximadamente igual a la suma de cada uno de los aumentos de energía del lubricante debido a la fricción ejercida por su viscosidad a través de cada cojinete, estos datos están representados en la tabla 17.

Tabla 17. Calor Total Aproximado Cedido al Aceite.

Cojinete	Q perdido [BTU/h]
Turbina	5048,6
Turbina	5048,6
L.A. Bomba	6801,8
L.E. Bomba	4607,7
Kingsbury 6x6	10185
Total	31691,7

Fuente: Autor.

6.3.5 Flujo entregado por la bomba incorporada. La bomba de lubricacion actual es una bomba incorporada al eje de la bomba principal por medio de una

reduccion sin-fin corona cuyo valor de reduccion es de 1:21 (ver figura 52). Esta es una bomba de engranajes externos de la cual no tenemos informacion en el archivo de la bomba ni el manual del equipo, motivo por el calcularemos el valor del flujo entregado a traves de la siguiente expresion⁶.

$$Q = \pi d l m n h e (10^{-6}) \left[\frac{l}{min} \right] \quad [14]$$

Dónde:

d = diametro de paso de cada piñon [mm]

l = Ancho del diente [mm]

m = paso del piñon [mm]

n = velocidad de giro [rpm]

h = altura del diente [mm]

e = eficiencia volumetrica de la bomba oscila entre 0,7 y 0,8

Al desarmar la bomba en el taller (Ver figura 65) se midieron los siguientes valores:

$d = 50$ [mm]

$l = 48$ [mm]

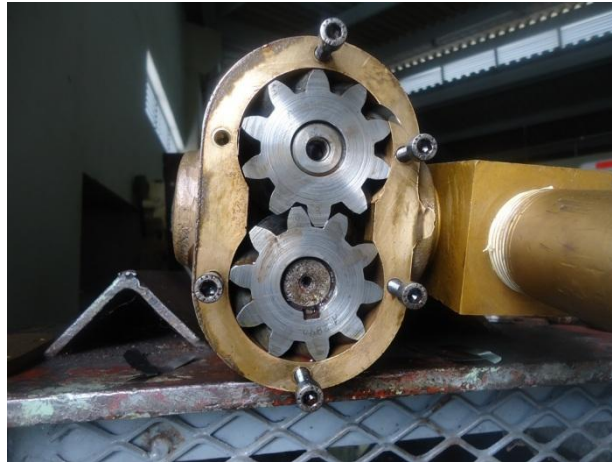
$m = 5$ [mm] (Modulo)

$h = 8$ [mm]

$e = 0,8$

⁶ Pedro Albarracin Aguillon, Lubricación de Turbinas de Vapor, Ecopetrol 2002.

Figura 65. Bomba Incorporada Desarmada en el Taller.



Fuente: Autor.

Realizando el calculo con la expresion anterior se obtuvo la estimacion del caudal entregado por la bomba en funcion de las rpm (ver tabla 18 y figura 66, se debe tener en cuenta la reduccion 1:21 transmision sin fin corona).

En la operación actual las rpm del eje oscilan entre 3950 - 3410 rpm, para el valor maximo obtenemos un flujo de 10,37 GPM, aunque este valor es mayor que el requerido es necesario tener en cuenta que el caudal de esta bomba depende de las revoluciones del equipo principal, y no debe dar un valor especifico (Solo por arriba del requerido).

Tabla 18. Flujo bomba incorporada en funcion de las rpm.

N [rpm]	Q [GPM]
0	0
200	0,607013449
400	1,214026899
600	1,821040348
800	2,428053797
1000	3,035067247
1200	3,642080696
1400	4,249094145
1600	4,856107595
1800	5,463121044
2000	6,070134493
2200	6,677147943
2400	7,284161392
2600	7,891174842
2800	8,498188291
3000	9,10520174
3200	9,71221519
3400	10,31922864
3600	10,92624209

Fuente: Autor.

Figura 66. Flujo Bomba de Engranajes vs Revoluciones del eje principal.



Fuente: Autor.

Es necesario aclarar que los resultados obtenidos de la expresion anterior son una representacion teorica aproximada, que puede variar en cierto grado de los resultados reales por lo que se recomienda obtener el caudal experimentalmente por medio de una prueba de la bomba incorporada, la cual consiste basicamente en hallar el caudal para una revolucion constante conocida y partir de este dato extrapolar la expresion del flujo en funcion de las rpm.

6.3.6 Calor disipado por el enfriador. Realizando mediciones en campo de los TI's a la entrada y la salida de los enfriadores se encontró lo siguiente.

Enfriador SP2503A.

- Temperatura aceite entrada: 145°F
- Temperatura aceite salida:130°F

Enfriador SP2503B.

- Temperatura aceite entrada: 150°F
- Temperatura aceite salida:137°F

Podemos evaluar la disipación de calor a través de la siguiente ecuación:

$$Q = \dot{m} C_p \Delta T \quad [15]$$

Dónde:

$$\dot{m} = \text{Flujo de aceite en } \frac{lb}{h}$$

$$C_p = \text{Calor especifico del aceite en } \frac{Btu}{Lb * ^\circ F}$$

$$\Delta T = \text{Disminucion de la temperatura } (T_1 - T_2)^\circ F$$

Calculando para los siguientes datos.

$$\rho = 0,0311 \frac{lb}{in^3} = 7,18 \frac{lb}{gal}$$

$$Cp = 0.42 \frac{BTU}{lb^{\circ}F} \quad \text{Calor especifico del aceite a } 150^{\circ}F$$

$\dot{V} = 10,37 \text{ GPM}$ (Caudal de operación obtenido de la curva de flujo de la bomba incorporada para las condiciones actuales).

$$\dot{m} = \dot{V} * \rho = 74,46 \frac{lb}{min} = 4467,4 \frac{lb}{h}$$

Obteniendo los siguientes valores de disipación de calor en los intercambiadores.

Tabla 19. Calor Disipado por los Enfriadores.

Sistema	ΔT [°F]	Q [BTU/h]
SP2503A	15	28144,6
SP2503B	13	24393

Fuente: Autor.

Para las temperaturas dadas se obtuvieron valores de 28144,6 BTU/h y 24393 BTU/h para los sistemas SP2503A y SP2503B respectivamente, para el sistema SP2503C no fue posible evaluar la transferencia de calor debido a que estaba en falla, comparando los valores obtenidos del aumento de temperatura en el aceite atravesando los cojinetes podemos deducir que el enfriamiento realizado en el intercambiador de calor está disipando calor cerca al valor necesario para el caso del SP2503A, mientras que para el caso del SP2503B el intercambio de calor es más bajo, esta baja transferencia está relacionada con la ausencia del retrolavado como cuidado básico de este equipo. Ambos sistemas realizan su función parcialmente debido a que la temperatura del flujo de salida está por encima de lo

que exige la norma, no obstante este dato sigue permaneciendo dentro de los rangos admisibles de diseño.

6.4 RESUMEN EVALUACIÓN OPERACIONAL DEL SISTEMA DE LUBRICACIÓN

En general el sistema de lubricación del SP2503A/B/C presenta un buen desempeño, el cual es constatado por el comportamiento del equipo en campo cuando este opera dentro de los rangos de diseño. Es necesario enfatizar que todas estas variables presentan un comportamiento aleatorio según las condiciones de operación del sistema tales como la temperatura del aceite, las variaciones en la carga debido a efectos hidráulicos y las propiedades del aceite entre otros, es el caso de la alta temperatura en el sistema B, esto genera altas necesidades de flujo para mantener las presiones requeridas a la entrada de la chumacera, por lo que se requeriría aumentar las revoluciones de la turbina para aumentar el caudal entregado de la bomba incorporada, lo cual no es posible ya que la velocidad de este equipo está regulada por las condiciones del proceso.

Aunque algunos de los datos calculados fueron obtenidos bajo algunos supuestos, estos resultados sirven como estimaciones que se aproximan al comportamiento real de estas variables, y pueden ser utilizadas para determinar prácticamente algunas de las necesidades de lubricación de los cojinetes de este sistema de bombeo.

6.5 IDENTIFICACIÓN DE LAS NECESIDADES

Con el fin de mejorar las condiciones de la lubricación forzada del SP2503A/B/C optimizando su desempeño en base a los problemas y falencias encontradas, se plantearon las siguientes recomendaciones que mejorarían significativamente la confiabilidad del mismo y aumentarían la vida útil del equipo, algunas de las

actividades recomendadas para reducir el riesgo de la probabilidad de fallas están basadas en el cuadro FMEA (Failure Modes and Effects Analysis) de la norma API 614. (Anexo E). Otras de las recomendaciones planteadas están basadas en las falencias de mantenimiento básico del sistema, así como de la carencia de información sobre las necesidades de lubricación del equipo en los protocolos de puesta en marcha de la bomba.

6.5.1 Mirillas en las Líneas de Retorno de Aceite. El propósito de estas mirillas es la de brindar una comprobación visual del flujo de aceite a través del circuito de lubricación, lo cual nos permitiría identificar la existencia de taponamientos en las tuberías del sistema. Estas mirillas estarían ubicadas a las salidas de aceite de cada una de las chumaceras como lo muestra la figura 67.

Figura 67. Mirillas en las líneas de retorno de aceite.



Fuente: Autor.

6.5.2 Cambio del Micronaje de los filtros. Actualmente el grado de filtración usado en los filtros del sistema de lubricación es de 125 μ versus las 10 μ que establece la norma API 614, es recomendable aplicar las especificaciones de la norma ya que estas aumentan el grado de confiabilidad del sistema. Sin embargo este procedimiento ya se ha intentado realizar obteniendo una saturación de los cartuchos en corto tiempo aumentando el diferencial de presión de los filtros provocando un taponamiento inminente, esto se debe a la cantidad de impurezas contenidas en el aceite, o a la modificación de las propiedades del mismo debido a malas condiciones de lubricación, por ejemplo la temperatura excesiva del aceite, o el ingreso de humedad por mal almacenamiento del lubricante.

6.5.3 Cambio del Tipo de Aceite. Esta necesidad está enfocada a reducir las fugas de lubricante del sistema, cuyo evento ha sido reportado varias veces en el historial del equipo, estas fugas se deben básicamente a los problemas de planitud en las superficies de las tapas de las cajas de chumaceras, las cuales permiten escape de fluido debido a la falta de sello, también hay que tener en cuenta los efectos de la alta temperatura en la viscosidad del aceite, esto provoca que aumente la fluidez del mismo, permitiendo la filtración de lubricante a través de las deformaciones de los casquetes de la caja de chumaceras. Este problema es solucionado periódicamente usando una silicona sellante llamada Pegadit la cual sella las imperfecciones de planitud de la caja de chumaceras, aunque después de cierto tiempo este empieza a fugar de nuevo, consultando con los operadores del área, ellos manifestaron que cuando usaban lubricante mineral, en el equipo no se presentaba estas fugas tan grandes, pero desde que empezaron a usar el sintético las fugas se empezaron incrementar, generando una anomalía de lubricación, la presencia de esta fuga obliga la reposición de aceite en la consola consumiendo tiempo de los operadores y dinero en galones de aceite mineral Uconall 46 el cual es bastante costoso.

6.5.4 Implementación de una bomba auxiliar de lubricación. Esta necesidad de mejora se propone como solución para mitigar una de las causas latentes encontradas en el análisis causa raíz de la falla del sistema SP2503C, la implementación de una bomba auxiliar mitigaría en varios aspectos las falencias encontradas en el sistema de lubricación, más adelante se adentrara en detalle esta necesidad junto con los otros aspectos de mejora en la propuesta de rediseño del circuito lubricante.

6.5.5 Estandarización del sistema de lubricación. Consiste en normalizar el sistema de lubricación de los tres equipos que conforman el sistema de bombeo SP2503A/B/C, ya que durante la revisión de los tres sistemas se encontraron inconsistencias en cuanto al montaje de los elementos del sistema de lubricación tales como las válvulas de seguridad, y el arreglo del sistema de filtrado.

6.5.6 Modificaciones en el Protocolo de arranque. En primera instancia se tendría que modificar el protocolo de arranque del equipo, lo que consistiría en incluir los ítems necesarios que enfatizen, la lubricación manual de los cojinetes y el seguimiento continuo a las variables del proceso de lubricación, en caso de realizar las mejoras el diseño del sistema, se deberían de incluir los ítems que describan la puesta en marcha del equipo con las modificaciones propuestas, y de esta manera mejorar la comprensión del operador, teniendo un procedimiento estándar para el SP2503A/B/C.

6.6 PROPUESTA PARA EL REDISEÑO DEL SISTEMA

Implementar un sistema de lubricación auxiliar suministraría una protección adicional ante una posible falla por lubricación del equipo, este sistema constaría de los elementos que componen actualmente el circuito lubricante de las

chumaceras (enfriador, filtros, PI, tuberías etc.), más los elementos necesarios para satisfacer las necesidades encontradas, como es el caso de la bomba auxiliar que operaría independiente de las revoluciones del eje principal de la bomba, junto con sus instrumentos de seguridad y control (ver figura 66 y 67). La bomba debe ser una bomba de desplazamiento positivo tipo engranaje como lo sugiere la norma, la cual debe suministrar el caudal de flujo necesario para garantizar condiciones de película hidrodinámica, también debe incluir su propia válvula de alivio de presión que funcionaría para proteger la bomba contra las sobrepresiones del sistema. Este sistema operaría durante las arrancadas del equipo para brindar confiabilidad ante la baja presión de lubricación debido a las bajas rpm de la bomba incorporada del equipo, también serviría como protección adicional activándose ante cualquier anomalía de lubricación.

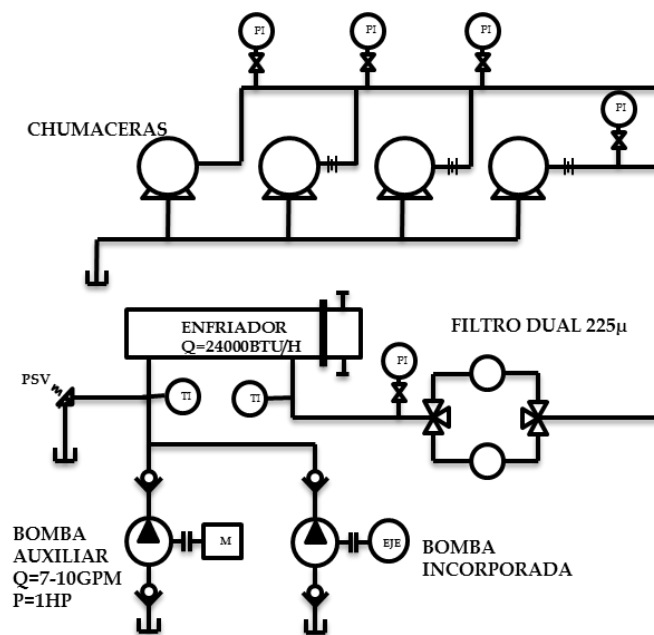
6.7 DISEÑO CONCEPTUAL

Es necesario resaltar que el diseño realizado en este proyecto solo se encargara de aspectos mecánicos, es decir el sistema de control de la lubricación no será tomado en cuenta, sin embargo se explicara la lógica de la protección del sistema de manera breve. La siguiente figura esquematiza el diseño propuesto para modificar el sistema de lubricación centralizado del SP2503A/B/C.

6.7.1 Sistema de bombeo auxiliar. Este sistema consiste básicamente en la implementación de una bomba auxiliar junto con las tuberías necesarias de succión y descarga desde el tanque hacia la línea de entrada de aceite al enfriador del circuito actual, según la norma API 614 los tipos de bombas comúnmente utilizados en sistemas de lubricación forzada son las de desplazamiento positivo tipo tornillo o tipo engranajes. El objetivo de esta bomba es brindar una protección adicional ante las caídas de presión de lubricación, normalmente estas bombas son verticales y están sumergidas dentro del reservorio del lubricante, de esta

manera se resuelven los problemas de cebado de la misma, ya que las cavidades internas de la bomba están siempre cargadas con lubricante, anexo a la instalación de esta bomba, se tendrá que agregar los elementos que garanticen el buen funcionamiento de la misma, tales como válvulas de alivios, cheques, indicadores de presión y la instrumentación de control necesaria (Selector y switch de presión). El proceso realizado para la selección de la bomba será presentado más adelante, pero antes es necesario realizar el cálculo de los requerimientos de lubricación.

Figura 68. Esquema Hidráulico Sistema de Lubricación bajo el Estándar de Ecopetrol S.A.

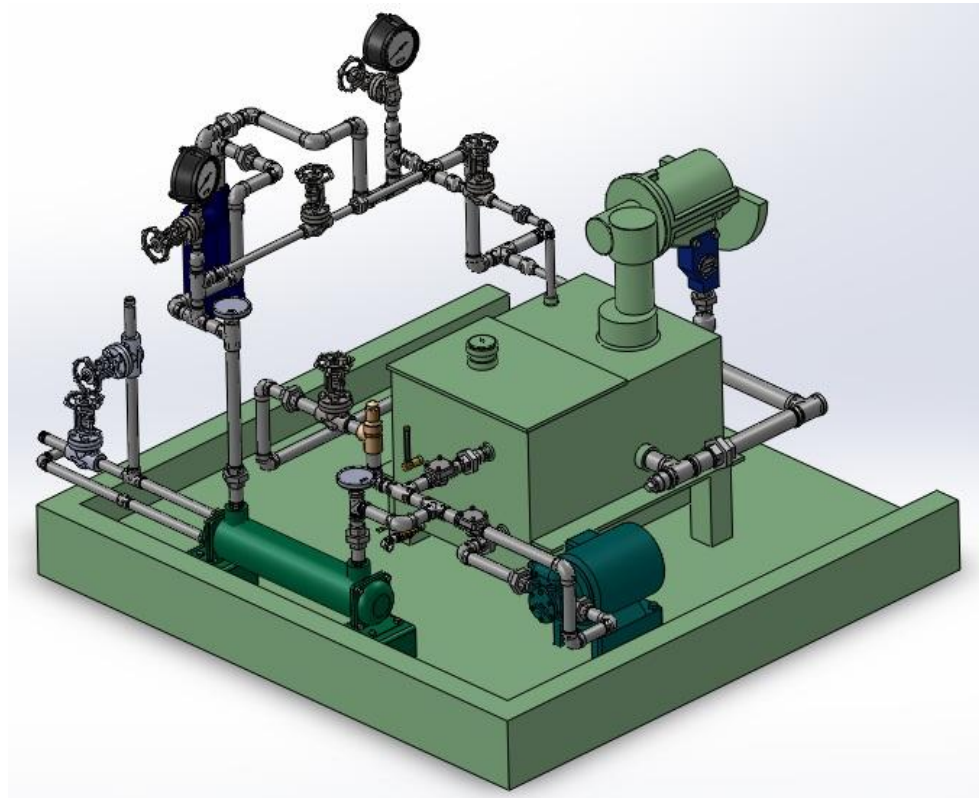


Fuente: Autor.

6.7.1.1 Selección de la bomba. Para seleccionar la bomba auxiliar de lubricación se utilizaron los criterios de selección de la norma API 614, los cuales enuncian lo siguiente:

- Debe ser seleccionada para entregar la capacidad de flujo requerida cuando el aceite bombeado está a la mayor temperatura y menor viscosidad.
- Cada bomba (principal y auxiliar) debe entregar un flujo 20% por arriba del flujo normal requerido por el equipo.
- Las bombas de desplazamiento positivo deben ser capaces de entregar toda la capacidad de flujo establecido de manera continua, esto se debe lograr asegurando que el set de presión de la válvula de alivio no exceda 90% del diferencial de presión dado por el fabricante de la bomba para una operación a mínima viscosidad.

Figura 69. Diseño Conceptual Propuesta de Mejora del Sistema de Lubricación.



Fuente: Autor.

6.7.1.2 Criterios de Diseño. Adoptando los criterios de la norma y las especificaciones de lubricación del fabricante de la bomba y la turbina, los requerimientos de selección para la bomba auxiliar de lubricación son los siguientes.

- Bomba de Desplazamiento Positivo tipo engranajes.
- Flujo requerido: 7.5 - 10 GPM (20% mayor que el flujo necesario de bombeo). Este flujo es obtenido a partir del cálculo del caudal de aceite necesario para los cojinetes.
- Viscosidad del Fluido: 10 cSt (55 SSU)- 51 cSt (240 SSU) Aceite ISO 46.
- Presión de descarga: 65 psi (25% mayor que la presión máxima del sistema). Esta presión se obtiene del cálculo estimando las pérdidas de presión en el circuito lubricante desde la descarga de la bomba hasta los cojinetes, los datos de las pérdidas de presión están representados en la siguiente tabla.

Tabla 20. Caídas de presión en el circuito de lubricación.

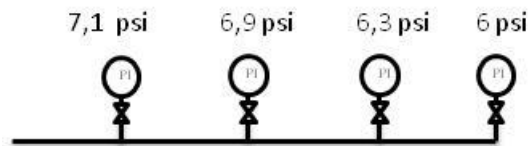
Perdidas de Presión	
Elemento	ΔP [psi]
Cheque	1,2
Enfriador	15
Filtros	20
Cojinetes	10,1
Accesorios	4,3
Total	50,6

Fuente: Autor.

Los cálculos de los accesorios fueron obtenidos usando la longitud equivalente de tuberías en pies, y la caída de presión fue calculada para un valor de 0.1 psi por tramo de tuberías obtenida de cartas de pérdidas por fricción en tuberías para un Schedule 80*, diámetro nominal de 1in, viscosidad de 250SSU, y flujo de 10 GPM, obteniendo una caída de presión total de 50,6 psi.

Para obtener la caída de presión de los cojinetes se escogió como presión mínima 9 psi en la chumacera lado empuje de la turbina (ultima del circuito ver figura 70), a partir de los datos de presión en cada una de las entradas de las chumaceras, tenemos que la caída de presión a través de cada una de las entradas de aceite a las chumaceras es de 1.1 psi, para que la presión en la última chumacera este en 9 psi, la presión de la primera debe ser de 10.1 psi.

Figura 70. Caídas de presión a lo largo de las entradas de las chumaceras.



Fuente: Autor.

➤ Potencia del Motor: la potencia se calculó de la siguiente manera:

$$Pot[Hp] = \frac{PQ}{1714\eta} \quad [16]$$

Dónde:

$P = 65 [psi]$, *presion de trabajo*

* Estándar que define el espesor de pared de la tubería.

$Q = 10$ [GPM] *Flujo requerido*

$\eta = 0.8$ *Eficiencia de la bomba valor practico*

Con los datos anteriores obtenemos una potencia necesaria de 0,47 [HP].

6.7.1.3 Alternativas de bombas de lubricación. Para proceder con la selección de la bomba tendremos que evaluar las alternativas de tipos de bombas usadas para sistemas de lubricación forzada, dentro de las alternativas disponibles tenemos.

➤ Bomba vertical sumergible: El motor de esta bomba estaría ubicado sobre el tanque de aceite y la bomba sumergida dentro del mismo, para lo cual tendríamos que realizar modificaciones en la tapa superior del tanque para adecuar el montaje de la bomba.

➤ Bomba horizontal externa: Esta bomba estaría ubicada sobre la placa base del sistema, la línea de succión saldría del tanque hacia esta, y su descarga se conectaría en la entrada del enfriador, sobre esta línea se debe ubicar un cheque antirretorno para que no haya flujo de aceite cuando opere la bomba incorporada, para aplicar esta alternativa hay que fabricar el soporte de la bomba auxiliar sobre la placa base, y agregar las líneas de succión y de descarga hacia el sistema para lo cual ya existen las facilidades en las líneas lo cual hace una alternativa versátil para utilizar.

Para escoger cuál de las alternativas de bombas auxiliares es la más adecuada evaluaremos cada una de las ventajas de estos equipos en base a los siguientes parámetros.

- Mantenibilidad
- Facilidad para instalar

➤ Disponibilidad de espacio

Para evaluar estos criterios se utilizó la tabla 21, Analizando las alternativas disponibles obtenemos que el tipo de bomba más adecuado para utilizar en este rediseño sea una bomba externa ubicada horizontalmente.

Revisando los catálogos de la industria para bombas de engranajes encontramos fabricantes como Viking Pumps, Rexroth, Parker e Hydral entre otros, los cuales son líderes del mercado en bombas de desplazamiento positivo tipo engranajes, en el Anexo F citaremos la selección de una bomba fabricada por Viking Pumps quien nos ofrece soluciones bastante prácticas para requerimientos de lubricación.

Tabla 21. Criterios de selección alternativas de bombas de lubricación.

Criterio	Bomba vertical sumergida	Bomba horizontal externa
Mantenibilidad	Difícil mantenimiento ya que hay que destapar el tanque para poder acceder a ella.	Fácil mantenimiento ya que la ubicación externa de la bomba permite un mejor acceso a ella para desmontarla y montarla
Facilidad para instalar	Complicada, hay que modificar el diseño del tanque de aceite.	Accesible, solo hay que fabricar el soporte de la bomba sobre la placa base, y conectar las líneas de la bomba hacia el sistema de lubricación, para lo cual ya existen las facilidades.
Disponibilidad de espacio	Limitado espacio dentro del tanque debido a que la bomba incorporada también se encuentra dentro del tanque.	Suficiente espacio disponible sobre la placa base.

Fuente: Autor

Consultando candidatos de bombas para el sistema auxiliar de lubricación en el inventario de la bodega de materiales de Ecopetrol a través de Ellipse, encontramos una bomba que cumple con los requerimientos de operación necesarios para el sistema de lubricación, aunque el costo es bastante elevado en comparación con otras alternativas del mercado. La información de este equipo es suministrada en la siguiente tabla.

Tabla 22. Información bomba de lubricación.

DESCRIPCIÓN	PRECIO	MIMS
PUMP, LUBRICANT TRANSFER, BOMBA DE ENGRANAJES INTERNO Y EXTERNO, CON SELLO MECÁNICO, MARCA HYDRAL, FLUJO 10 GPM, MAX PRESSURE: 100 PSI	12.350.000,00	4153508
MOTOR, ALTERNATING CURRENT, MOTOR SIEMENS, CLASE 1, 2 HP, 1750 RPM, 220/440 VOL, ANTIEXPLOSION, DIVISION 2.	1.425.000,00	4153474

Fuente: Base de datos Ellipse.

6.7.1.4 Tuberías de Succión y descarga de la bomba. Estas líneas consistirían en tuberías de acero al carbón Schedule 80 de 1in de diámetro nominal, debido a que los puertos de la bomba seleccionada son de 1 in no es necesario instalar reducciones de diámetro en las líneas, además el tanque actual de aceite posee facilidades para instalar la tubería de succión de la bomba, en la conexión de esta línea con el tanque debe instalarse un filtro para proteger la bomba de la entrada de posibles sólidos a sus engranes, en la descarga de la bomba se debe instalar un cheque anti retorno para evitar el flujo de aceite en sentido contrario debido a la operación de la bomba incorporada, en general el arreglo propuesto de las líneas es el esquematizado en la figura 69.

6.7.1.5 Switch de presión para el control de la bomba. Como se explicó inicialmente la bomba de lubricación auxiliar solo operaría durante las arrancadas del sistema de bombeo y ante un evento de baja presión de lubricación, esto se hace con el objetivo de evitar una falla en los cojinetes. Durante la arrancada este sistema debe ser accionado manualmente mientras la bomba incorporada aumenta presión a medida que suben las revoluciones de la turbina, esto se realiza posicionando el switch del selector en manual (ver figura 71), durante la operación normal del equipo el selector debe estar en automático operando a merced de las señales de control de la casilla en el centro de control de motores.

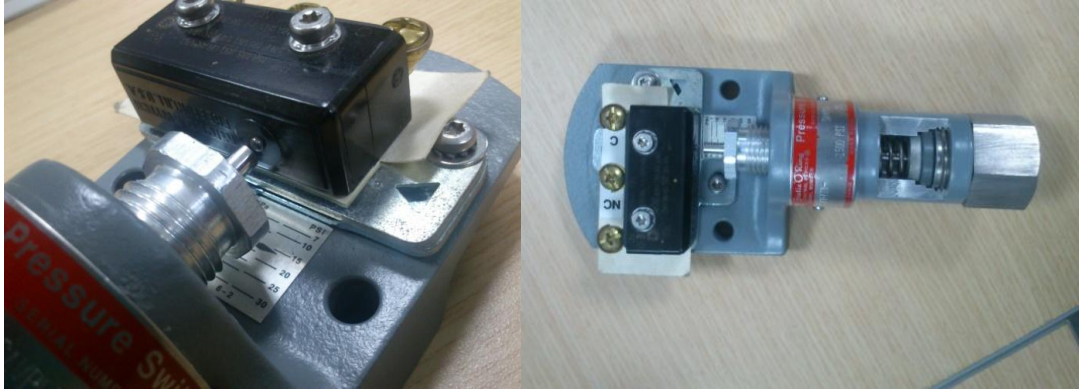
La implementación de un switch de presión (figura 72) constaría de la conexión de un circuito hacia el cuarto de gabinetes del DCS a través de una caja de paso (Junction Box), este switch estaría seteado en 6,5 psi o un valor menor, de manera que una vez la presión este por debajo de este valor el circuito se cerraría enviando una señal hacia las tarjetas de entradas digitales en el DCS, seguidamente se genera la orden de arranque a través de la tarjeta de salida que envía una señal hacia la casilla eléctrica que gobierna la operación del motor de la bomba (ver figura 73).

Figura 71. Selector para el arranque de la bomba incorporada



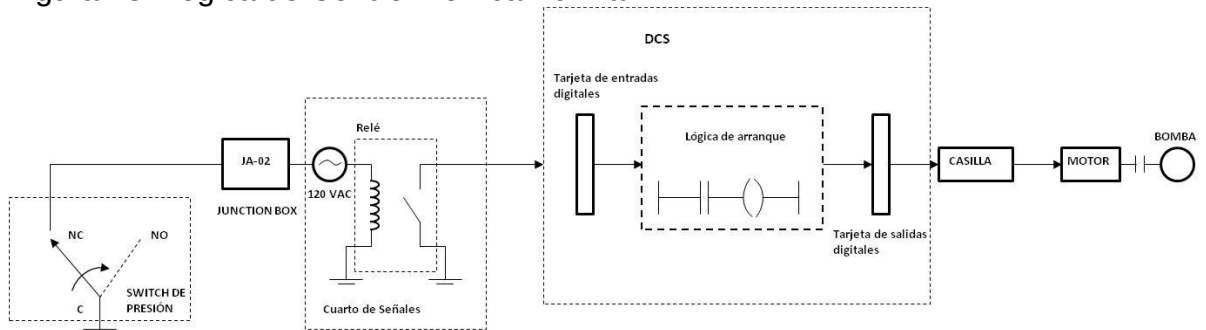
Fuente: Autor.

Figura 72. Switch de Presión de 7-30 psi.



Fuente: Autor.

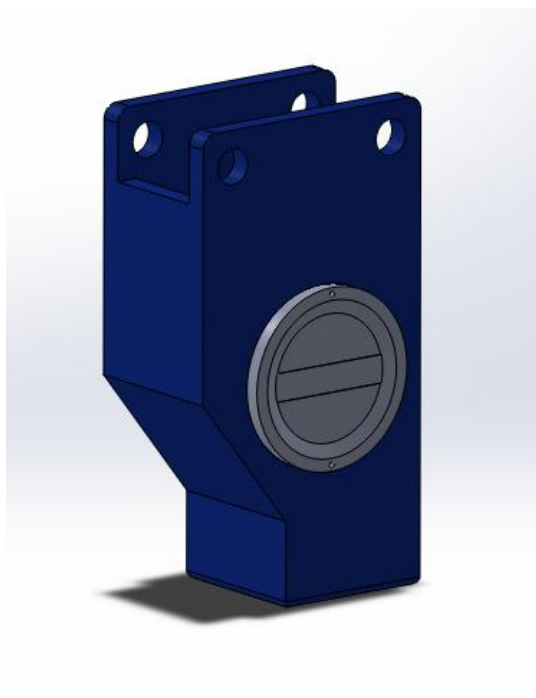
Figura 73. Lógica de Control Bomba Auxiliar.



Fuente: Autor con la asesoría Ingeniero de Confiabilidad de Equipo Electrónico.

6.7.2 Diseño de las mirillas en la línea de retorno. Para el caso de las mirillas en las líneas de retorno de aceite este consistiría en un arreglo metálico ajustado en las salidas de aceite de las cajas de chumaceras, el cual sería construido por los metalistas de la cuadrilla de mantenimiento de acuerdo al esquema presentado a continuación, sobre dos de las caras estarían ubicados dos visores ojos de buey de plexiglás el cual es un buen material para el aceite.

Figura 74. Mirillas de Aceite en los Retornos del Sistema de Lubricación.



Fuente: Autor.

7. ESTUDIO DE FACTIBILIDAD

Este es un estudio realizado para determinar si es viable la implementación de las mejoras propuestas anteriormente, este estudio consta de un análisis desarrollado a través de tres aspectos, factibilidad operacional, técnica y financiera, los cuales determinaran si este proyecto es justificable o no, el entregable final de este análisis preliminar de factibilidad es el formato ECP-DHS-F-177*, el cual resume la alternativa planteada, objetivos, análisis de riesgos y el cálculo final del factor J. A continuación se expone el análisis de factibilidad para la implementación de una mejora en el sistema de lubricación del SP2503A/B/C.

7.1 FACTIBILIDAD OPERACIONAL

Operacionalmente la implementación de esta mejora no presenta mayores inconvenientes, por el contrario, esta idea proporciona algunos beneficios porque elimina los riesgos asociados al procedimiento de arranque del sistema de bombeo (Necesidad de la lubricación manual de los cojinetes), esto se debe a que la bomba auxiliar del sistema operaria durante las arrancadas de la máquina y esta no depende de las revoluciones del equipo principal (Desventaja de la bomba incorporada de lubricación).

Además la incorporación de un switch de presión para el control del arranque de la bomba auxiliar, desprendería la necesidad de que el operador intervenga ante una deficiencia de flujo de la bomba incorporada. El uso de este sistema no representa mayores cambios en el procedimiento de operación del equipo, ya que existen dispositivos con características similares implementados en otras máquinas de

* Formato de Análisis de Factibilidad para controles de cambio establecido por Ecopetrol S.A.

bombeo, lo cual no representa la incorporación de nuevas tecnologías que requieran capacitar al personal de operaciones.

7.2 FACTIBILIDAD TÉCNICA

Técnicamente para la implementación del sistema se requieren los alcances tratados a continuación.

7.2.1 Facilidades para Tubería en el Sistema de Lubricación Actual. Las cuales están disponibles tanto en el tanque de aceite, como en la conexión “T” ubicada a la entrada de aceite del enfriador (ver figura 75), ambas facilidades son de 1 in de diámetro nominal.

Figura 75. Facilidades en el sistema actual de lubricación.



Fuente: Autor.

7.2.2 Disponibilidad de Potencia Eléctrica. Actualmente no existen fuentes de potencia eléctrica en el sitio donde están ubicados los equipos del sistema de

bombeo SP2503A/B/C, motivo por el cual se planteó la propuesta de tomar los puntos de fuente energética de otros motores de bombas que estén en desuso en la planta. Realizando una revisión en campo de los motores de bombas fuera de servicio se encontraron los equipos MP2812A/B/C, MP2515A/B, de las cuales solo se necesita la MP2812AC, mientras que las otras no son necesarios para la operación ACTUAL de la planta, y cuyos tags se encuentran deshabilitados (Ver figura 77, 78, 79 y 80). Esta alternativa de bombeo se revisó en conjunto con el ingeniero de confiabilidad de equipo eléctrico asignado a las unidades del departamento, quien confirmo la existencias de casillas disponibles en el centro de control de motores* (CCM) para la conexión de los motores eléctricos (ver figuras 81, 82, 83), donde solo sería necesario conectar los arrancadores de los motores de las bombas a implementar en el CCM y conectarlos con las nuevas bombas a través del cableado disponible de los motores fuera de servicio del bloque I del área de Balance. Anexo a esto también es necesario realizar el respectivo control de cambios para la utilización de las fuentes de potencia eléctrica que vayan a ser utilizados.

Figura 76. Bombas MP2812A/B y MP2513A/B



Fuente: Autor.

* Tablero general donde se encuentran ubicados todos los arrancadores de los motores eléctricos de la planta.

Figura 77. Tag Deshabilitado Bomba MP2515A en Ellipse.

Equipment Register

Equipment: Edit View Tools Help

Equipment Number: SP2515A SISTEMA DE PURGA: (PRODUCTO)

Extended Desc (GPM)GPM; NPSHR: FT; DESC: PSIG

General Gen (Misc) Costing Tracing Classifications Location Reference Codes

Name Code: BOMBA <SERVICIO> ; <PRODUCTO>

Plant Number: Plant Details

Type: Disposal Details

Class: B0 EQUIPO DE BOMBEO

Status: FS FUERA DE SERVICIO

Equip. Location: RF3 DPTO DE REFINACION DE FONDOS Nameplate

Owner Dstrot: GCB GCB -GERENCIA REFINERÍA B/BERMEJA **PROD

Equip Grp Id: B07 BOMBEO CON MBDP/EME/ECBT

☐ Active ☐ RCM Analysis ☐ Permit Required Sw

Colloquial Names Alternate References

Fuente: Tomado del Software Ellipse.

Figura 78. Tag Deshabilitado Bomba MP2515B en Ellipse.

Equipment Register

Equipment: Edit View Tools Help

Equipment Number: SP2515B SISTEMA DE PURGA: (PRODUCTO)

Extended Desc (GPM)GPM; NPSHR: FT; DESC: PSIG

General Gen (Misc) Costing Tracing Classifications Location Reference Codes

Name Code: BOMBA <SERVICIO> ; <PRODUCTO>

Plant Number: Plant Details

Type: Disposal Details

Class: B0 EQUIPO DE BOMBEO

Status: FS FUERA DE SERVICIO

Equip. Location: RF3 DPTO DE REFINACION DE FONDOS Nameplate

Owner Dstrot: GCB GCB -GERENCIA REFINERÍA B/BERMEJA **PROD

Equip Grp Id: B07 BOMBEO CON MBDP/EME/ECBT

☐ Active ☐ RCM Analysis ☐ Permit Required Sw

Colloquial Names Alternate References

Fuente: Tomado del Software Ellipse.

Figura 79. Tag Deshabilitado Bomba MP2812A en Ellipse.

The screenshot shows the 'Equipment Register' window for equipment SP2812A. The 'General' tab is selected. The 'Name Code' is 'BOMBA', 'Type' is 'MROE', 'Class' is 'BO', and 'Status' is 'FS'. The 'Equip. Location' is 'RF3' and 'Owner Dstct' is 'GCB'. The 'Equip. Grp Id' is 'B07'. The 'Active' checkbox is circled in red, indicating it is unchecked. Other fields include 'ANTICOQUE: QUIMICOS', 'Extended Desc: (GPM)GPM; NPSHR: FT; DESC: PSIG', and 'BOMBEO CON MBDP/EME/ECBT'.

Fuente: Tomado del Software Ellipse.

Figura 80. Tag Deshabilitado Bomba MP2812B en Ellipse.

The screenshot shows the 'Equipment Register' window for equipment SP2812B. The 'General' tab is selected. The 'Name Code' is 'BOMBA', 'Type' is 'MROE', 'Class' is 'BO', and 'Status' is 'FS'. The 'Equip. Location' is 'RF3' and 'Owner Dstct' is 'GCB'. The 'Equip. Grp Id' is 'B07'. The 'Active' checkbox is circled in red, indicating it is unchecked. Other fields include 'ANTICOQUE: QUIMICOS', 'Extended Desc: (GPM)GPM; NPSHR: FT; DESC: PSIG', and 'BOMBEO CON MBDP/EME/ECBT'.

Fuente: Tomado del Software Ellipse.

Figura 81. Casilla 2A Disponible en el Panel MCC 2-1.

MCC 2-1 480V 60Hz				
CUTLER RAMBER	1	2	3	4
A MP 2881A	A P 2672B	A LIBRE	A P 2514A	A BC 2501
B MP 2882A	B MP 2527	B P 2505A	B MP 2508	B VALVULA AUTOMATICA
LIBRE	C P 2610C	C MP 2525	C P 2513A	C VALVULA AUTOMATICA
D MP 2884A	D P 2529A	D P 2511A	D UC2612B	D P 2671A
E MP 2885	E P 2506A	E UC2655A	E P 2512B	E P 2671A
F LIBRE	F P 2507A	F INCOMING	F P 2512B	F P 2628A
G LIBRE	G P 2502A			G P 2627A
				H LIBRE

Fuente: Archivo de Ingeniero de Confiabilidad de Equipo Eléctrico.

Figura 82. Casilla 2A Disponible en el Panel MCC2-2.

MCC 2-2 480V 60Hz				
1	2	3	4	
A P 2509A	A LIBRE	A P 2515	A BC 2811C	
B P 2515B	B P 2501A	B P 2501A,B,C BONICAB	B MP 2811H	
C LIBRE	C UC 2511A	C MOTOR No 1 VAPOR HIDRAULICO C 2501	C MP 2820A	
D MP 2502A	D UC 2511B	D BL 2511C	D LIBRE	
E MP 2505A	E INCOMING	E MP 2504A		
		F C 2501 DESARMATELADO		

Fuente: Archivo de Ingeniero de Confiabilidad de Equipo Eléctrico.

MCC 2-3 480V 60Hz			
1	2	3	4
A P 2654A	A LIBRE	A MP 2651	A P 2651
B P 2654B	B	B P 2661	B P 2652
C P 2651B	P 2655A	C P 2662A	C BC 2653
D P 2651	C P 2662A	D P 2615A	D BC 2655
E P 2660B	D P 2665	E P 2672A	E P 2614B
F P 2673B	E BC 2660B	F P 2652A	F P 2653B
G P 2656A	F INCOMING	G C 2653A	G P 2674
			H P 2675C
			I C 2671
			J LIBRE

Adicional a esto se requiere realizar la acometida eléctrica necesaria para llevar el cableado de los motores disponibles hasta la zona de las SP2503A/B/C. El trazado propuesto para la acometida eléctrica se realizó en los planos de vista en planta del bloque I y están agregados en el Anexo G de este proyecto. La ruta por donde se instalaría la tubería del cableado eléctrico partiría desde la toma disponible, subiría a través de la columna más cercana, y seguiría horizontalmente a través de la viga principal del pasillo del bloque I hasta cada una de las columnas adyacentes a las bombas SP2503A/B/C.

161

relativamente más costoso comparado con la alternativa anterior, presupuestándose el proyecto en más de 230'000.000 de pesos, además la construcción de este banco requeriría bastante tiempo y tendría que ser realizado a través de un proyecto con todas las implicaciones necesarias, como lo es la necesidad de ejecutarse durante una parada de planta.

Finalmente a partir de las propuestas planteadas para solucionar las necesidades de conexión eléctrico de las bombas del sistema, se puede determinar que por la parte eléctrica es viable implementar este rediseño.

7.2.3 Disponibilidad de Conexiones para el Switch de Presión. Como se mencionó anteriormente, el switch de presión es el dispositivo que generaría la señal para arrancar la bomba de lubricación auxiliar ante una baja presión de lubricación en la caja de chumaceras lado acople de la turbina. adicionar un switch para este control necesitaría de una toma de la presión del aceite de lubricación, esta puede ser realizada a través de una derivación por medio de una “T” desde el tubing* de toma de presión de los switchs de cortes y de alarma por baja presión de lubricación que existen actualmente en el equipo (ver figura 84), como complemento a esto se necesitaría realizar un vínculo hacia la caja de conexiones JA-02 (ver figura 85 y 86, en el Anexo G se presenta la ubicación de esta caja) la cual brindaría una unión desde el switch hacia el gabinete de señales en el cuarto de control.

* Tubería delgada de acero inoxidable de aproximadamente $\frac{1}{4}$ in de diámetro nominal la cual es bastante flexible, brindando una gran ventaja en los montajes.

Figura 84. Switchs de Presión en el SP2503A/B/C.



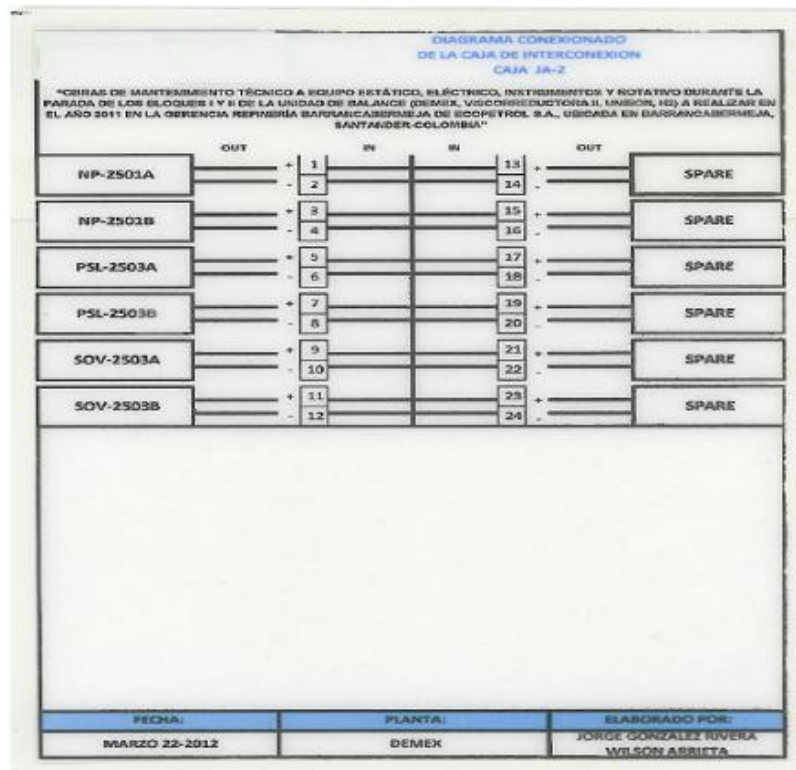
Fuente: Autor.

Figura 85. Caja de Conexiones JA-02.



Fuente: Autor.

Figura 86. Diagrama de Conexionado Caja de Conexiones JA-02.



Fuente: Archivo Ingeniero de Confiabilidad de Equipo Electrónico.

7.3 FACTIBILIDAD FINANCIERA

El desarrollo del estudio de factibilidad financiera para la implementación de un rediseño en el sistema de lubricación del SP2503A/B/C comprende la realización de un análisis de riesgos, una estimación de costos y la cuantificación del factor J que los relaciona.

7.3.1 análisis de riesgos. Básicamente el análisis consiste en definir los riesgos y su impacto al implementarse, o no, la mejora de diseño proyectada al sistema de lubricación. Estos riesgos fueron definidos a través de la experiencia de los operadores de la planta junto con la del ingeniero de confiabilidad asignado al

departamento (los impactos de los riesgos fueron obtenidos por medio de la matriz RAM).

7.3.1.1 Riesgos de No Implementar.

- Afectación de la operación normal de la unidad por baja disponibilidad del sistema de bombeo SP2503A/B/C reduciendo la carga de DEMEX.
- Alto costo de recuperación y mantenimiento futuro de los elementos del equipo como los cojinetes, sellos y el eje debido a la magnitud de un daño por falta de lubricación.
- Afectaciones al ambiente, a personas y a los activos de la planta debido a una posible fuga de solvente que ocasionaría un incendio.

7.3.1.2 Riesgos de Implementar.

- Falla de montaje del sistema auxiliar de lubricación debido a problemas dimensionales.
- Falla prematura por baja calidad o efectos adversos en las propiedades de los materiales los cuales no fueron seleccionados adecuadamente.

En el Anexo H se adjunta el formato que describe cada uno de los riesgos, junto con su valoración RAM, causas y planes de mitigación como lo exige el formato ECP-DPY-F-008* de Ecopetrol S.A. para la evaluación cualitativa de riesgos.

* Formato de Análisis de Riesgos exigido por Ecopetrol S.A.

7.3.2 Análisis Financiero. Este análisis está compuesto por una estimación de los costos necesarios para implementar esta propuesta, junto con la cuantificación numérica de los riesgos explicados anteriormente, los cuales son comparados a través de la relación beneficio-costos la cual determinara si es justificable o no la inversión para mejorar el sistema de lubricación del SP2503A/B/C.

7.3.2.1 Estimación de Costos. La estimación de costos se refiere a la cantidad de dinero que se necesita para realizar la mejora. Dentro de este valor básicamente tenemos el costo de los materiales y el costo de la mano de obra necesaria para la instalación de las mejoras.

7.3.2.2 Costos Materiales. La estimación de costos se realizó utilizando los datos de costos especificados en el software Ellipse, con la asesoría de los ingenieros de las diferentes áreas involucradas en la propuesta de implementación del sistema de lubricación auxiliar. Para los costos de la bomba de engranajes internos se pidió una cotización al fabricante Viking Pumps para la bomba seleccionada, en el Anexo F quien suministro el precio mostrado en la tabla.

7.3.2.3 Costos de Mano de Obra. Se estima que el montaje de los componentes del sistema de lubricación auxiliar se realice en aproximadamente 56 horas, el costo de cada hora se extrajo de la información de costos de horas hombre estimados en las ordenes de trabajo más recientes del software Ellipse de las diferentes especialidades, además estas tarifas variables, pero el dato suministrado puede ser usado para estimaciones (ver tabla 24). Cabe resaltar que el trabajo que requiere mayor tiempo es la realización del cableado de la potencia eléctrica de los motores de las bombas, por esta razón la especialidad que requiere más tiempo es la eléctrica.

Tabla 23. Costos por Materiales.

DESCRIPCIÓN	PRECIO UNITARIO	CANTIDAD	PRECIO
VALVE, CHECK, SIZE:1 IN, CLASS:800, ASTM A182 GR.F5	262.749,00	1	\$ 262.749,00
ELBOW, PIPE SIZE:1 IN, ANGLE:90, ASTM A182 GR.F5	37.550,65	4	\$ 150.202,60
UNION, PIPE SIZE:1 IN, CLASS:3000, TYPE: UNIVERSAL	59.152,50	3	\$ 177.457,50
STRAINER, SUCTION FOR OIL PUMP	172.800,00	1	\$ 172.800,00
BOMBA DE ENGRANAJES INTERNO Y EXTERNO,	3'865.000,00	1	\$ 3'865.000,00
SELECTOR SWITCH,THREE POSIT. TWO CIRCUIT	671.295,00	1	\$ 671.295,00
TUBERÍA CONDUIT GALVANIZADA, RÍGIDA SIZE: 1" (3 metros)	39.210,00	17 (51 m)	\$ 666.570,00
GAVETA TIPO ARRANCADOR DIRECTO HASTA 10HP. MARCA SIEMENS	9'353.200,00	1	\$ 9.353.200,00
CABLE POTENCIA THWN-2 90°C 600V TC SR CALIBRE 3x12 (5 metros)	11.219,00	10,2 (51m)	\$ 114.433,00
SWITCH, PRESSURE , TYPE: STANDARD , RANGE:2 - 25 PSI	1'000.000,00	1	\$ 1.000.000,00
CABLEADO, TUBERÍA GALVANIZADA Y ACCESORIOS	3'000.000,00	N.A	\$ 3.000.000,00
Total			\$ 19.433.707,10

Fuente: Autor.

Tabla 24. Costos Mano de Obra.

MANO DE OBRA	COSTO HH [\$]	Tiempo [H]	Costo Mano de obra [\$]
Mecánicos	43361	8	\$ 346.888,00
Metalistas	42376	24	\$ 1.017.024,00
Instrumentistas	44585	16	\$ 713.360,00
Electricistas	42480	56	\$ 2.378.880,00
		Total	\$ 4.456.152,00

Fuente: Autor.

Finalmente el valor total de la inversión necesaria para mejorar la lubricación del SP2503A/B/C equivale a la suma de la estimación de los costos por mano de obra y por materiales, lo cual equivale a un valor de 23'889.859,00 pesos.

7.3.2.4 Cuantificación de los Riesgos. Para cuantificar el valor de los riesgos analizados anteriormente, se seleccionó el de mayor impacto, el cual es el que obtuvo la mayor valoración RAM en el planteamiento realizado.

➤ **Cuantificación de los Riesgos de no implementar.** Dentro de los riesgos de no implementar la propuesta de rediseño del sistema de lubricación, se seleccionó el riesgo de los altos costos de mantenimiento del equipo. aunque todos tenían el mismo impacto según la matriz RAM, este riesgo es el que tiene mayor probabilidad debido a los eventos de falla ocurridos en el sistema de bombeo.

La cuantificación de este riesgo es equivalente al costo de mantenimiento por la reparación del equipo el cual se estima como 90'000.000 de pesos por costos de materiales y mano de obra, ya que la bomba tarda aproximadamente un mes en el taller, y los materiales que por lo general requieren reemplazos son los sellos mecánicos, las chumaceras de la bomba y el eje. Esto contando solo con la reparación de la bomba, debido a que la turbina no tuvo mayor afectación ante los eventos de falla por lubricación, porque esta posee anillos de salpique, los cuales brindan una película de lubricante por tiempo limitado.

➤ **Cuantificación de los riesgos de implementar.** Dentro de los riesgos de implementar este sistema el de mayor impacto es la necesidad de un reproceso para corregir posibles problemas de mala instalación o baja calidad de los materiales. Para cuantificar este riesgo se siguió el criterio del ingeniero de confiabilidad de equipo rotativo, quien sugirió estimarlo como un 20% del costo de la inversión, lo que equivale a 4'777.971,80 pesos.

7.3.2.5 Relación Beneficio/Costo. Por último el cálculo de la relación beneficio costo, realizado con los siguientes datos:

$R_1 = 90'000.000$ Riesgos de no implementar

$R_2 = 4'777.971$ Riesgos de implementar

$Inv = 23'889.859$ Costos de la inversión

$$J = \frac{R_1 - R_2}{Inv} = 3,56$$

El factor de la relación beneficio costo dio un valor de 3,56 el cual es mayor que 1 lo que significa que la inversión es justificable ya que se puede obtener beneficios de esta.

7.3.3 Formato de Factibilidad Ecopetrol ECP-DHS-F-177. Finalmente para dar continuidad a la implementación de esta mejora se debe diligenciar el formato ECP-DHS-F-177 de Ecopetrol llamado análisis de factibilidad para control de cambios de planta, el cual es adjuntado en el Anexo I.

7.3.4 Consideraciones Generales.

- Es necesario ajustar los procedimientos operativos y de mantenimiento del equipo para la operación con el sistema de lubricación auxiliar propuesto.
- Se debe anexar toda la información obtenida en el manual del equipo, con el fin de tenerla disponible para trabajos futuros y a su vez estandarizar el sistema de lubricación del SP2503A/B/C.

- Se requiere realizar e incluir en alcances de parada de planta y protocolos de reparación, la respectiva prueba de función instrumentada (IPF) para asegurar el funcionamiento del control de la bomba auxiliar de lubricación.
- Es necesario realizar el proceso de control de cambios requerido teniendo en cuenta todas las especialidades (alcances y modificaciones) hasta el punto de actualización de registro y revisión de construcción.

8. PROTOCOLOS DE OPERACIÓN Y PLAN DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO MAESTRO

Con el objetivo de estandarizar la operación del sistema de bombeo SP2503A/B/C se propondrá los protocolos de metodológicos de operación expuestos a continuación, A su vez también se formula un plan de mantenimiento preventivo que se encargará de evitar la posibilidad de presencias de anomalías en la operación de este equipo.

8.1 PROTOCOLO PUESTA EN SERVICIO SP2503A/B/C.

El protocolo de puesta en marcha del sistema de bombeo de solvente a alta presión de la planta DEMEX, fue modificado en base a los resultados de este estudio de reingeniería, el cual propuso una mejora en el diseño del sistema de lubricación de los cojinetes de las máquinas que lo componen, las modificaciones en este protocolo básicamente consisten en la inclusión de los ítems necesarios para el correcto desempeño con las modificaciones propuestas, más las tareas estándar de entrada en operación del sistema, tales como el calentamiento de la turbina, drenaje de fluidos, monitoreo de variables entre otros. El procedimiento de operación del sistema de bombeo SP2503A/B/C desarrollado consta de cinco procedimientos, preparación de la máquina, alineamiento de servicios, inicio de operación, ajuste de condiciones y salida de servicio, los cuales fueron perfeccionados con el soporte de los operadores de la planta DEMEX, en conjunto con el supervisor de entrenamiento del Departamento de Refinación de Fondos y están expuestos en el Anexo K de este proyecto.

8.1.2 Precauciones para Arrancar el equipo. Dentro de las precauciones necesarias para un buen desempeño del sistema de lubricación evitando una falla prematura de los cojinetes de deslizamiento encontramos las siguientes.

- Verificar la posición del switch del selector de la bomba auxiliar.
- Verificar el estado del aceite lubricante.
- Alinear el agua de enfriamiento para el aceite de lubricación.
- Drenado del agua presente en la consola de lubricación.
- Verificar la caída de presión en los filtros de lubricación.
- Revisar el funcionamiento de la bomba auxiliar.
- Verificar el flujo de lubricante a través de los visores.
- Verificar los cortes involucrados en el desempeño del sistema de lubricación.

Estas precauciones fueron tenidas en cuenta para los procedimientos operativos del equipo.

8.2 PLAN DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO MAESTRO SP2503A/B/C

Actualmente Ecopetrol implementa un sistema de mantenimiento centrado en confiabilidad (RCM), cuyos análisis son realizados por un equipo interdisciplinario a través de talleres RCM, como resultado de estos talleres se crearon las tareas de mantenimiento preventivo necesarias para una operación confiable del equipo, las cuales son realizadas periódicamente (Tareas TBT), o por condición (TBC), como propuesta de mejora para la operación del sistema de bombeo SP2503 A/B/C se propone un plan de mantenimiento preventivo piloto para el sistema de lubricación de este equipo, estas tareas fueron diseñadas para minimizar las anomalías de lubricación presentadas en la operación de este equipo, y están adjuntadas en el Anexo A de este documento.

8.2.1 Tareas de Mantenimiento Sistema de Lubricación SP2503A/B/C. Las tareas de mantenimiento propuestas para este sistema están planteadas en la tabla a continuación, el objetivo general estas tareas es el de prevenir la falla de las chumaceras de la turbina y la bomba.

Tabla 25. Tareas Plan de Mantenimiento Preventivo Sistema de Lubricación

No	TAREA	TIPO	EJECUTOR	FRECUENCIA
1	Tribología del sistema (estado de aceite)	TBT	OPERADOR	Semanal
2	Cambiar aceite lubricante	CBT	OPERADOR	Condición
3	Cambiar indicador de presión	CBT	OPERADOR	Condición
4	Cambiar indicador de temperatura	CBT	OPERADOR	Condición
5	Corregir anomalías de lubricación	CBT	MECÁNICA	Condición
6	Limpieza/Cambio filtros de lubricación	CBT	MECÁNICA	Condición
7	Limpieza de LG's de lubricación	CBT	OPERADOR	Condición
8	Retro lavado enfriador de aceite	CBT	OPERADOR	Condición
9	Preventivo Anual Sistema de lubricación	TBT	MECÁNICA	Anual
10	Prueba Disparo Mecánico Baja presión de Lubricación	TBT	INSTRUMENTOS	Anual
11	Prueba funcional Sistema de control Bomba Auxiliar	TBT	INSTRUMENTOS	Anual
TAREAS DE RONDAS				
12	Presión de lubricación después de filtro	TBT	OPERADOR	Al turno
13	Presión de lubricación turbina lado empuje	TBT	OPERADOR	Al turno
14	Temperatura de lubricación después de enfriador	TBT	OPERADOR	Al turno
15	Temperatura apoyos de la turbina	TBT	OPERADOR	Al turno
16	Temperatura apoyos de la bomba	TBT	OPERADOR	Al turno
17	Nivel consola de lubricación	TBT	OPERADOR	Al turno
18	Posición switch bomba auxiliar	TBT	OPERADOR	Al turno

Fuente: Autor

8.2.1 Descripción de las tareas. La siguiente tabla describe las tareas de mantenimiento propuestas junto con los parámetros que definen la condición para la ejecución de la tarea.

Tabla 26. Descripción Tareas de Mantenimiento Preventivo Sistema de Lubricación.

No	DESCRIPCIÓN	CONDICIÓN
1	Es la ronda de tribología realizada por los operadores de la planta, en la cual toman las vibraciones del equipo, las temperaturas de los apoyos y revisan el estado del aceite	Se realiza semanalmente, debido a que las condiciones de operación del equipo fluctúan de acuerdo a la operación de la planta
2	Cambio del aceite de la consola debido a la pérdida de sus propiedades.	Formación de fases insolubles, presencia de material particulado (limaduras o suciedad), oxidación total del lubricante debido altas temperaturas, contaminación del lubricante (Tono oscuro)
3	Cambio de los manómetros de indicación de presión en los diferentes puntos de toma del circuito de lubricación	Caratula sin líquido, cristal roto, deterioración de la escala de la caratula, Errores en la medición (Aguja pegada)
4	Cambio de los indicadores de temperatura a la entrada y salida del enfriador	Errores en la medición, Indicador roto, caratula poco visible.
5	Básicamente se refiere a la corrección de fugas de lubricante, se aplica silicona PEGADIT en la zona donde este fugando el aceite	Presencia de fugas por los diferentes zonas del sistema de lubricación
6	Cambio de los cartuchos de filtración, ante un aumento del diferencial de presión del filtro	Cambiar si el diferencial de presión aumenta más de 20 psi
7	Cambio de los indicadores de nivel del tanque de aceite	Indicador roto, o tapado por suciedades, caratula del indicador poco visible
8	Limpieza del lado agua del enfriador de aceite, esta operación se realiza para aumentar la transferencia de calor en el enfriador	Realizar si el diferencial de temperatura está por debajo de 10°F
9	Revisión general del sistema de lubricación, pruebas a la bomba auxiliar, limpieza general del enfriador, eliminación de fugas, cambio de aceite, revisión de toda la metalistería, calibración de las tolerancias bomba de engranajes, revisión de la transmisión bomba incorporada.	Se realiza anualmente, debe realizarse junto con el mantenimiento preventivo de las chumaceras de los equipos.
10	Esta prueba se debe realizar para comprobar si está funcionando efectivamente el disparo de la válvula trip de la turbina debido a baja presión de lubricación en la chumacera lado empuje de la turbina.	Se realiza anualmente, aunque durante los chequeos del operador se puede evidenciar si este sistema está fallando, en caso de detectarse la falla se debe generar la OT para corregirla
11	Esta prueba se realiza para comprobar si la bomba auxiliar de lubricación se activa ante un bajo flujo de la bomba incorporada.	Se realiza anualmente, sin embargo durante los chequeos del operador se debe revisar que el switch del sistema esté en automático y no en manual

Tabla 26. Continuación.

No	DESCRIPCIÓN	CONDICIÓN
12	Revisión del PI ubicado después del filtro de lubricación	Comparado con la medición antes del filtro no debe haber más de 20 psi de caída de presión
13	Revisión del PI ubicado a la entrada de aceite de la chumacera lado empuje de la turbina	La indicación debe estar entre 7 y 9 psi
14	Revisión de la indicación del TI ubicado después del enfriador	Comparado con la indicación antes del enfriador debe de haber más de 10°F de delta de temperatura.
15	Medición con pirómetro de la temperatura de las chumaceras L.E. y L.A de la turbina	La medición debe estar entre 150 y 220 °F
16	Medición con pirómetro de la temperatura de las chumaceras L.E. y L.A de la Bomba	La medición debe estar entre 130 y 180 °F
17	Revisión del LG del tanque de aceite	La indicación debe estar por arriba de un 85% de la escala del LG
18	Revisión de la posición del switch de control de la bomba auxiliar	El switch debe estar en la posición de automático

Fuente: Autor.

9. CONCLUSIONES

- El presente trabajo de grado se desarrolló como una interacción entre la industria (Refinería de Barrancabermeja de Ecopetrol S.A.) y la Universidad Industrial de Santander, buscando mejorar la confiabilidad de uno de los equipos de bombes críticos de la unidad Demex del Departamento de Refinación de Fondos, el cual había presentado anomalías de lubricación en su operación lo que desembocó en un evento de falla de los cojinetes del equipo. Se aplicó la metodología de la reingeniería para determinar los requerimientos de lubricación de los apoyos de la máquina, para posteriormente determinar si el sistema cumple con las necesidades del diseño, obteniendo resultados satisfactorios en el cumplimiento de su función, aunque con algunas deficiencias en el montaje de acuerdo a lo establecido por la norma API 611.
- Para un mayor acercamiento con el caso de la falla del sistema de bombeo SP2503A/B/C se identificaron los elementos que lo componen, se analizaron los 9 componentes directamente relacionados con el sistema de lubricación, y a su vez los elementos del sistema de bombeo (Turbina y Bomba) que se ven claramente afectados por el modo de falla de los cojinetes del equipo. Adjunto a esto se desarrolló un reconocimiento del papel que cumple este sistema de bombeo en la planta Demex, identificando el impacto de pérdida total de la disponibilidad del sistema como un efecto severo que aunque solo disminuye la disponibilidad mecánica de la planta en un 2,5%, ocasionaría una parada de planta no programada de la unidad, cuya pérdida de producción en un día se puede estimar en 450 KUSD\$, por lo que se comprobó su naturaleza crítica, y la importancia del mejoramiento de la confiabilidad de este sistema.

- Se desarrolló un análisis causa raíz básico tipo árbol lógico de fallas para el evento de falla del equipo de bombeo SP2503C ocurrido a principios de abril del año en curso, cuyo resultado en conjunto con el estudio del historial del equipo concluyó como causas latentes la ausencia de un sistema auxiliar de lubricación como condición subestándar de diseño y un procedimiento inadecuado de puesta en marcha del equipo, bases sobre el cual se apoyó el planteamiento de las necesidades de mejora.

- Dentro de la evaluación operacional del sistema de lubricación se realizó un cálculo estimado de los requerimientos de lubricación de los cojinetes del sistema de bombeo, obteniendo resultados satisfactorios, en donde el sistema actual de lubricación abastece entre el 15 y 25% por arriba de los valores de flujo requerido durante una operación normal de la bomba, demostrando que el sistema actual cumple con su función, sin embargo se comprobó la naturaleza variable de las necesidades de lubricación las cuales son claramente afectada por los parámetros de proceso, lo que demostró la necesidad de implementar sistemas de seguridad que garanticen la operación de la máquina dentro del rango de diseño.

- Las estimaciones calculadas de necesidades de lubricación fueron utilizadas como punto de partida para el desarrollo de la propuesta de implementación de un sistema auxiliar de lubricación, supliendo los requerimientos de selección de la bomba hidráulica de desplazamiento positivo tipo engranajes internos del fabricante Viking Pumps (alternativa seleccionada), cuya función sería operar en aquellas circunstancias en las que el sistema sería vulnerable, lo que reduciría significativamente los riesgos asociados a los problemas de lubricación de este equipo ya sea por bajos estándares de funcionamiento o la operación fuera del rango de diseño del sistema de bombeo SP2503A/B/C.

➤ Se estudió la factibilidad para implementar la mejora de diseño relacionada con la implementación de un sistema auxiliar de lubricación, encontrando como principal inconveniente las necesidades de control y potencia eléctrica para el desarrollo de la propuesta, cuya solución se obtuvo a través de las visitas de campo en las cuales se hallaron y formularon las alternativas adecuadas. El presupuesto del proyecto se estimó en 23'889,859 COL\$, cuya comparación con la cuantificación de los riesgos requeridos por el análisis de factibilidad obtuvo una relación beneficio-coste positiva de 3,5 lo que sugiere que la inversión es justificable, por lo tanto se puede dar curso al proceso de maduración del proyecto, y empezar el respectivo proceso de control de cambios establecido por las directrices de Ecopetrol S.A., las cuales exigen el diligenciamiento de los formatos ECP-DPY-F-008 y ECP-DHS-F-177.

➤ En base a las necesidades encontradas junto con las propuestas de mejora realizadas se modificaron los protocolos de puesta en marcha del equipo con el fin de estandarizar este proceso, y a su vez poder facilitar la transición entre el cambio del diseño del sistema de lubricación, en general se desarrollaron 5 partes del procedimiento que incluyen un total de 44 ítems, cuyo seguimiento durante la operación del equipo garantiza una baja probabilidad de cometer errores. Además se desarrolló una propuesta de plan de mantenimiento preventivo maestro para el sistema modificado, la cual consta de 18 tareas dentro de las cuales están incluidas las de cuidado básico del equipo, y fueron consignadas en la hoja de confiabilidad del sistema de bombeo SP2503A/B/C.

➤ El trabajo se entrega al Departamento de Refinación de Fondos de Ecopetrol S.A. el día 16 de julio del 2012, el cual se recibe a conformidad para dar inicio al respectivo control de cambios en el diseño del sistema de lubricación del SP2503A/B/C.

BIBLIOGRAFÍA

ADAMS, Maurice Jr. Rotating Machinery Vibration from Analysis to Troubleshooting. New York: Marcel Dekker, 2000. 354p.

ALBARRACIN AGUILLON, Pedro Ramon. Lubricación de Turbinas de Vapor. Barrancabermeja: Ecopetrol GRB, 2002. 324p.

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE, Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries Steam Turbines, General Purpose Application. Norma Técnica API 611. 5 ed. Washington D.C.: API, 2008. 78 p.

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE, Recommended Practice for Machinery Installation and Installation Design, Norma Técnica API 686. 2 ed. Washington D.C.: API ,2009. 260 p.

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries, Norma Técnica API 610. 10 ed. Washington D.C.: API, 2004. 194 p.

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. Lubrication, Shaft-sealing and Oil Control Systems and Auxiliaries, Norma Técnica API 614. 5 ed. Washington D.C.: API, 2008. 238p.

BUDYNAS, Richard y NISBETT Keith. Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. 8 ed. Mexico: McGraw-Hill, 2008. 1060 p.

ECOPETROL S.A., Carpeta Archivo Técnico Sistema de Bombeo SP2503A/B/C. Barrancabermeja: Archivo Ingeniero de Confiabilidad Departamento de Refinación de Fondos, GRB.

ECOPETROL S.A., Información Técnica Sistema de Bombeo SP2503A/B/C. Barrancabermeja: Archivo Mantenimiento Taller de Mecánica GRB. 130p.

FAIRES, Virgil. Diseño de Elementos de Maquinas. 4 ed. Barcelona: Montaner y Simon S.A., 1998. 802p.

GIRDHAR, Paresh y MONIZ, Octo. Practical Centrifugal Pumps Design Operation and Maintenance. Oxford: Elsevier, 2005. 250p.

ITT INDUSTRIES. BCF HCF HFF The Basics of Heat Transfer. New York: ITT Standard, 2005. 10p.

JUVINALL, Robert y MARSHEK, Kurt. Fundamentals of Machine Component Design. 3 ed. John Wiley & Sons, Inc., 2000. 888p.

KINGSBURY MACHINE WORKS. Equalizing Bearings Three-Shoe and Six-Shoe Elements Horizontal and Vertical Dimensions and Capacity Catalogue EQ. Philadelphia: Kingsbury 1986. 42p.

SLAYMAKER R.R. Bearing Lubrication Analysis. New York: John Wiley & Sons, 1955. 108p.

WILCOCK, Donald. Bearing Design and Application. New York: McGraw-Hill, 1957. 464p.

ANEXOS

ANEXO A. HOJA DE CONFIABILIDAD DE EQUIPO ROTATIVO SP2503A/B/C.



DEPARTAMENTO DE REFINACIÓN DE FONDOS
HOJA DE CONFIABILIDAD EQUIPOS CRITICOS DE BOMBEO



UNIDAD: DEMEX

SISTEMA: SP2503A/B/C

DATOS DE OPERACION	
SERVICIO	SOLVENTE
FLUJO NORMAL	105000 BPD
VENTANA OPERATIVA DE FLUJO	96000 - 226000 BPD
PRESION DE SUCCION	230 psi
PRESION DE DESCARGA	480/ 520 psi
TEMPERATURA DE PROCESO	170 °F

DATOS TECNICOS	
FABRICANTE BOMBA	Dresser Pacific
FABRICANTE MOTOR	NA
FABRICANTE TURBINA	Elliott (CYR T)
VELOCIDAD DE GIRO	3570 RPM
POTENCIA	905 HP
CONSUMO DE VAPOR	16624 LB/H



BOMBA PACIFIC PUMPS 12*19 S HVC - 1 ETAPA

PLAN DE SELLADO	
PLAN DE FLUSHING	
	Tipo 11 Recirculación Descripción: lubricación de la caras del sello con flujo desde la descarga al sello.
	Verificaciones: para aplicaciones de mas de 3600 rpm o presiones superiores a 500 psi debe calcularse el calor generado y el flujo de enfriamiento.
PLAN DE QUENCH	
	Tipo 76 Venteo de Fuga Descripción: Eliminación de fugas de fluido desde el sello hacia al sistema de Tea.
	Verificaciones: Verificar el rango de presión del manómetro apropiado para el servicio.

LUBRICACION	
BOMBA	UCONALL 46
MOTOR	NA
TURBINA (GOBERNADOR)	UCONALL 46
TURBINA (APOYOS)	UCONALL 46
REDUCTOR	NA

TAREAS DE BEC APLICABLES	
TAREA	FRECUENCIA
Tribología del sistema (estado de aceite)	Semanal
Cambiar aceite lubricante	Por condición
Cambiar indicador de presión	Por condición
Cambiar indicador de temperatura	Por condición
Corregir anomalías de lubricación	Por condición
Cambio filtros de aceite	Por condición
Destapar líneas de enfriamiento	Por condición
Engrasar vástagos de válvulas	Quincenal
Tareas de parada de planta	Por programación
Cambiar trampas de vapor	Por condición
Instalar tapones en drenajes	Por condición
Prueba funcional equipo de respaldo	Por programación
Ajuste válvula reguladora plan 62 de sellado	Por condición
Limpieza de LG'S de lubricación	Por condición
Retro lavado enfriador de aceite	Por condición
Limpieza del base plate	Semanal

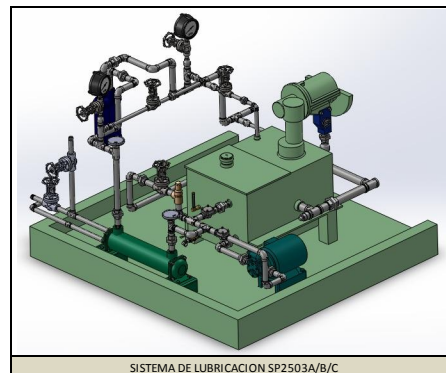
CONFIABILIDAD	
TIEMPO MEDIO ENTRE FALLAS (TMEF)	24 meses
MODOS DE FALLA CARACTERISTICO	Sello mecánico
CAUSA DE FALLA CARACTERISTICA	Operación fuera de ventana
NIVELES DE VIBRACION	
BOMBA	0.25ips (normal); 0.28ips (máximo)
MOTOR	NA
TURBINA	0.03ips (normal); 0.15 (máximo)
REDUCTOR	NA
TEMPERATURA DE EQUIPO	
BOMBA (APOYOS)	130°F (normal); 180°F (máximo)
MOTOR (CUERPO)	NA
MOTOR (APOYOS)	NA
TURBINA (CUERPO)	150°F (normal); 160°F (máximo)
TURBINA (APOYOS)	150°F (normal); 220°F (máximo)

TAREAS DE RONDA APLICABLES	
TAREA	FRECUENCIA
Presión de succión	Al turno
Presión de descarga	Al turno
Presión de lubricación después de filtro	Al turno
Presión de lubricación turbina lado gobernador	Al turno
Presión cajas de sellos mecánicos	Al turno
Presión de vapor plan de quench sellos mecánicos	Al turno
Temperatura de lubricación después de enfriador	Al turno
Temperatura apoyos de la turbina	Al turno
Temperatura apoyos de la bomba	Al turno
Temperatura proceso	Al turno
Nivel consola de lubricación	Al turno
Nivel aceite gobernador turbina	Al turno
Flujo de aceite apoyos turbina y bomba	Al turno
Posición switch bomba auxiliar	Al turno
Posición switch MOV descarga	Al turno

Ventana Operativa de Vibraciones

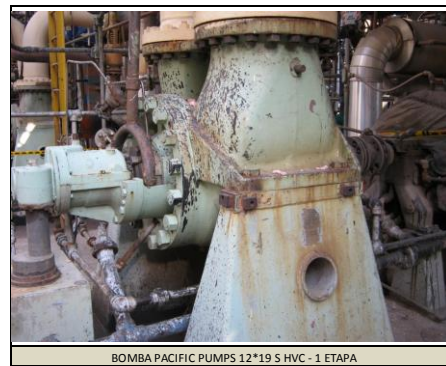
UNIDAD:	DEMEX	SISTEMA:	SP2503A/B/C
---------	-------	----------	-------------

1. PREPARACIÓN DE LA MAQUINA	
SISTEMA DE LUBRICACIÓN	Verificar el nivel de aceite de la consola.
	Drenar el agua presente en la consola de lubricación.
	Verificar que este energizado el sistema de lubricación.
	Verificar que la Posición del selector este en manual (para el arranque).
	Verificar el funcionamiento del motor de la bomba auxiliar de aceite de lubricación.
BOMBA DE SOLVENTE	Funcionamiento óptimo de los PI y TI necesarios.
	Funcionamiento óptimo de los PI de succión y descarga.
	Drenar totalmente el condensado del cuerpo bomba, con válvulas de succión y descarga
	Verificar que el eje gire libremente.
	Revisar que las alarmas por gas de los sellos a tea estén en servicio.
TURBINA DE VAPOR	Comprobar recorrido de las válvulas MOV de succión y descarga desde tablero.
	Verificar si está habilitado el sistema de disparo.
	Verificar el estado del vapor de entrada "seco"
	Verificar la evacuación óptima de las trampas de vapor.
	Revisar el estado de la PSV del vapor exhosto, que este instalada.



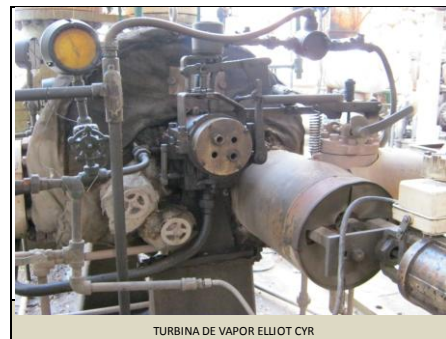
SISTEMA DE LUBRICACION SP2503A/B/C

2. ALINEAMIENTO DE LOS SERVICIOS Y DEL SISTEMA DE BOMBEO	
2.1	Establecer circulación de aceite de lubricación del sistema de bombeo.
2.2	Establecer circulación de agua de enfriamiento por el intercambiador de aceite, bases y cuerpo de bomba.
2.3	La presión de aceite después de filtros en la chumacera lado empuje de la turbina debe esta entre 7- 9 psi.
2.4	Verificar el estado de los filtros de lubricación, revisando que su caída de presión no sea mayor de 20 psi.
2.5	Verificar el flujo de aceite a través de los visores en las líneas de retorno de cada chumacera.
2.6	Las alarmas por baja presión de lubricación deben estar en 7
2.7	El corte por baja presión de lubricación debe estar en 5,6 psi.
2.8	El inicio de operación de la bomba auxiliar debe estar en 6,5.
2.9	Abrir lentamente la válvula de succión.
2.10	Verificar que la presión de succión sea +/- igual a la del D-2505. Observe el comportamiento estático del sello, si es posible ventear la bomba por la línea del cuerpo de la bomba a tea.
2.11	Drenar cuerpo de la bomba retirando tapón en drenaje. Hasta estar seguro que no salga agua por la bomba
2.12	Verificar posibles escapes de solvente en la bomba a poner en servicio.



BOMBA PACIFIC PUMPS 12*19 5 HVC - 1 ETAPA

3. INICIO DE OPERACIÓN DEL SISTEMA DE BOMBEO	
3.1	Tener en cuenta que la NP-2503A descarga para el tren B, la NP-2503C descarga para el tren A y que la NP- 2503 B descarga para ambos trenes de sedimentadores.
3.2	Teniendo la válvula de succión alineada abrir lentamente la válvula de descarga.
3.3	Abrir lentamente la entrada de vapor a la turbina, verificando que la turbina no gire o no tenga pase la válvula VALTEK, observe el funcionamiento de las trampas de vapor.
3.4	Verificar que el detector de proximidad este bien instalado y que el TRISEN no tenga actuado algún corte.
3.5	En el TRISEN Verificar que el selector F2 este en OFF, dar start al tri-sen de la turbina y verificar que las RPM no pasen de 1000 RPM.
3.6	Dar F2 (pasar selector a ON) verificar que las RPM de la turbina lleguen a las 2200 RPM.
3.7	Aumente las RPM de la turbina con el pulsador de subir hasta que los flujos aumenten ligeramente. +- 3000 RPM
3.8	Restringir la MOV de descarga de la bomba que está operando hacia el tren hacia el cual está descargando la bomba que inicia la operación.



TURBINA DE VAPOR ELLIOT CYR

4. AJUSTAR CONDICIONES DE LA BOMBA	
4.1	Ajustar las condiciones de la bomba, Presión de aceite, temperatura de la bomba, temperatura del aceite.
4.2	Realizar monitoreo de RPM de las bombas que están operando verificando las aberturas de los FIC 25002/7 controladores de flujo de solvente. Realizar monitoreo de vibración de las bombas, si es el caso bajar RPM de la bomba que venía operando.
4.3	Instalar el PIN del solenoide de disparo.
4.4	Para la bomba auxiliar de lubricación y cambiar la posición del switch del selector de la bomba auxiliar a automático.
4.5	Regular el flujo de lubricante hacia las chumaceras por medio de la válvula de reguladora de flujo, verificando que las presiones de lubricación a la entrada de las chumaceras este entre 7-9 psi.

5. SALIDA DE SERVICIO DE LA MAQUINA	
5.1	Seguir los pasos 1, 2, 3 expuestos en el procedimiento de arrancada de la máquina, para la máquina que va a entrar en servicio.
5.2	Bajar las revoluciones la máquina que se va a parar y simultáneamente ir aumentando las rpm de la otra, por medio del TRISEN.
5.3	Cuando los flujos suban por los FIC-25002/7 seguir bajando las rpm de la máquina que va a salir de servicio hasta quede detenida por completo.
5.4	Ajustar revoluciones a la máquina que queda operando y controlar abertura de las Válvulas.

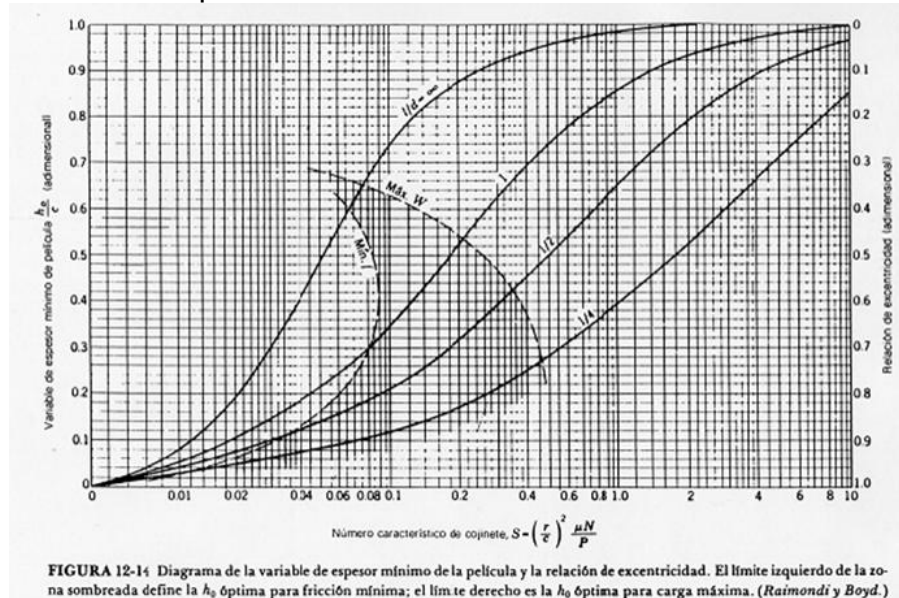
ANEXO B. DATASHEETS BOMBA P2503A/B/C Y TURBINA NP2503A/B/C.

 EMPRESA COLOMBIANA DE PETROLEOS				STEAM TURBINES SPECIFICATION SHEET				PIT-00-F-017					
COMPLEJO INDUSTRIAL DE BARRANCABERMEJA													
PROJECT:		UNIT:	DOC. TYPE:	SP	PROGR:	REV.	4	SHEET	1	OF	1	DATE:	MAR-2001
1	Service	DRIVER FOR HIGH PRESURE SOLVENT PUMPS					No. Req'd.	3	Item	NP-2503 A/B/C			
2	Manufacturer	ELLIOTT					Model	CYR1	MR	1121.01			
3	Driven equipment	CENTRIFUGAL PUMPS					Serial No.	17.012/613/614	TAG	NP-2503 A/B/C			
4	OPERATING CONDITIONS						PERFORMANCE AT NORMAL STEAM CONDITIONS						
6	Rated Normal Max.	Horse Power	Speed (rpm)				Condition	Steam Rates	Hand Valve Position				
7		1020	3570					lb / HP - HR	No. Open No. Closed				
8		912	3570				Rated		1 & 2 -				
9			3570		a NOR. CONDIT.		Normal	29	1 2				
10	STEAM CONDITIONS												
11		Max.	Normal		Min.		A						
12	Inlet Press., PSIG	590	590		590		B						
13	Temperature, °F	725	700		675			Normal Exhaust Temperature	461 °F				
14	Exhaust Press, PSIG	85	55		55			Cooling Water Req.d	- GPM				
15	Max. Exhaust Casing Pressure						PSIG						
16	Cooling Water In	°F		Out		°F		CONSTRUCTION FEATURES					
17	Winterization							Turbine Type	☒ Vert	☐ Horiz.	☒ Cl	☐ Foot	
18	Driven Equip. Thrust	Up Down						Casing: Split	☒ Vert	☐ Horiz.	☐ No. Stages	1	
19	Service	☐ Continuous	☐ Intermitent	☐ Stand-by				Singlestage	☒ Row	☐ Row	☐ Reentry	☐ Wheel Dia	22"
20	OTHER OPERATING CONDITIONS						Trip Valve	☐ Integral	☒ Separate	☒ Mech.	☐ Hydr.		
21		Horse Power	rpm	P1	T1	P2	Interstage Gland Seals	☐ Carbon	☐ Labyrinth				
22	A							End-Gland Seals	☒	Labyrinth No. Rings / Box			
23	B							BEARING TYPE					
24	No. of Hand Valves for	2	☐ Normal	☐ Rated	☐ A	☐ B	☒ Radial	SLEEVE	Thrust	BALL			
25	Rotation Facing Governor end		☐ CW	☒ CCW			☒ Lube System:						
26	ACCESSORIES						☐ Ring Oiled	☐ Purchaser's System Other					
27	NEMA						MATERIALS						
28	Governor Type Class	A	☐ Mech.	☒ Hydr.	☐ Relay			High-Press Casing	ASTM A116 WC		Exch. Casing	ASTM A-216 WCB	
29	Adjustable Speed Range	Plus	5	(%)	Minus	15	(%)	Nozzles	AISI 410		Wheels	US STEEL TRI-TEN	
30	☒ Hand Speed Changer							Shaft	AISI C-1040		Under Packing	S.S.	
31	☒ Electrical Hazard	1	Class	C,D	Gr	2	Div.	Gov Valve Trim	D2 Ni RESIS				
32	☒ Remote Trip Signal	SOLENOID						Connections	Size	Rating	Facing	Position	
33	☒ Baseplate	☐ Soleplate by	OTHERS				Inlet	4"	ASA 600#	RF	SIDE		
34	☐ Extended For Gear	☒ For Driven Machine					Exhaust	10"	ASA 160#	FF	SIDE		
35	☐ Gland Condenser Mounted							Drains					
36	☐ Mount Coupling Half	☐ Taper Shaft	☒ Straight				Cooling Water						
37	☐ Insulation	☐ Jacket	☒ Sentinel Warning Valve					rpm Max. Cont.	3749	Trip	4106	1st. Critical	8570
38	SHOP TEST						Casing Design Inlet	750 PSIG	Exch	90	PSIG		
39		Required		Witnessed				Max Allowable rpm	4000	Weight	1750 Lbs		
40	Shop Inspection			SURFACE PARTS				Gear Furnished by					
41	Hydrostatic			YES				Type	Ratio				
42	Mechanical Run			YES									
43	Run Spare Rotor												
44	Performance Test												
45	Auxiliary Equipment Test												
46	Dismantle-Reassembly												
47	NOTES: 1- TWO OPERATING & ONE SPARE												
48	2- LUBE SYSTEM OF DRIVEN MACHINE SHALL FURNISH OIL TO THE TURBINE WITH THE FOLLOW CHARACTERISTIC: QTY = 2GPM; PRESSURE= 7-9 PSIG; HEAT REJECTION RATE= 12,000 BTU/H												
49	3- PROVID A SOLENOID TRIP -DEVICE 125 VOLTS D.C. NORMALLY ENERGIZED DEENERGIZED TO TRIP.												
50													
51													
52													
53													
54													
55													
56													
57													
58	4	Actualization Data Sheet	Mayo 2001	Edwin Fuentes	Carlos Martinez								
59	Rev	Description	Date	Prd.	Ckd.	App.	Rev	Description	Date	Prd.	Ckd.	App.	

				DATA SHEET FOR CENTRIFUGAL PUMPS				PIT-00-F-014																											
GERENCIA COMPLEJO BARRANCABERMEJA				PLANT: DEMEX				TAG: P-2503 A/B/C																											
PROYEC.	UNIT: 2500	DOC.TYPE: SP	PROGR: 091002	REV. 4	SHEET 1	OF 1	DATE: MAR-2001																												
For HIGH PRESURE SOLVENT PUMP TO PRIMARY SETTLER No. Req. d. 2				Item P-2503 A/B/C																															
Main/Driver 1/STEM TURBINE		Spare/Driver 1/STEAM TURBINE		MFR 0910-04																															
Pump MFR NUOVO PIGNONE		Size and Type 14x12x19S HVC		☒ Horiz.		☐ Vert.		☐ In-line																											
OPERATING CONDITIONS								PERFORMANCE																											
Service SOLVENT PUMP		Location ☒ Indoor ☐ Outdoor		Proposal Curve No. 74.022																															
Disch. Press. Psig 504		GPM at PT Norm. 3620 Rated 4350		NPSH Req.d. (water) Ft 27																															
Diff. Press. Psi 246		Suct. Press Psig Max. 258		No. of Stages 1 rpm 357																															
Diff. Head. Ft 1207		NPSH Avail. Ft 29		Rated Power (BHP) 1020 Eff % 68.5																															
LIQUID								Max Power Rated Impeller Hp																											
Type of liquid ☒ Liquid ☐ Hazardous ☐ Flammable		Name of liquid SOLVENT		Suction Specific Speed 14143																															
Sp. Gr. at PT 0.471		PT °F 170		Min. Continuous Flow (GPM) 900																															
Vis at PT cSt		V. Press. at PT psia 265		Allowable Operating Region (GPM) 3045-5220																															
Corr./Eros. caused by				Max. Head Rated Imp. Ft 1330																															
Flow Controlled by: ☒ LC ☐ TC ☐ PC ☐ FC				Rotation Facing Coupling end CCW																															
CONSTRUCTION								Max Sound Press. Level Required																											
Applicable standard ☐ API 610 8th Edition ☐ API 682 1st Edition				Cooling Water ☐ YES ☐ Plan																															
Casing Mounting ☒ Centerline ☐ Foot ☐ Bracket				Total Water 12																															
Split ☐ Vertical ☐ In line				Flushing ☐ YES ☐ Plan 11-61																															
Type ☐ Axial ☒ Radial				External Fluid Seal Flush:																															
Tapped Openings ☒ Single Volute ☒ Double Volute ☐ Diffuser ☐ Staggered				Aux. Piping by MFR ☒ ☐ Aux. Accessory by MF																															
NOZZLES		Size in. Rating Facing Position		Stuffing Box Pressure psig																															
Suction 14 300 RF TOP				Starting Torque Curve																															
Discharge 12 300 RF TOP				MATERIALS : API CLASS																															
Impeller Diam. in. Rated 17 Max. 19 1/4 Min. 16 Type CLOSED				Impeller CARBON STEEL																															
Impeller: ☐ Overhung ☒ Between Bearings ☐ Single Suction ☒ Double Suction				Inner Case Parts CARBON STEEL																															
Bearing: Radial SLEEVE Thrust KINGSBURY				Sleeve (Packed) 12% CHR HARDENED OR H. FA																															
Lubr. FORCED FEED ☐ Lubrication Mis				Casing / Barrel CARBON STEEL																															
Coupling: MFR Type FAST FS4				Sleeve (Seal) AISI 316																															
Spacer YES Guard N.S. MDT by				Wear Parts Casing 12% CHR																															
☐ Packing :MFR Size in. No. of Rings				Wear Parts Imp. 12% CHR HARDENED																															
☒ Mech. Seal :MFR J. CRANE T-48 HP/T-48 HC Class Code BTPFL (IN) BTPFN (OUT)				Shaft AISI 4140																															
Vertical Shaft Thrust lb. Nor				SHOP TEST																															
Casing Min. Thick/Corr. Allow. in. 1/8 inc (3.2mm) Baseplate DRAIN RIM				Req.d		Observed		Witnessed																											
☐ Suction Pressure Regions Must Be Desig for MAWP (Max Allowable Working Pressure)				Running Perf. YES				Disassembly YES		YES																									
AUXILIARY PIPING				NPSH YES				Hydro. PSIG 950		YES																									
Flushing ☒ Tubing ☐ Pipe		Screwed ☐ Seal Weld		Case MAWP PSIG 625 at 5l °F																															
☒ Carb. Steel ☐ Stainl. Steel		Flanged		Design: Press. PSIG 615 Temp. 2l °F																															
Cool. Water ☒ Tubing ☐ Pipe		☒ Carb. Steel ☐ Stainl. Steel		Weights: Pump lb. + Base 10600																															
				Motor lb. Turbine lb. 1750																															
				Tot. lb.																															
MOTOR DRIVER BY:				TURBINE DRIVER BY:				REQUIRE MFR FINAL DATA (AS BUILT)																											
Item		Item NP-2503A/B/C OTHERS		Actual Impeller Diam. in.																															
HP rpm Frame		HP 1020 rpm 3570 Matl		Test Curve No.																															
MFR		MFR, Type ELLIOT CYR1		Outline Dwg No.																															
Type Enc.		Inlet Steam PSIG 590 °F 700		Pump Sect Dwg. No.																															
Insul.		Exhaust PSIG 55 CW req.d		Seal Dim Dwg No.																															
Volt/Phase/Cycle		Steam Rate 29 Lb / HP h		Pump Serial No. CF 2145/46/47																															
Bearings Lube		Bearings Lube FORCED FEED		W.R. Clearance Diam. in.																															
☐ Lubrication Mist Facilit		NOZZLES		(Mech. Seal)(Packing) shipped																															
Full Load Amps		Inlet 4 600 RF SIDE		☒ installed ☐ Boxed Separately																															
Serviced Factor		Exhaust 10 150 FF SIDE																																	
NOTES: 1-MATERIAL CLASS S-5 2-MANUFACTURER STD LUBE OIL SYSTEM SHALL BE PROVIDED COMPLETE OF ALL ACCESORIES AND SAFETY DEVICES (SHAFT DRIVER PUMP, COOLER, SPAT CUT OUT SWITCH, PRESS GAUGES AND TEMPERATURE GAUGES, ETC.) LUBE OIL SYSTEM SHALL PROVIDE LUBE OIL TO TURBINE BEARING (PIPING BY TPL) AS FOLLOWS: FLOW 2 GPM; PRESSURE FROM 7 TO 4 PSIG; HEAT REJECTION RATE 12.000 BTU/H; FILTER DUAL TYPE WITH 25 u DEGREE OF FILTRATION SHALL BE FURNISHED AS LOOS ITEM FOR INSTALATION ON SUPPLY WEADER TO TURBINE																																			
<table border="1" style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td colspan="2">ACTUALIZACION DATA SHEET</td> <td>MAR 2001</td> <td>EDWIN FUENTES</td> <td>CARLOS MARTINEZ</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Rev</td> <td>Description</td> <td>Date</td> <td>Prd.</td> <td>Ckd.</td> <td>App.</td> <td>Rev</td> <td>Description</td> <td>Date</td> <td>Prd.</td> <td>Ckd.</td> <td>App.</td> </tr> </table>												ACTUALIZACION DATA SHEET		MAR 2001	EDWIN FUENTES	CARLOS MARTINEZ								Rev	Description	Date	Prd.	Ckd.	App.	Rev	Description	Date	Prd.	Ckd.	App.
ACTUALIZACION DATA SHEET		MAR 2001	EDWIN FUENTES	CARLOS MARTINEZ																															
Rev	Description	Date	Prd.	Ckd.	App.	Rev	Description	Date	Prd.	Ckd.	App.																								

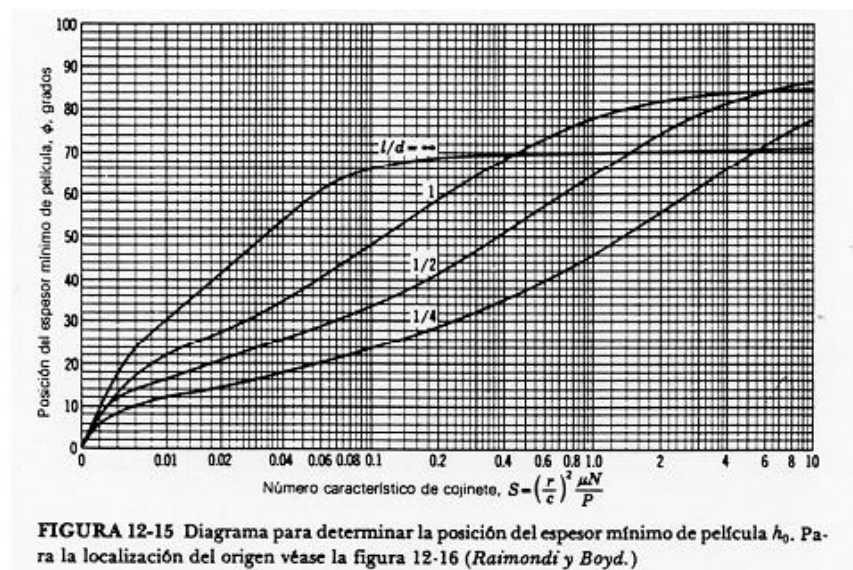
ANEXO C. GRÁFICAS DE RAYMONDI Y BOYD.

Figura 87. Variable de Espesor Mínimo de Película.



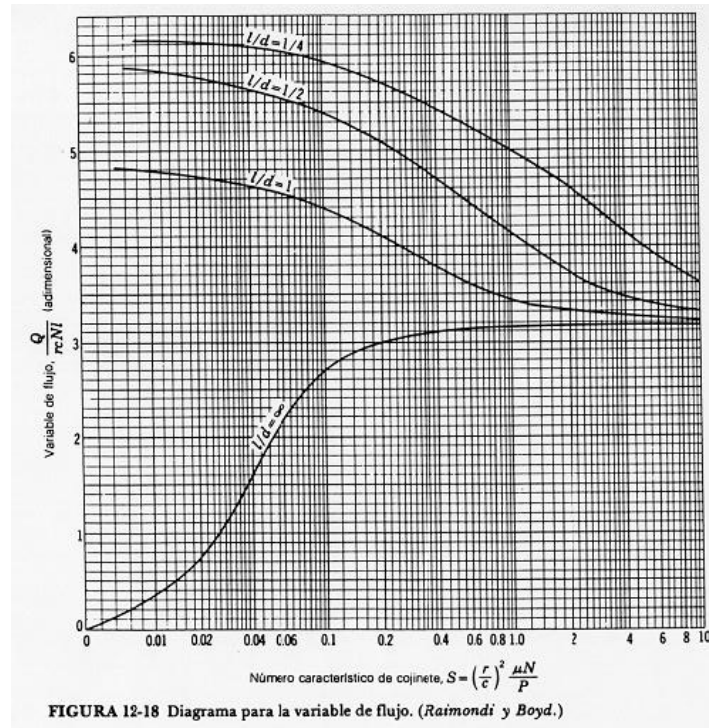
Fuente: A Solution for the Finite Journal Bearing and Its Application to Analysis and Design, Albert A. Raymondi y John Boyd, 1958.

Figura 88. Posición del Espesor Mínimo de Película.



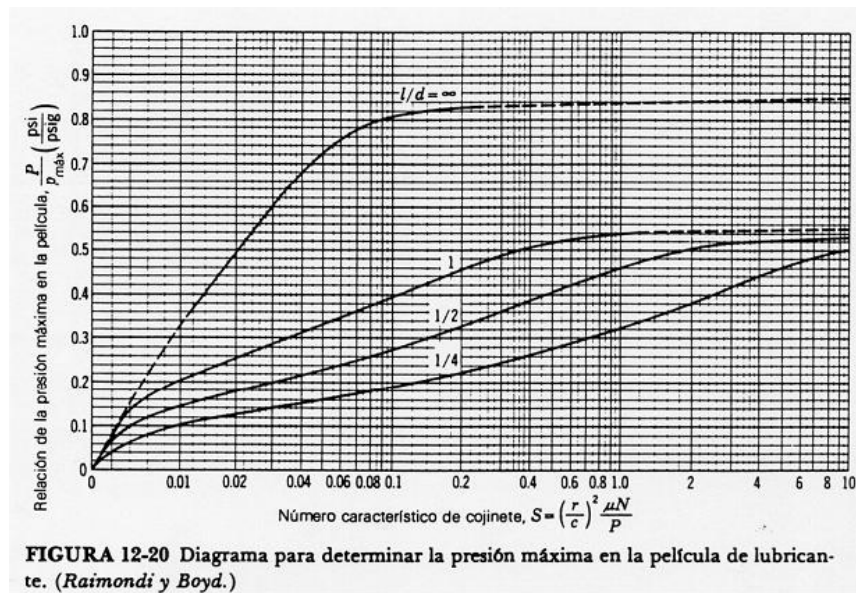
Fuente: Raymondi y Boyd.

Figura 89. Variable Adimensional de Flujo.



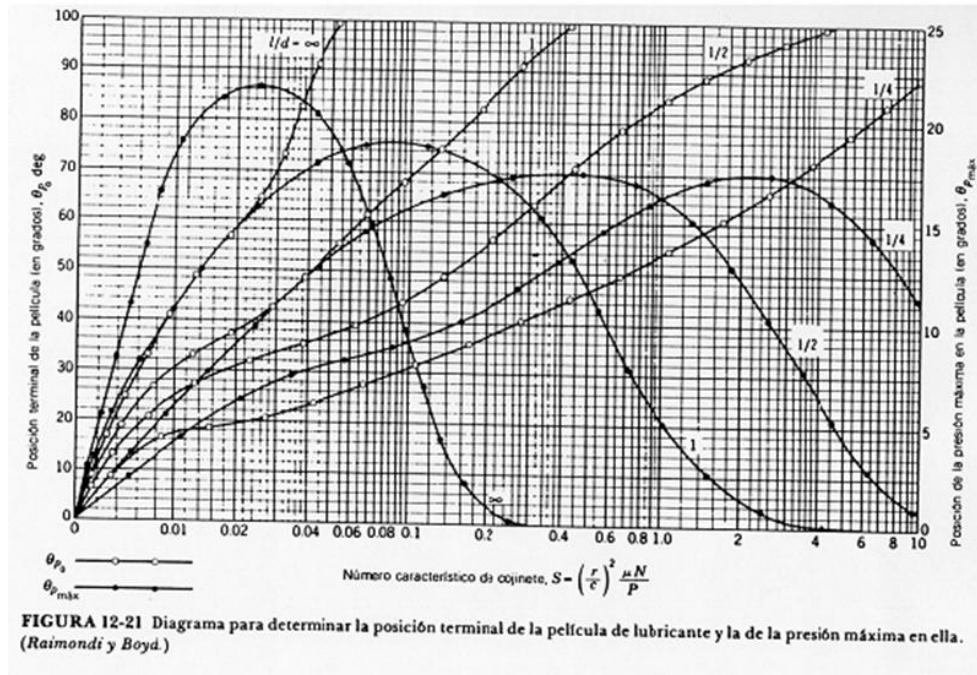
Fuente: Raymond y Boyd.

Figura 90. Relación de Presión Máxima de Película.



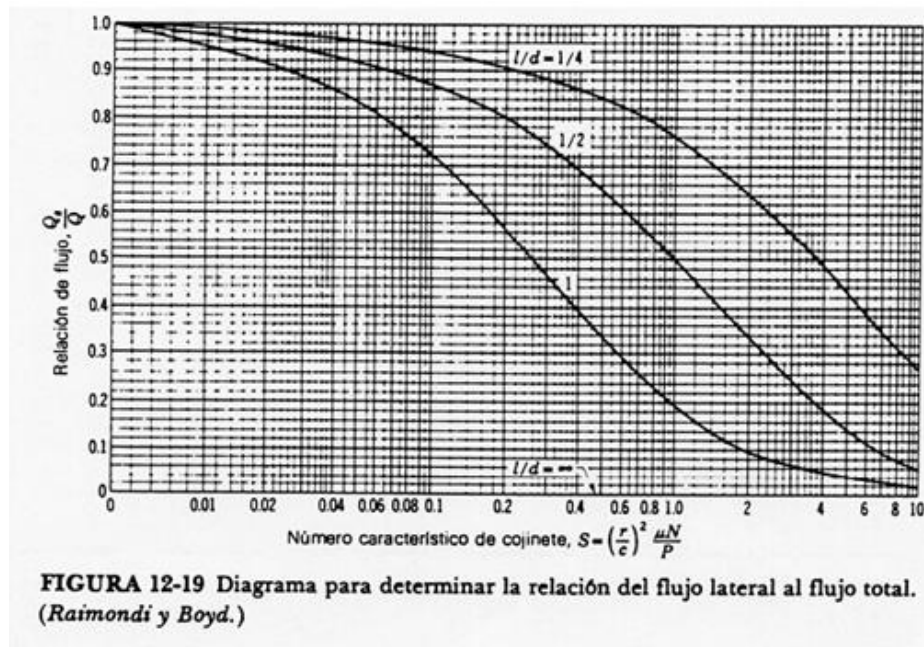
Fuente: Raymond y Boyd.

Figura 91. Posición Terminal de la Película.



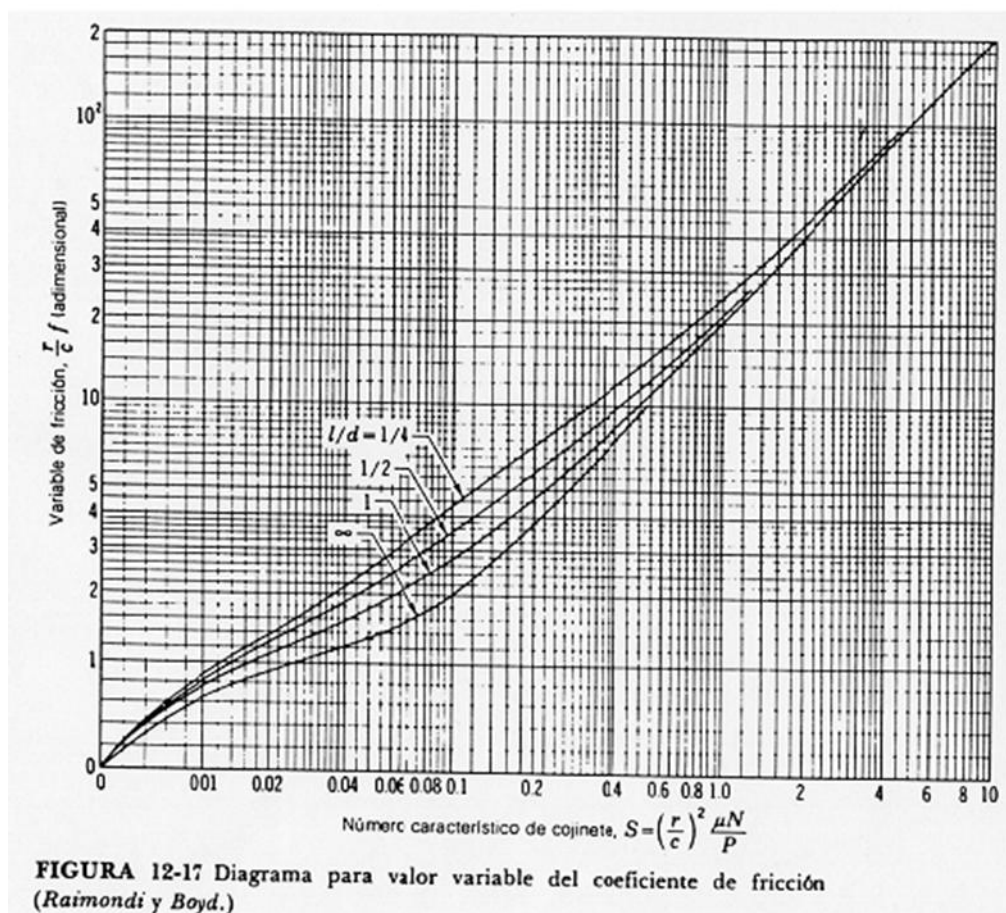
Fuente: Raymondi y Boyd.

Figura 92. Variable de Relación de Flujo total y Flujo Lateral.



Fuente: Raymondi y Boyd.

Figura 93. Variable de Fricción.



Fuente: Raymondi y Boyd.

ANEXO D. INFORMACIÓN ACEITE UCONALL 46.

Product Information



UCONALL Lubricants

For Compressors, Drivers, Gears, Anti-wear Hydraulics, Mobile Equipment, and Pumps

Product Description

UCONALL™ Lubricants 32, 46, 68, 150, 220, 460, and 680 comprise a complete line of fully formulated, extreme-pressure lubricants. Formulated to provide excellent lubrication, stability, and extended service life, they eliminate many of the problems commonly encountered with petroleum lubricants. The result is a series of superior lubricants that can provide a variety of cost savings to users.

Features

- Wide temperature range operability
- Highly resistant to oxidation and thermal degradation
- Excellent viscosity-temperature properties eliminate the need for seasonal changeover
- High viscosity indexes and low pour points provide lower start-up torques and help prevent cold-weather motor overloading
- Viscosities are unaffected by high rates of shear
- Excellent lubricity for reduced friction and wear
- Resistant to sludge and varnish formation
- Noncorrosive to metal surfaces—stain-resistant to nonferrous metals
- High flash points

Benefits

- Reduced energy consumption. Use of UCONALL lubricants has resulted in documented energy savings of three percent
- Extended service life. Under heavy-load, high-temperature conditions, UCONALL lubricants have exceeded four years of continuous service with no evidence of lubricant degradation or loss of performance
- Less lubricant used, resulting in lower disposal costs
- Can help reduce maintenance costs
- Helps reduce wear rates
- Eliminates sludge and carbonaceous residues
- Extreme-pressure lubrication without use of chlorine- or sulfur-containing additives
- High viscosity index
 - Eliminates seasonal oil changeovers
 - Facilitates cold-weather start-ups
 - Eliminates motor overloading during start-up
- Product consolidation: fewer lubricants needed for total facility application
- Good seal and elastomer compatibility

Typical Physical Properties⁽¹⁾

Property	UCONALL Lubricant						
	32	46	68	150	220	460	680
Viscosity, ISO Grade, cSt	32	46	68	150	220	460	680
at 100°F	39	52	66	143	263	389	615
at 210°F	6.8	9.0	11.0	21.9	39.0	55.8	85.9
Viscosity Index	160	170	174	193	212	220	235
Pour Point, °F	-54	-49	-44	-38	-27	-27	-27
Flash Point, °F	475	490	530	545	555	560	555
Cleveland Open Cup (ASTM D 92)							
Water Content, % by wt	<0.25	<0.25	<0.25	<0.25	<0.25	<0.25	<0.25
Weight per Gallon at 60°F, lb	8.24	8.28	8.31	8.36	8.37	8.38	8.41

1. The data represent typical physical properties only and should not be construed as product specifications.

Performance Properties

The results of various wear, corrosion, friction, and foaming tests of UCONALL lubricants are shown in Table 1. UCONALL lubricants provide superior lubrication under most conditions because of good film strength and extreme-pressure properties. High viscosity indexes permit operation over a wide temperature range without a great change in viscosity.

Table 1 • Performance Test Results for UCONALL Lubricants

Test	UCONALL Lubricant						
	32	46	68	150	220	460	680
Falex Wear Test ⁽¹⁾							
Failure Load, psi	2900	2900	2900	2900	2900	2900	2900
Steam Turbine Rust Test ⁽²⁾	Pass	Pass	Pass	Pass	Pass	Pass	Pass
Copper Strip Corrosion Test ⁽³⁾	1a	1a	1a	1a	1a	1a	1a
Coefficient of Friction ⁽⁴⁾	-----0.0184-----						
Foam Tendency ⁽⁵⁾							
at 75°F	0	0	0	0	0	0	0
at 200°F	0	0	0	0	0	0	0
at 75°F	0	0	0	0	0	0	0

1. ASTM D 3704

2. ASTM D 665A

3. ASTM D 130

4. Phosphorous bronze on steel, determined by David Brown Gear Industries Limited.

5. ASTM D 892

Energy Savings

In an energy consumption study on UCONALL lubricants versus petroleum gear lubricants, four gear boxes were filled with a 4EP petroleum oil and left in service for 20 days. After the 20 days, the petroleum oil was drained out of the gear boxes and replaced with UCONALL Lubricant 150 which was also left in service for 20 days. Results showed that energy consumption averaged three percent lower using UCONALL Lubricant 150 than the 4EP petroleum lubricant.

Case Histories

The following case histories demonstrate the versatility and superior performance of UCONALL lubricants in actual commercial experience.

Gear Lubrication

A wastewater treatment facility with surface aerators and bottom mixers was using a petroleum gear oil (AGMA 2EP for winter operation and AGMA 4EP for summer operation) to lubricate equipment containing three-stage reduction gears with spur, helical, and bevel configurations. Internal gear box temperatures exceeded 200°F.

The petroleum oils created a number of problems. Excessive wear rates and scuffing were noted, as well as large amounts of sludge and residues on internal surfaces. Seasonal changeovers were required at six-month intervals every year. However, in cold weather, the 2EP was too viscous to allow start-up without motor overloading or use of sump heaters. In hot weather, the 4EP petroleum lubricant provided inadequate viscosity, resulting in excessive wear and rapid oxidation of the oil with shorter than normal service life.

All these problems were solved by switching to UCONALL Lubricant 150. The high viscosity index of UCONALL Lubricant 150 eliminated the need for seasonal changeover. Motor overloading ceased during cold start-up periods, yet during periods of high temperature sufficient lubricant viscosity was maintained and wear rates were dramatically reduced. The service life of UCONALL Lubricant 150 exceeded four years without any sign of degradation or loss in performance.

An analysis of the lubricant after four years of service is shown in Table 2. Lubricant stability is clearly demonstrated by the retention of original viscosity, antioxidant, and acidity level. Further proof of stability is provided by its low foam tendency, as measured by the ASTM D 892 foam test. No deposits or sludge have been observed in the gear box. Low wear rates are evidenced by the low level of iron present in the lubricant (i.e., 1 ppm after four years service).

Table 2 • UCONALL Lubricant 150 Properties After Four Years' Service

Property	New	After 4 Years' Service
Viscosity at 40°C, cSt	134.0	128.8
Antioxidant Level, % of Original	100.0	98.0
Ester Content ⁽¹⁾ , meq/g	0.02	0.03
Fe Concentration, ppm	0.3	1.0
Foam Height ⁽²⁾		
at 75°F	0	0
at 200°F	0	0
at 75°F	0	0

1. Indication of total acidity, acceptable upper limit of 0.3-0.5

2. ASTM D 892

Journal Bearing Lubrication

A plastics company had been using a hydrocarbon-derived lubricant for rolling PVC in an Adamson calender for many years with satisfactory results. When the company had to shut down one production line because of an unscheduled maintenance problem with the calender, inspection revealed that carbon had built up in the journal bearing to such an extent that they were unable to provide proper lubrication to the calender.

Besides the cost of lost production time and a new journal bearing, the company incurred an additional cost—removal of part of the building's roof in order to remove the calender roll to replace the bearing. To prevent a recurrence of this expensive problem, the company converted the calender to UCONALL Lubricant 680, the lubricant routinely recommended by Adamson to obtain optimum performance in all their new calenders. Since converting to UCONALL Lubricant 680, no evidence of wear or carbon build-up in the journal bearing of this calender has been observed after three years of service.

Hydraulic Clutch Lubrication

After comparing in-plant performance, an Argentinean manufacturer of hydraulic clutches concluded that UCONALL Lubricant 68 was significantly superior to the hydrocarbon oils that they had been using for this application. Among the advantages the company cited for UCONALL 68 were:

- Reduced foaming. Hydrocarbon-based lubricants exhibited considerable foaming in this application.
- Considerably less leakage since UCONALL Lubricant 68 does not form varnish, seals work better and last longer.
- No sludge build-up after 5000 hours of operation. The hydrocarbon-based oils used previously generated copious amounts of sludge over the test period.
- Substantial reductions in wear were observed.
- Excellent clutch lubrication performance in humid environments. This is attributed to the superior water tolerance properties of UCONALL Lubricant 68.

All new clutches produced by the company are now filled with UCONALL Lubricant 68. The company has specified that continued use of UCONALL Lubricant 68 in their clutches is a warranty requirement.

Applications

		UCONALL Lubricant						
EQUIPMENT APPLICATION		32	46	68	150	220	460	680
Compressors	Axial ⁽¹⁾	✓	✓	✓				
	Radial ⁽¹⁾	✓	✓	✓				
	Radial Integral Gear ⁽¹⁾	✓	✓	✓				
	Reciprocating Crosshead (Cylinder, Packing & Crankcase)				✓	✓	✓	✓
	Reciprocating Diaphragm (Crankcase)				✓	✓	✓	✓
	Reciprocating Trunk (Crankcase)				✓	✓	✓	✓
	Rotary Liquid Ring Rotor	✓	✓	✓				
	Rotary Lobe (Gears)	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	Rotary Screw (Dry & Oil-Flooded)	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	Rotary Vane (Rotor)	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Drivers	Chain Drives	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	Electric Motors (Fixed & Variable Speed)	✓	✓	✓				
	Expansion Turbine	✓	✓	✓				
	Fluid Drive Couplings	✓	✓	✓				
	Gas Turbine	✓	✓	✓				
	Generators	✓	✓	✓				
	Hydraulic-Driven Turbine	✓	✓	✓				
	Steam-Driven Turbine	✓	✓	✓				
Gears	Gears of All Types	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Hydraulics	Fluid Drive Couplings	✓	✓	✓				
	Hydraulic-Driven Turbine	✓	✓	✓				
	Hydrodynamic Hydraulic Systems	✓	✓	✓				
	Hydrostatic Drives	✓	✓	✓				
Mobile	Cherry Pickers	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	End Loaders	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	Tractors	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓

1. For high speed turbo-machinery, please call for specific application information. UCONALL lubricants are recommended for some types of this equipment.

Applications (continued)

		UCONALL Lubricant						
EQUIPMENT APPLICATION		32	46	68	150	220	460	680
Pumps	Axial Piston	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	Bent Axial Piston	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	Centrifugal	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	Diaphragm	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	Double Diaphragm Fluid	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	External Gear	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	Internal Gear	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	Liquid Ring	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	Radial Piston	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	Reciprocating	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	Reciprocating Diaphragm	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	Rotary Lobe	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	Rotary Screw	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	Rotary Vane	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	Triplex	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Others	Calenders	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	Conveyors	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	Crushers	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	Grinders	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓

Selecting UCONALL Lubricants

AGMA Viscosity Grades

Because of the high viscosity index exhibited by UCONALL lubricants (160-230 vs. 90-100 for most petroleum gear lubricants), they are not classified by one AGMA viscosity rating. UCONALL lubricants will effectively span 2 or 3 AGMA petroleum lubricant grades over the operating range of most gear boxes. Figure 1 and Table 3 can be used to guide users in the proper selection of a UCONALL lubricant to replace an AGMA petroleum lubricant. By knowing either the viscosity required at the operating temperature or the AGMA rating of the current lubricant, the appropriate performing UCONALL lubricant can easily be chosen.

Figure 1 • UCONALL Lubricants Viscosity vs. Temperature

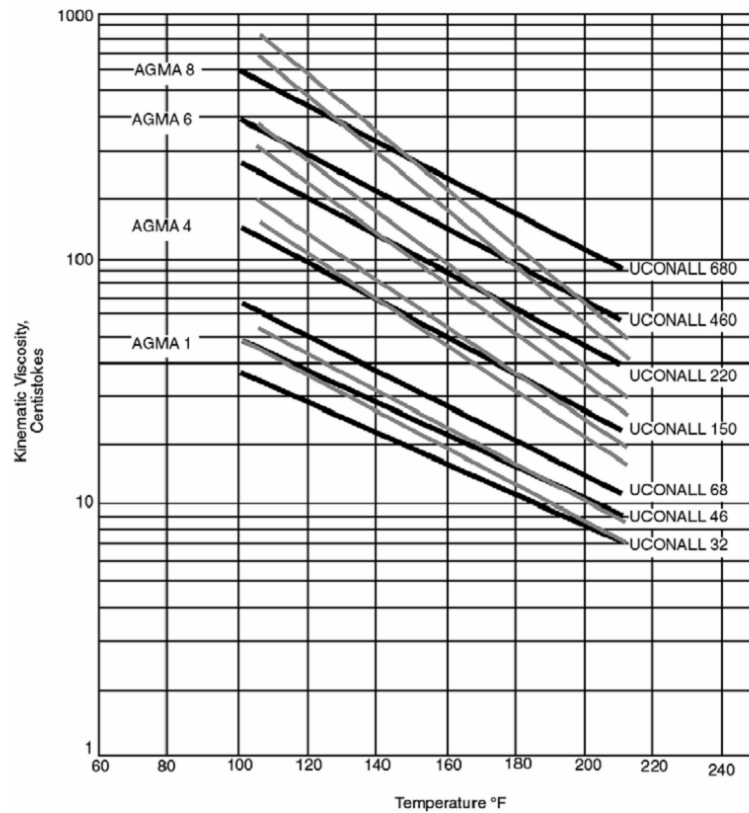


Table 3 • Selection Guide for UCONALL Lubricant

Lubricant	AGMA Grades Usually Replaced
UCONALL Lubricant 32	1
UCONALL Lubricant 46	1-2
UCONALL Lubricant 68	2-3
UCONALL Lubricant 150	3-6
UCONALL Lubricant 220	5-7
UCONALL Lubricant 460	6-8
UCONALL Lubricant 680	8-8A

Converting to UCONALL Lubricants

Installation of UCONALL lubricants into machinery that previously contained petroleum oils should follow the recommended flush procedure below:

- Drain previous lubricant from the equipment.
- Replace oil filters.
- Fill the system with the UCONALL lubricant to be used. Run or circulate under normal operating conditions for 24 hours. UCONALL lubricants will generally clean varnish and sludge build-up formed from petroleum oils.
- Thoroughly drain the UCONALL lubricant from the system while warm.
- Inspect the oil filters and replace as needed.
- Fill the equipment with fresh UCONALL lubricant and begin normal operation.
- Inspect and change filters as required.

This procedure should be followed for best results. Residual petroleum lubricant can usually be tolerated at low levels in the UCONALL lubricant.

Monitoring UCONALL Lubricants

Although UCONALL lubricants will show a greatly extended service life under most conditions, one should not neglect to perform periodic maintenance and inspection, which will help ensure continued trouble-free operation.

Paint, Elastomer, and Sealant Compatibility

UCONALL lubricants show some solvency for common oil-based paints, but many epoxy-based paints have been resistant. If, for example, interior surfaces of hydraulic system components have been painted, they should be carefully monitored for trends toward paint softening, lifting, and peeling. If paint removal does occur, frequent maintenance of filters may be required to avoid any equipment malfunctioning.

UCONALL lubricants are suitable for use with most elastomeric materials used in seals and gaskets. Below is a partial list of elastomers compatible with UCONALL lubricants:

Viton	EPDM	Neoprene
Kalrez	Butyl Rubber	Hypalon
Silicone	Buna N (high nitrile)	Aflas
Polysulfide	Hycar	
EPR	Fluoraz	

In selective tests, UCONALL lubricants have been shown to be compatible with Silicone rubber 732 RTV and Loctite PST and 290 in direct lubricant contact, and in exposure to the sealants between bonded copper surfaces.

UCON Fluids and Lubricants

In addition to UCONALL lubricants, Dow offers a wide range of UCON™ fluids and lubricants for many industrial applications. These products include:

Chemical Intermediates	Fire-Resistant Hydraulic Fluids
Coating Fluids	Metalworking Fluids
Compressor Lubricants	Process Fluids
Electronic Chemicals	Quenchants
Food-Grade Lubricants	Rubber & Fiber Lubricants
Heat Transfer Fluids	Refrigeration
High-Temperature Lubricants	Textile Lubricants

Further Information

For additional information on these fluids and lubricants and/or customized products based on various additive packages, viscosities, or molecular weight ranges, contact the Dow office nearest you.

Product Stewardship

Dow encourages its customers and potential users to review their applications from the standpoint of human health and environmental aspects. To help ensure that Dow products are not used in ways for which they are not intended or tested, Dow personnel will assist customers in dealing with environmental and product safety considerations. Dow literature, including Material Safety Data Sheets, should be consulted prior to use.

For More Information

North America: toll-free 1-800-447-4369
fax 1-989-832-1465
Europe: toll-free +800 3 694 6367
call +32 3 450 2240
fax +32 3 450 2815
Pacific: call +852 2879 7260
fax +852 2827 5881
Other Areas: call 1-989-832-1560
fax 1-989-832-1465
<http://www.ucon.com>

NOTICE: No freedom from any patent owned by Seller or others is to be inferred. Because use conditions and applicable laws may differ from one location to another and may change with time, Customer is responsible for determining whether products and the information in this document are appropriate for Customer's use and for ensuring that Customer's workplace and disposal practices are in compliance with applicable laws and other governmental enactments. Seller assumes no obligation or liability for the information in this document. NO WARRANTIES ARE GIVEN; ALL IMPLIED WARRANTIES OF MERCHANTABILITY OR FITNESS FOR A PARTICULAR PURPOSE ARE EXPRESSLY EXCLUDED.



ANEXO E. CUADRO DE ANÁLISIS DE EFECTOS Y MODOS DE FALLA

API 614.

Component	Sub-component	Failure mode of sub-component	Failure cause	Example risk reduction activity	Reference
Reservoir module		inadequate heat for start-up	low ambient, no heater provided	Provide an electric or steam heater.	ISO 10438-3:2007, 4.4.7
		corrosion	material susceptibility	This part of ISO 10438 requires consideration of SS or coatings if equipment casing is utilized as a reservoir.	ISO 10438-3:2007, 4.4.11.1, 4.4.11.3
		water contamination due to a steam-turbine-driven vertical pump	poor design	Consider electric-motor-driven vertical pumps or a horizontal steam-turbine-driven pump not located on the reservoir.	—
				Use an oil conditioner on the supplied connections.	ISO 10438-2:2007, 4.3.10, Figure B.24; see conditioner connections
		moisture due to condensation	high humidity	Use a nitrogen purge with the supplied connections.	ISO 10438-3:2007, 4.4.9
	heater - electric			Use an oil conditioner on the supplied connections.	ISO 10438-2:2007, Figure B.24; see conditioner connections
		oil foaming	inadequate retention time	Consider a longer retention time if a gear or other equipment that tends to entrain air in the oil is involved.	ISO 10438-3:2007, 4.4.6.2; ISO 10438-2:2007, 4.3.6.4
		burnt-out element	excessive heat at element, time	Test element continuity prior to start-up when it is needed in cold weather.	—
				Specify a heater that is removable during operation.	ISO 10438-3:2007, 4.4.7
		loss of power	electrical feed failure	—	—
		inadequate heat into the system for start-up	low ambient, excessive system heat loss	Consider the design of the entire system.	ISO 10438-2:2007, 4.3.7.1, Note
		thermostat failure - contacts fail open or closed	defective thermostat	Specify a heater that is removable during operation.	ISO 10438-3:2007, 4.4.7 c)
	heater - steam	steam leak	coil corrosion	Use a steam heater design with coils external to the reservoir.	—
		inadequate heat into the system for start-up	low ambient, excessive system heat loss	Consider the design of the entire system.	ISO 10438-2:2007, 4.3.7.1, Note
	level gauge	clouded window	time, material	Clean the siteglass, provide separate transmitter or magnetic flag type level indicator.	—
		broken glass	impact	Provide armoured siteglasses; consider location.	—
	level transmitter	loss of signal	transmitter failure	Use a self-diagnosing transmitter, replace transmitter on-line.	—
	level switch	failure to operate	switch failure	Provide external cage-type housing that can be tested on line.	—

Component	Sub-component	Failure mode of sub-component	Failure cause	Example risk reduction activity	Reference
Pump module	shaft-driven pump	pump failure	pump-drive failure (coupling or shaft), pump failure	Provide an auxiliary pump.	ISO 10438-3:2007, 4.5.4
				Provide two motor-driven pumps for on-line replacement.	—
	motor driven pump	pump failure	coupling failure, pump failure, motor failure	Provide an auxiliary pump.	ISO 10438-3:2007, 4.5.4
		loss of power	electrical feed	Separate electrical feeds on dual motor-driven pumps.	ISO 10438-3:2007, 4.5.3, second paragraph
		life of pump component	time	Provide a HOA or HA switch for auxiliary pump testing. Specify a larger, lower-speed pump.	ISO 10438-1:2007, 6.2.1.3 —
	submerged motor-driven pump	pump failure	pump component failure	Avoid submerged pumps if local regulations do not allow access while the unit is running.	—
Cooler module	shell-and-tube or multi-plate	tube or plate leak	corrosion, erosion, manufacturing defect	Consider dual coolers for on-line swapping and on-line repair.	—
				A header pressure-control module can keep water out of the oil in the event of failure.	ISO 10438-3:2007, 4.6.2.4
				Choose alternate materials to withstand corrosion.	—
		water side fouling	mis-operation, such as live steam injection for heating	Spurge steam through the water; operate coolers only under the conditions designed.	ISO 10438-3:2007, 4.6.1.6
			poor cooling water quality, time, corrosion	Consider dual coolers for on-line swapping and on-line repair.	—
				Keep water velocity high.	ISO 10438-3:2007, 4.6.1.2, 4.6.1.8
				Choose coolers with straight tubes that can be easily rodded out, or with easily replaceable standard designs.	—
				Choose alternate materials to better withstand corrosion.	ISO 10438-3:2007, 4.6.2.4
				Use a temperature-control bypass. Do not throttle cooling water.	ISO 10438-3:2007, 4.6.1.4
				Use a shell-in-tube rather than multi-plate, which is less susceptible to fouling.	—
	multi-plate fin-fan	loss of utility water	utility system failure	Add cooling tower or utility water pump redundancy.	—
				Car seal open any valves used in the system.	—
		leak	gasket failure	Use a fully welded unit (throwaway).	—
		fan failure	motor, v-belt, bearings, fan blades	Use multiple fans.	ISO 10438-3:2007, 4.6.4.3
				Consider direct drive rather than v-belts.	—
		oil too cold	low ambient	Provide a temperature-controlled bypass valve; consider variable shutters.	ISO 10438-3:2007, 4.6.1.4

Table D.1 (continued)

Component	Sub-component	Failure mode of sub-component	Failure cause	Example risk reduction activity	Reference
Filter module		collapse filter	high Δp due to cold oil	Make sure that the standby cooler is adequately warmed using a bleed valve prior to switching.	—
			high Δp due to fouling	Consider use of a Δp transmitter to trend differential if in a service where fouling can be at a high level.	—
		incorrect filter element	incorrect element used	Standardize filter element, maintenance procedures.	—
Header pressure-control module	regulator	regulator fails closed	regulator failure	Specify blocks and bypasses to repair online.	schematic
Supply pressure-reducing module	regulator	regulator fails open	regulator failure	Specify blocks and bypasses to repair online.	schematic
Rundown tank module	—	inadequate capacity for specific driver and driven equipment needs	not feasible to make large enough	Provide lube-oil pump backup via alternate source (air, nitrogen, batteries, etc.).	—
	atmospheric type	fails to flow due to cold oil	low ambient	Insulate, heat or use pressurized-type rundown tank.	—
	level transmitter	loss of signal	transmitter failure	Use a self-diagnosing transmitter; replace transmitter on-line.	—
		no permissive start signal	empty tank	Failure to manually open fill bypass or failure in automated fill bypass system.	—
Piping		connection leak	excessively long term vibration	Provide gusseting, proper support.	—
			improper installation	Use API RP 686 installation guidelines.	—
Tubing		connection leak	external loading	Revise support design; use pipe as alternative.	—
Instrumentation	pressure gauge	leak due to failed bourdon tube	fatigue, corrosion	Keep block valves closed unless actually reading pressure.	ISO 10438-1:2007, 6.3.8
				Allow replacing of blocks and bleeds on-line.	—
	pressure switch	difficult to read due to vibration	vibration, location	—	ISO 10438-1:2007, 6.3.8.2
		switch fails to act when needed	various	Use transmitters that have on-line fault-detection, assuming proper response time of system can be attained.	ISO 10438-1:2007, 6.3.2
	pressure transmitter	fails to operate	internal failure	Periodically test switches and use multiple switches.	—
				Use multiple transmitters and voting for trip signals.	—

ANEXO F. SELECCIÓN BOMBA HIDRÁULICA VIKING PUMPS, CATALOGO Y COTIZACIÓN.

1. BOMBA DE ENGRANAJES INTERNOS VIKING PUMPS

Viking Pumps ofrece la línea de bombas de propósito general de engranajes internos, con un montaje especial compacto entre el elemento motriz y la bomba, que nos permite ahorrar espacio, lo cual lo hace muy versátil de utilizar en nuestra propuesta, la siguiente tabla muestra las especificaciones necesarias para los diferentes tamaños ofrecidos para la bomba.

Figura 94. Especificaciones Bombas de engranajes internos Viking Pumps.

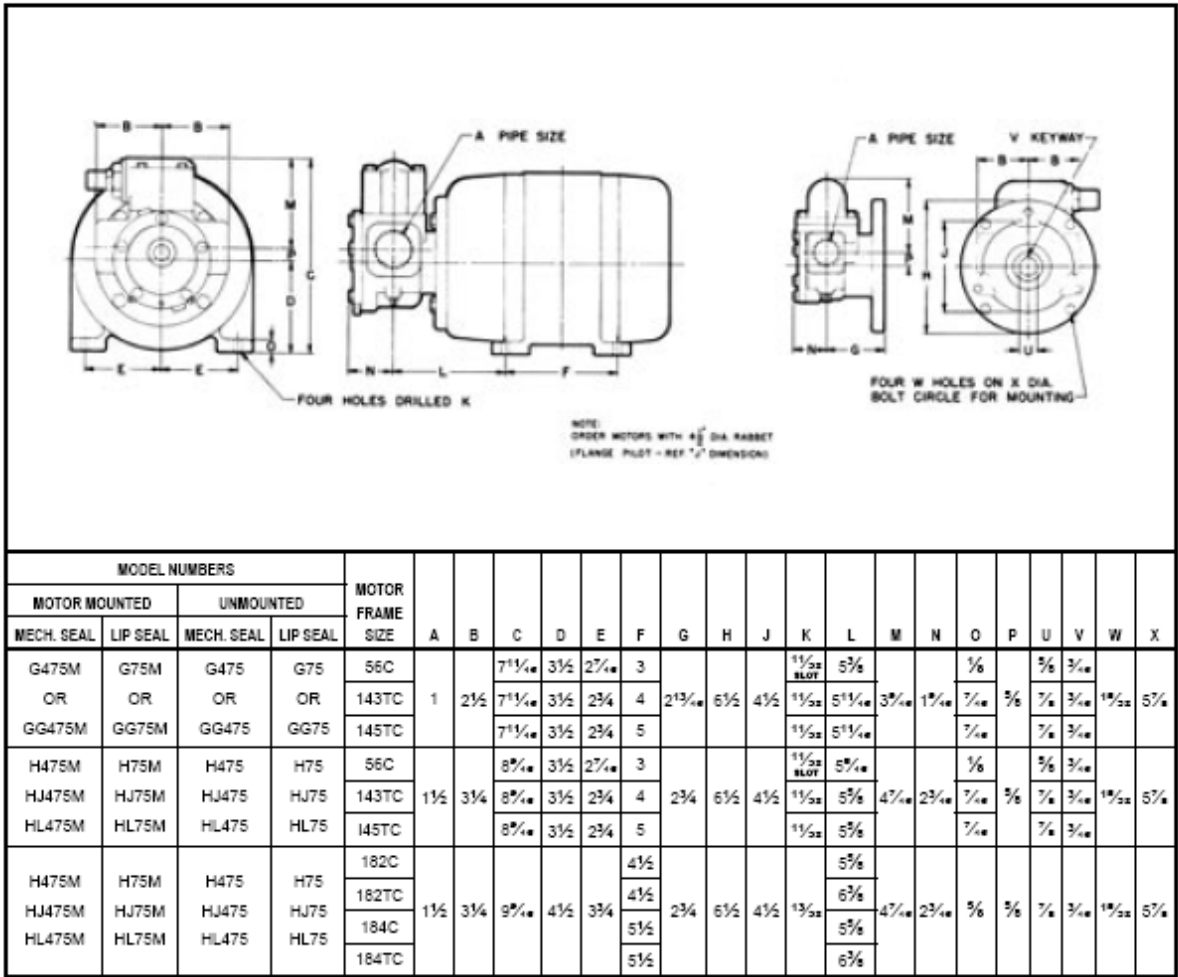
Specifications						
Size	Standard Port	Nominal Capacity at Maximum Speed		Maximum Speed	Maximum Pressure	
	Inches	m ³ /hr	GPM	RPM	BAR	PSI
C	0.25	0.11	0.5	1800	17	250
F	0.5	0.34	1.5	1800	17	250
FH	0.5	0.68	3	1800	17	250
G	1	1.5	7	1800	7	100
GG	1	2.0	10	1800	7	100
H	1.5	3.5	15	1800	7	100
HJ	1.5	4.5	20	1800	7	100
HL	1.5	7.0	30	1800	7	100

Fuente: Viking Pumps Web.

Dentro de los tamaños especificados observamos que el tamaño GG es la mejor opción para nuestros requerimientos de flujo y presión, a continuación revisaremos los modelos y series de las bombas ofrecidas para tamaño GG de la línea de bombas de engranajes internos de propósito general de Viking Pumps.

Figura 95. Dimensiones bombas series 75 y 475 de Viking Pumps.

**DIMENSIONS – 75 AND 475 SERIES
UNMOUNTED PUMPS AND (“M” DRIVE)**



Note: 182TC and 184TC frame motors require a special shaft, 3/8" shaft U dimension, 2 1/4" AH dimension and also 4 1/2" rabbet for 75 and 475 pumps.

Fuente: Catalogo Bombas Series 75 y 475 de Viking Pumps.

1.2 Modelos GG75 y GG475. Para la línea de Bombas de propósito general C-Flange, Vikings Pumps ofrece los siguientes modelos GG75 y GG475, cuyas características son las siguientes.

Rangos de presión:

- 50 psi (Series 75)
- 100 psi (Series 475)

Rangos de Temperatura:

- -20°F a 350°F (-29°F a 177°F)

Rangos de Viscosidad:

- 28 SSU a 2500 SSU (1 cSt a 550 cSt)

1.3 Parámetros de Selección. Los requerimientos de operación necesarios para esta bomba hidráulica son los siguientes.

- Flujo requerido: 7.5 - 10 GPM (20% mayor que el flujo necesario de suministro).
- Viscosidad del Fluido: 10 cSt (55 SSU)- 51 cSt (240 SSU) Aceite ISO 46.
- Presión de descarga: 65 psi (25% mayor que la presión máxima del sistema).
- Potencia del Motor: 0,5 HP.

Figura 96. Bombas Series 75 y 475 de Viking Pumps.

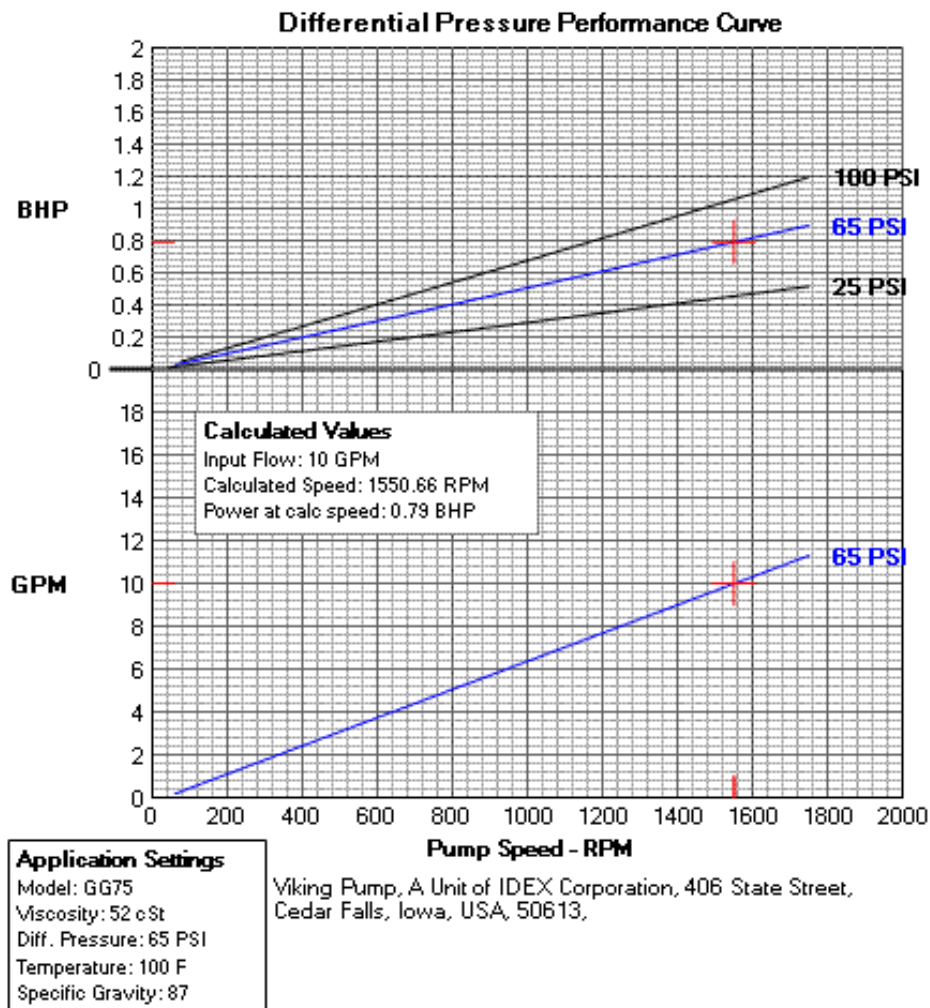


SERIES 75 and 475 Pumps
with "M" Drive "H", "HJ" and "HL" size pumps.

Fuente: Catalogo Bombas Series 75 y 475 de Viking Pumps.

1.4 Bomba Seleccionada. Del Fabricante Viking Pumps la bomba GG75M, es la que mejor se acopla a los requerimientos de lubricación del sistema, las curvas para el sistema rateado es la mostrada a continuación, esta curva se rateo para los requerimientos del sistema planteados anteriormente.

Figura 97. Curva de Desempeño Bomba GG75M para las condiciones de lubricación.



Fuente: Plot Curves Software Viking Pumps Web.



Bogotá, Julio 04 de 2012

Cotización IND2-VIK -SMKA 02

Señores
ECOPETROL
 Atn: Ing. Cesar David Doval Carvajal
 Departamento Refinación De Fondos
 E-mail: cesar.doval@ecopetrol.com.co
 Ciudad

Apreciados señores:

En atención a su amable solicitud, y cumpliendo con las especificaciones de ustedes recibidas nos permitimos presentar la cotización por **BOMBA** de desplazamiento positivo, de engranajes internos marca **VIKING PUMP** de las siguientes características técnicas:

I. ACOPLAMIENTO BOMBA VIKING

CONDICIONES DE OPERACIÓN:

Fluido	:	Aceite Sintético ISO 46
Caudal Entregado	:	10 GPM
Presión de Descarga	:	50 PSI
Temperatura Fluido	:	90 @ 120 °F
Velocidad de Trabajo	:	1800 rpm
Potencia Suministrada	:	1Hp

CARACTERISTICAS TECNICAS DEL EQUIPO:

BOMBA	DESCRIPCION
Marca	1.1.1.1.1.1.1 VIKING
Modelo	GG-75M Standard
Diámetro de Succ./ Desc.	1" NPT (F)
Construcción	HIERRO
Rotor	HIERRO
Piñón	ACERO
Eje	ACERO
Bujes	BRONCE
Sello	SELLO DE LABIO EN BUNA
Caudal Máximo	10 GPM @ 1800 RPM
Presión Máxima	100 PSI
Válvula de Alivio	Incluida (@100PSI)

ACOPLAMIENTO:

MOTOR	DESCRIPCION
Marca	1.1. US MOTORS
Potencia	1HP
Motor Tipo	1.2. TE
Protección	1.3. EXPLOSION PROOF
Voltaje	220/440 Voltios
Velocidad Nominal	1760 rpm

TABLA DE PRECIOS

DESCRIPCION	CANT.	PRECIO UNITARIO
Bomba de desplazamiento positivo marca VIKING modelo GG-75M descrita, Acoplada a Motor Explosión Proof de 1 HP @ 1760 RPM, TE, 220/440 V, 60 Hz, todo montado sobre Base de acero.	1	\$ 3.865.000,00

MAS 16 % IVA

2. CONDICIONES COMERCIALES

VALIDEZ DE LA OFERTA : 15 Días

TIEMPO DE ENTREGA : 8 a 9 Semanas Después De Recibir Su O/C

FORMA DE PAGO : 30 Días Fecha De Factura

GARANTIAS : 1 año de garantía contra defectos de fabricación.

Esperamos que la anterior oferta, sea de su completo interés y quedamos a su disposición para suministrar cualquier información adicional.

Cordialmente,

Ing. Luis Enrique Pava
DIVISION INDUSTRIA.
CELULAR : 321 700 6228
PBX : 3 526911 Ext. 649
FAX : 3 526906
e-mail : lpava@igihm.net
DIRECCIÓN : Auto Norte # 122-12

Ing. Diego F. Robayo.
DIRECTOR INDUSTRIA.
drobayo@igihm.net

3. www.igihm.com

FORMA PARA ACTUALIZAR CATALOGO E INVENTARIO EN ELLIPSE
F A C I No.
Para el ADIN o Catalogador

1 ORIGINADOR:
 Distrito: GRB Dependencia: 10001350 Fecha: aa / mm / dd
2012 / 07 / 9
 Nombre y Apellido: CESAR DOWAL Reg. E0007695 Nombre y Apellido: Reg.
 Solicitante Autorizador - Soporte Técnico Catálogo

2 INFORMACIÓN DE CATÁLOGO E INVENTARIOS:

(TA) TIPO DE ACTUALIZACIÓN: ELIMINAR ☐ FUSIONAR ☐ MODIFICAR ☐ ADICIONAR ☐ REFERENCIA CRUZADA ☐	(UM) UNIDAD DE MEDIDA: CT MT KT LB JT QT CY CO EA SF BG FT RO M3 FR GA BX CN SH DM KG PT GR SI DZ BT ML CF TM YD OZ PR	PC Preferencia de Compra CRPI Cantidad Requerida Para Inicio CRMN Cantidad Requerida para un Mitto Normal CRMG Cantidad Requerida para un Mitto General	VU Valor Unitario (\$) ROP Punto de reorden ROQ Cantidad a pedir MIN Inventario mínimo
---	---	--	---

* FC: Fabricar Con; SI: Sustituto Menor; SM: Sustituto Mayor; UC: Utilizar Con; AE: Agotar Existencias; ER: Existe Recuperado.

CL Clasificación según impacto operacional *	CRITICO SOPORTE	☐ K ☐ S	ESENCIAL USUARIO	☐ E ☐ U	ESPECIAL NO REORDENAR	☐ P ☐ N
--	--------------------	--	---------------------	--	--------------------------	--

#	TA	Código	Descripción	Drawing	Item	UM	N° parte	Nemonico	PC	Nombre popular	Equipo/Comp./EGI	Código ¹	CRPI	CRMN	CRMG	CL	VU	ROP	ROQ	MIN
1	A		BOMBA VIKING PUMP DE ENGRANAJES INTERNOS, FLUJO: 10 GPM, ACOPLADA A MOTOR EXPLOSIÓN PROOF DE 1 HP @ 1760 RPM, TE, 220/440 V, 60 HZ,			EA	GG75M	VIKING PUMP	01	ROTARY PUMP	P2503A/B/C		1	0	0	S	COL\$3.865.000,00	0	1	1
2																				
3																				
4																				
5																				
6																				
7																				
8																				
9																				

[DAR CLICK AQUÍ PARA DILIGENCIAR MAS RENGLONES](#)

Código¹: Espacio para código ELLIPSE para referencia cruzada o fusión.

*** Clasificación según impacto operacional (CL)**

 1- CRITICO: Alto impacto en la operación y la producción, su falta ocasiona alto costo cesante y/o alto riesgo para las personas, las instalaciones, el medio ambiente o la imagen de la empresa.
 2- ESENCIAL: Medio impacto en la operación y la producción, su falta ocasiona costo moderado y/o riesgo moderado para las personas, las instalaciones, el medio ambiente o la imagen de la empresa.
 3- ESPECIAL: Bajo impacto en la operación y la producción, su falta ocasiona costo bajo y/o riesgo bajo para las personas, las instalaciones, el medio ambiente o la imagen de la empresa.

JUSTIFICACIÓN DE LA CATALOGACIÓN:
 REQUERIDO PARA LA IMPLEMENTACION DEL SISTEMA AUXILIAR DE LUBRICACION DEL SISTEMA DE BOMBEO SP2503A/B/C.

APLICACIÓN O UTILIZACIÓN: (Indicar la Marca, Modelo y Serie del equipo donde se instalará- TAG):
 BOMBA PACIFIC PUMPS HVC SERIE 2145-b-7, Y TURBINA ELLIOTT CYR1, SERIAL 1.7.0612 / A502612T, SISTEMA DE SOLVENTE DE ALTA SP2503A/B/C

CONDICIONES DE TRANSPORTE Y ALMACENAMIENTO:
 PARTES DELICADAS

INSTRUCCIONES DE SUMINISTRO Y CHEQUEO DE MATERIAL:
 Norma(s) o certificados de calidad:
 Prueba(s) de aceptación:

JUSTIFICACIÓN DE LA CANTIDAD REQUERIDA, OBSERVACIONES GENERALES PARA ALMACÉN E INVENTARIO:
 IMPLEMENTACION SISTEMA DE LUBRICACION AUXILIAR



MANUAL DE SERVICIO TÉCNICO

BOMBAS MONTADAS ESPECIALES PARA FINES GENERALES

SERIES 75 Y 475

TAMAÑOS G - HL

SECCIÓN TSM 320.2

PÁGINA 1 DE 9

EDICIÓN E

ÍNDICE

Introducción	1
Intercambiabilidad	1
Información especial	1
Información de seguridad	2
Mantenimiento	3
Desmontaje	4
Montaje	4
Para volver a montar los modelos G75 y GG75	4
Para volver a montar los modelos H75, HJ75 y HL75	6
Para volver a montar los modelos G475 y GG475	7
Para volver a montar los modelos H475, HJ475 y HL475	8
Instrucciones de la válvula de alivio de seguridad	8
Ajuste de la presión	9

INTRODUCCIÓN

Las ilustraciones que se usan en este manual son solamente para fines de identificación y **no se deben usar para pedir piezas**. Obtenga una lista de piezas en la fábrica o a través de un representante de Viking®. Siempre dé el nombre completo de la pieza, el número y el material de la pieza con el número de modelo y de serie de la bomba cuando pida repuestos. El número de modelo y de serie de este modelo se puede encontrar en la placa de identificación adherida a la carcasa de la bomba. Esta identificación es importante para pedir piezas o una bomba de repuesto. Con seguridad recibirá las piezas correctas para la bomba.

La bomba se compone de cuatro piezas principales. Solamente dos de estas son piezas móviles: El rotor y la polea guía.

Se incluye un plano detallado de piezas y una lista de piezas para ayudar a identificar cada pieza correctamente. Sin embargo, para desmontar y volver a montar la bomba, se abarcará paso a paso. Consulte las páginas 2 a 9.

MODELOS DE BOMBAS SIN MONTAR	
CON SELLO DE LABIOS	CON SELLO MECÁNICO
G75	G475
GG75	GG475
H75	H475
HJ75	HJ475
HL75	HL475

MODELOS DE BOMBAS MONTADAS			
CON SELLO DE LABIOS	CON SELLO MECÁNICO	GPM NORMALES	
		A 1200 RPM	A 1800 RPM
G75M	G475M	5	7
GG75M	GG475M	7	10
H75M	H475M	10	15
HJ75M	HJ475M	13	20
HL75M	HL475M	20	30

INTERCAMBIABILIDAD

Estas bombas vienen con sello mecánico o sello de labios.

Todos los modelos de bombas con sello mecánico y de bombas con sello de labios se pueden intercambiar en sus dimensiones en cualquier motor de brida "C" NEMA. El sello mecánico se puede intercambiar por el sello de labios en todos los tamaños de bombas.

INSTALACIÓN

La tubería de succión debe ser hermética y al menos del tamaño de las conexiones del puerto de succión de la bomba para evitar la pérdida de cebado o capacidad. También debe estar equipada con un filtro y si se bombean líquidos livianos a una elevación alta de succión, se debe usar una base o una válvula de retención. Siempre evite puntos altos y obstrucciones en la tubería de succión debido a que estos pueden causar ruidos, pérdida de capacidad o bloqueo del aire. Debido a que estas son bombas de desplazamiento positivo, asegúrese de que no hayan obstrucciones en la tubería de descarga y de que todas las válvulas estén en posición de funcionamiento antes de arrancar la bomba. Asegúrese de que los tornillos de ajuste de la válvula de alivio en la bomba apunten hacia el puerto de succión. Las bombas montadas en la fábrica tienen la succión del puerto a la derecha y la descarga del puerto a la izquierda a menos que se especifique lo contrario. La ubicación de los puertos se determina al mirar el extremo de la brida de montaje de la bomba. La válvula de alivio en la bomba es una excelente garantía para evitar obstrucciones o válvulas cerradas en la tubería de descarga.



FIGURA 1
VISTA FRONTAL DE BOMBA SIN MONTAR
DE TAMAÑOS G Y GG

INFORMACIÓN ESPECIAL

ROTACIÓN: Las bombas Viking funcionan de igual manera al girar en el sentido de las agujas del reloj o en sentido contrario. La dirección del eje determina cuál es el puerto de succión y el de descarga. El puerto que se encuentra en el área donde los elementos de bombeo (dientes de engranaje) salen del engrane es el puerto de succión.



VIKING PUMP, INC. • Una unidad de IDEX Corporation • Cedar Falls, IA 50613 EE.UU.

INFORMACIÓN E INSTRUCCIONES DE SEGURIDAD

LA INSTALACIÓN Y OPERACIÓN INCORRECTAS O EL MANTENIMIENTO INADECUADO DE LA BOMBA PUEDEN PROVOCAR LESIONES GRAVES O LA MUERTE, O PRODUCIR DAÑOS EN LA BOMBA O EN OTRO EQUIPO. LA GARANTÍA DE VIKING NO CUBRE LAS FALLAS DEBIDO A LA INSTALACIÓN Y OPERACIÓN INCORRECTAS NI AL MANTENIMIENTO INADECUADO.

SE DEBE LEER COMPLETAMENTE ESTA INFORMACIÓN ANTES DE COMENZAR LA INSTALACIÓN, OPERACIÓN O EL MANTENIMIENTO DE LA BOMBA Y SE DEBE GUARDAR CON LA BOMBA. SÓLO PERSONAL DEBIDAMENTE CAPACITADO Y CALIFICADO DEBE INSTALAR, OPERAR Y MANTENER LA BOMBA.

SIEMPRE SE DEBEN SEGUIR Y RESPETAR LAS SIGUIENTES INSTRUCCIONES DE SEGURIDAD.

Leyenda de
símbolos:



Peligro – Si no se sigue la instrucción que se indica, se pueden provocar lesiones graves o la muerte.

ADVERTENCIA

Advertencia – Además de la posibilidad de que se provoquen lesiones graves o la muerte, si no se sigue la instrucción que se indica, se pueden producir daños en la bomba o en otro equipo.



ANTES de abrir cualquier cámara líquida (cámara de bombeo, depósito, conector de la tapa de ajuste de la válvula de alivio, etc.) asegúrese de que:

- se haya ventilado completamente toda la presión de la cámara por las tuberías de succión o descarga, u otras aperturas o conexiones apropiadas;
- se haya "bloqueado" o dejado inactivo el sistema de accionamiento de la bomba (motor, turbina, etc.) para que no se pueda arrancar mientras se realice trabajo en la bomba;
- conozca el material que ha manipulado la bomba, haya obtenido una hoja de datos de seguridad de materiales (MSDS) para el material, y que comprenda y siga todas las precauciones apropiadas para la manipulación segura del material.

ADVERTENCIA

INSTALE manómetros/sensores de presión junto a las conexiones de succión y descarga de la bomba para controlar las presiones.



ADVERTENCIA

TENGA máximo cuidado al levantar la bomba. Se deben usar los dispositivos de levantamiento adecuados según corresponda. Los orificios de izamiento de la bomba **sólo** se deben usar para levantar la bomba y **no** la bomba con la transmisión ni la placa base. Si la bomba está montada en la placa base, ésta se debe usar para todos los fines de levantamiento. Si se usan eslingas para el levantamiento, deben estar seguras y firmemente conectadas. Para saber el peso de la bomba solamente (que no incluye la transmisión ni la placa base) consulte el catálogo de productos Viking Pump.



NO intente desensamblar una válvula de alivio a la que no se le haya liberado la presión del resorte o que se encuentre montada en una bomba en funcionamiento.



EVITE el contacto con las áreas calientes de la bomba o de la transmisión. Ciertas condiciones de funcionamiento, dispositivos de control de la temperatura (envolturas, aplicación de calor, etc.), instalaciones mal realizadas, operación inadecuada, y mantenimiento deficiente pueden provocar altas temperaturas en la bomba o en la transmisión.



ADVERTENCIA

LA BOMBA se debe proporcionar con protección contra la presión. Ésta se puede proporcionar por medio de una válvula de alivio montada directamente sobre la bomba, una válvula de alivio sobre la tubería del sistema, un dispositivo de torque o un disco de ruptura. Si se invierte la rotación de la bomba durante el funcionamiento, se debe proporcionar protección contra la presión **a ambos** lados de la bomba. Las tapas del tornillo de ajuste de la válvula de alivio siempre deben apuntar hacia el lado de succión de la bomba. Si se invierte la rotación de la bomba, se debe cambiar la posición de la válvula de alivio. Las válvulas de alivio no se pueden usar para controlar el flujo de la bomba ni para regular la presión de descarga. Para obtener información adicional, consulte el Manual de servicio técnico TSM 000 y el Boletín de servicio de ingeniería ESB-31.



ADVERTENCIA

LA BOMBA se debe instalar en un material que permita el acceso seguro para el mantenimiento de rutina y para la inspección durante el funcionamiento para revisar si existen fugas y monitorear el funcionamiento de la bomba.



ANTES de operar la bomba, asegúrese de que todos los dispositivos de seguridad de la transmisión estén en su lugar.



NO opere la bomba si no está conectada la tubería de succión o de descarga.



NO coloque los dedos en la cámara de bombeo, en sus puertos de conexión ni en ninguna parte de la transmisión si existe **alguna posibilidad** de que giren los ejes de la bomba.



ADVERTENCIA

NO exceda la presión, velocidad o temperatura nominal de la bomba ni cambie los parámetros originales del sistema/de trabajo sin confirmar su idoneidad para el nuevo servicio.



ADVERTENCIA

ANTES de operar la bomba, asegúrese de que:

- esté limpia y sin impurezas;
- todas las válvulas de las tuberías de succión y descarga estén completamente abiertas;
- todas las tuberías conectadas a la bomba estén completamente firmes y alineadas con la bomba;
- la rotación de la bomba sea la correcta para la dirección de flujo que desee.

VÁLVULAS DE ALIVIO:

1. Las bombas Viking son bombas de desplazamiento positivo y se deben suministrar con alguna clase de protección contra la presión. Esta puede ser una válvula de alivio montada directamente sobre la bomba, una válvula de alivio sobre la tubería del sistema, un dispositivo de limitación de torque o un disco de ruptura.
2. Esta serie de bombas puede estar equipada con una válvula integral de alivio. La configuración estándar es para rotación en el sentido de las agujas del reloj.
3. Si se invierte la rotación de la bomba durante el funcionamiento, se debe proporcionar protección contra la presión en **ambos** lados de la bomba.
4. La tapa del tornillo de ajuste de la válvula de alivio **siempre** debe apuntar hacia el lado de succión de la bomba.
5. Las válvulas de alivio no se deben usar para controlar el flujo ni para regular la presión de descarga de la bomba.

Para obtener información adicional sobre las válvulas de alivio. Consulte el **Manual de servicio técnico TSM000** y el **Boletín de servicio de ingeniería ESB-31**.

NOTA: Las bombas con sellos de labios, modelos G75, GG75, H75, HJ75, HL75, G75M, GG75M, H75M, HJ75M y HL75M están equipadas con una disposición interna de succión inversa. Se inserta un pequeño tornillo (autobloqueo) de succión inversa en un orificio en el lado de descarga de la bomba. Éste se puede ver a través de la abertura del puerto y detrás del rotor (consulte la **Figura 3**). El orificio en el lado de succión se debe dejar abierto para evitar daños a los sellos de labios. Ambos orificios están tapados en las bombas modelos G475, GG475, H475, HJ465, HL475, G475M, GG475M, H475M, HJ475M y HL475M con sello mecánico. Debido a que estas bombas tienen solamente dos piezas móviles y su rendimiento se prueba en la fábrica, rara vez causan problemas. Si llegara a haber problemas, siempre es recomendable investigar todas las causas posibles antes de desmontar la bomba. La mayoría de los problemas son causados por fugas de aire y obstrucciones en la tubería de succión.

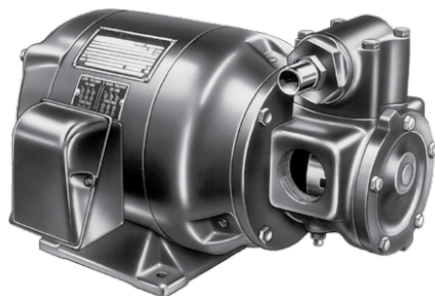


FIGURA 2
BOMBA MONTADA EN MOTOR TAMAÑOS H, HJ Y HL

MANTENIMIENTO

Las bombas de las series 75 y 475 están diseñadas para brindar una vida útil prolongada y sin problemas, en una amplia variedad de condiciones de aplicación, con mantenimiento mínimo; sin embargo, se debe considerar lo siguiente:

1. **LUBRICACIÓN:** No es necesaria la lubricación externa para esta serie de bombas. El líquido que se bombea lubrica los rodamientos internos en la bomba.

2. **AJUSTE DEL ESPACIO FINAL:** Después del funcionamiento prolongado, a veces es posible mejorar el rendimiento de la bomba, sin realizar reparaciones mayores, ajustando el espacio final. Consulte **MONTAJE, página 4**, para ver información respecto de este procedimiento.
3. **VÁLVULA DE ALIVIO:** Si la bomba está equipada con válvula de alivio, se pueden realizar ajustes de la siguiente forma: Retire la tapa del tornillo de ajuste, gire el tornillo de ajuste hacia dentro para aumentar la presión y hacia fuera para disminuirla. Si la bomba no produce la capacidad nominal, es posible que sea necesario realizar ajustes a la válvula de alivio. Asegúrese de que se vuelva a instalar la tapa del tornillo de ajuste antes de arrancar la bomba.
4. **LIMPIEZA DE LA BOMBA:** Es una buena práctica mantener la bomba lo más limpia posible. Esto facilita la inspección, el ajuste y la reparación.
5. **ALMACENAMIENTO:** Si la bomba se va a guardar o no se va a usar durante un tiempo prolongado, debe drenarse y se debe aplicar una ligera capa de aceite lubricante y preservante en las piezas internas.

HERRAMIENTAS DE REPARACIÓN QUE SE RECOMIENDAN:

Se debe disponer de las siguientes herramientas para reparar correctamente las bombas de las series 75 y 475. Estas herramientas se suman a las herramientas mecánicas estándar como llaves españolas, alicates, destornilladores, etc. La mayoría de las herramientas se puede obtener en una ferretería industrial.

1. Martillo de cabeza blanda
2. Llaves Allen (algunos sellos mecánicos y collares de fijación)
3. Manguito de instalación del sello mecánico
4. Barra de bronce
5. Prensa de mandrinar

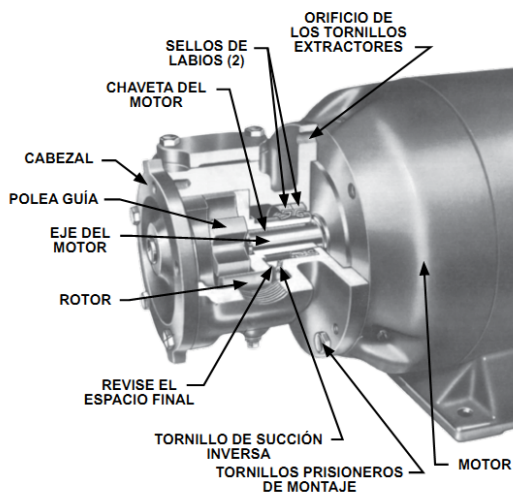


FIGURA 3
VISTA TRANSVERSAL DE H, HJ Y HL 75
BOMBAS DE SELLO DE LABIOS

DESMONTAJE

¡PELIGRO!

Antes de abrir cualquier cámara líquida de una bomba Viking (cámara de bombeo, depósito, conector de la tapa de ajuste de la válvula de alivio, etc.) asegúrese de que:

1. se haya ventilado completamente toda la presión de la cámara por las tuberías de succión o descarga, u otras aberturas o conexiones apropiadas;
2. se haya "bloqueado" o dejado inactivo el medio impulsor (motor, turbina, etc.) para que no se pueda arrancar mientras se realicen trabajos en la bomba;
3. sepa qué líquido maneja la bomba y las precauciones necesarias para manipular tal líquido de manera segura. Obtenga una hoja de datos de seguridad de materiales (MSDS, por sus siglas en inglés) del líquido a fin de asegurarse de que se comprendan estas precauciones.

Si no se toman las medidas de precaución anteriores, se pueden provocar lesiones graves o la muerte.

1. **RETIRE LA BOMBA DESDE EL MOTOR.** Retire los cuatro tornillos prisioneros y use tres como tornillos extractores en los orificios roscados de la bomba desde el eje del motor.

NOTA: Si la bomba tiene una válvula, se debe retirar primero para tener espacio para los tornillos extractores.

2. **RETIRE EL CABEZAL DE LA BOMBA.**

NOTA: Marque el cabezal y la carcasa antes del desmontaje para asegurarse de que se vuelvan a montar correctamente. El pasador de la polea guía, que esté desviado en el cabezal de la bomba, se debe colocar correctamente a igual distancia entre las conexiones de los puertos, a fin de permitir el flujo apropiado de líquido por la bomba.

Si fuera necesario desmontar la bomba para realizar alguna inspección o reparación, retire primero los tornillos prisioneros del cabezal y retire el cabezal golpeándolo suavemente mientras se retiran las lengüetas.

3. **RETIRE LAS JUNTAS DEL CABEZAL.** Si no tiene un conjunto nuevo, se pueden volver a utilizar las juntas originales siempre que no estén dañadas.

4. **RETIRE LA POLEA GUÍA DESDE EL PASADOR DE LA POLEA GUÍA.** Si el pasador de la polea guía está desgastado, se deben reemplazar el cabezal, el pasador y el buje de la polea guía.

Si el buje de la polea guía está desgastado, se necesita un buje nuevo.

Si el buje nuevo es de grafito de carbono, se debe tener especial cuidado al presionarlo dentro de la polea guía. Siempre se debe usar una prensa de mandrinar; asegúrese de que el buje se inicie en forma recta. **NO DETENGA** la operación de prensado hasta que el buje se encuentre en la posición correcta. El grafito de carbono es quebradizo; empezar y detener la operación de prensado frecuentemente provoca que el buje se agriete. Si se agrieta en la polea guía, este buje se desintegrará rápidamente.

5. **RETIRE EL ROTOR DESDE LA CARCASA.** Se puede retirar el rotor de las dos bombas más pequeñas (tamaños G y GG) presionando el final del extremo hueco de la transmisión del rotor. En los modelos con sellos mecánicos (G475 y GG475) será necesario usar una prensa de mandrinar y un mandril de sujeción de aproximadamente 3,5 cm (1,375 pulg.) de diámetro. El sello permanecerá en la carcasa.

El rotor de las tres bombas más grandes (tamaños H, HJ, HL) también se puede retirar presionando el final del extremo hueco de la transmisión del rotor. En estas bombas, el resorte y la pieza giratoria del sello mecánico saldrán con el rotor.

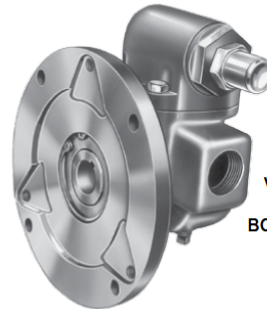


FIGURA 4
VISTA DEL EXTREMO DE LA
BRIDA DE G Y GG475
BOMBAS DE SELLO MECÁNICO

6. **RETIRE EL SELLO MECÁNICO O LOS SELLOS DE LABIOS.** (Consulte la Figura 4) Retire el anillo de resorte en la carcasa de las dos bombas más pequeñas (tamaños G y GG) y puede retirar el sello completo fuera del extremo grande con brida de la carcasa.

Retire el resorte y la pieza giratoria desde el rotor y el asiento del sello o sellos de labios desde el extremo de la bomba de la carcasa de las tres bombas de tamaños más grandes (H, HJ, HL).

MONTAJE

Uno de los siguientes conjuntos de instrucciones explica la forma de volver a montar estas bombas. Siga las instrucciones para el modelo adecuado de bomba.

Antes de volver a montar la bomba, limpie completamente todas las piezas y cambie las que muestren señales de desgaste o daños excesivos.

Para volver a montar los modelos G75 ó GG75 Bombas con sellos de labios: consulte la Figura 5

1. **INSTALE LOS SELLOS DE LABIOS.** Los sellos de labios se deben instalar en la carcasa uno a uno desde el extremo grande con brida. Las superficies de los labios de sellado deben quedar alejadas entre sí.

NOTA: Use una prensa de mandrinar con un mandril de sujeción de 2,188 de diámetro y presione los sellos de labios en la carcasa lo más lejos posible. **Consulte las Figuras 7, 8, 9 y 10** para ver un corte transversal de los modelos de la bomba.

2. **LUBRIQUE LOS SELLOS DE LABIOS.** Llene con grasa el área entre los labios de los sellos de labios.

3. **INSTALE EL ROTOR.** Lave el cubo del rotor con aceite liviano (no grasa) e inserte el rotor en la carcasa con el cubo a través de los sellos de labio.

¡PRECAUCIÓN!

Gire el rotor hacia atrás y hacia delante mientras hace suficiente fuerza para empujarlo por el sello de labios y hasta el fondo de la carcasa. Tenga cuidado de no doblar debajo del labio del sello interior.

4. **INSTALE LA POLEA GUÍA.** Coloque la polea guía con los bujes sobre el pasador de la polea guía.

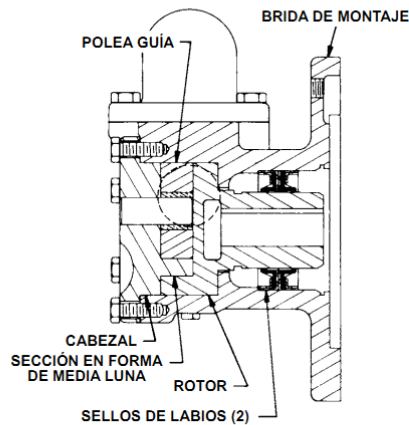


FIGURA 5
PLANO CON VISTA TRANSVERSAL DE LOS
MODELOS G75 Y GG75 BOMBAS DE SELLO DE LABIOS

5. **COLOQUE LAS JUNTAS DEL CABEZAL EN EL CABEZAL DE LA BOMBA.** Se debe usar la cantidad correcta de juntas para proporcionar el espacio final necesario dentro de la bomba de manera que gire libremente sin exceso apreciable de juego. La **Tabla 1 de juntas** muestra la cantidad normal de juntas que se debe usar.

6. **AHORA EL CABEZAL SE PUEDE MONTAR EN LA BOMBA.** Inclínele levemente la parte superior del cabezal de la bomba lejos de ésta hasta que la sección en forma de media luna ingrese al diámetro interior del rotor y gire la polea guía hasta que sus dientes se engranen con los dientes del rotor. No dañe las juntas del cabezal. Observe la posición correcta de la polea guía y de la sección en forma de luna (**Consulte la Figura 5 y el paso 2 de Desmontaje**). Apriete los tornillos prisioneros del cabezal y luego revise el espacio final.
7. **REVISE EL ESPACIO FINAL DE LA BOMBA.** Mida el espacio entre la parte trasera del rotor y la superficie mecánica en la parte inferior de la carcasa insertando una galga de espesores por la abertura del puerto. Éste es el espacio final; la cantidad normal es 0,08 a 0,13 mm (0,003 a 0,005 pulg.). Agregue o retire juntas hasta que se alcance la cifra.

MODELOS DE BOMBAS	CANTIDAD NORMAL QUE SE USA (PULGADA)	UN CONJUNTO DE JUNTAS SE COMPONE DE LO SIGUIENTE
Bombas con sellos de labios G75 y GG75	0,010 - 0,015 pulg.	2 - Plástico de 0,005 pulg. 3 - Plástico de 0,002 pulg.

TABLA 1 DE JUNTAS

8. **EMPERNE LA VÁLVULA DENTRO DE LA CARCASA.** Coloque la junta de la válvula y la válvula o placa de la cubierta en la bomba y ajuste firmemente con los cuatro tornillos prisioneros.

¡PRECAUCIÓN!

Asegúrese de que los tornillos de ajuste de la válvula de alivio apunten hacia el puerto de succión.

9. **MONTE LA BOMBA EN EL MOTOR.** Instale la chaveta de longitud total en el chavetero del eje del motor.

NOTA: La chaveta debe ser de longitud total para evitar la mala alineación del rotor de la bomba, lo que podría causar daños graves a la bomba. Deslice la bomba sobre el eje del motor y ajuste firmemente con los cuatro tornillos prisioneros.

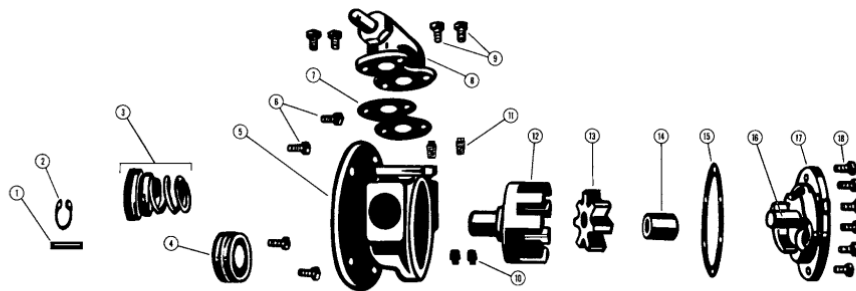


FIGURA 6
VISTA DETALLADA DE LAS BOMBAS (TAMAÑOS G Y GG) SERIE 75 Y 475

ARTÍCULO	NOMBRE DE LA PIEZA	ARTÍCULO	NOMBRE DE LA PIEZA	ARTÍCULO	NOMBRE DE LA PIEZA
1	Chaveta para el eje del motor (longitud total)	7	Junta para la válvula de alivio o placa de la cubierta	13	Polea guía
2	Anillo de resorte (solamente bombas con sello mecánico)	8	Válvula de alivio	14	Bujes de la polea guía
3	Sello mecánico (completo)	9	Tornillos prisioneros para la válvula de alivio o placa de la cubierta	15	Junta del cabezal
4	Sello de labios (2)	10	Tapones de tubería de 1/8"	16	Pasador de la polea guía
5	Carcasa	11	Tornillo mecánico (2 para sello mec., 1 para sello de labios)	17	Cabezal
6	Tornillos prisioneros (bomba en el motor)	12	Rotor	18	Tornillos prisioneros del cabezal

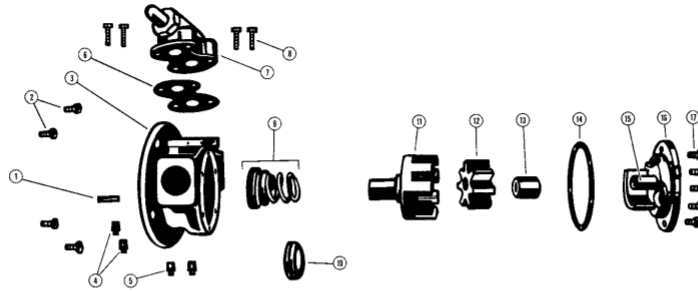


FIGURA 7
VISTA DETALLADA DE LAS BOMBAS (TAMAÑOS H, HJ Y HL) SERIE 75 Y 475

ARTÍCULO	NOMBRE DE LA PIEZA	ARTÍCULO	NOMBRE DE LA PIEZA	ARTÍCULO	NOMBRE DE LA PIEZA
1	Chaveta para el eje del motor (longitud total)	7	Válvula de alivio	13	Buje de la polea guía
2	Tornillos prisioneros (bomba en el motor)	8	Tornillos prisioneros para la válvula de alivio o placa de la cubierta	14	Junta del cabezal
3	Carcasa	9	Sello mecánico (completo)	15	Pasador de la polea guía
4	Tapones de tubería de 1/8 pulg.	10	Sello de labios (2)	16	Cabezal
5	Tornillo mecánico (2 para sello mec., 1 para sello de labios)	11	Rotor	17	Tornillos prisioneros del cabezal
6	Junta para la válvula de alivio o placa de la cubierta	12	Polea guía		

Para volver a montar los modelos H75, HJ75 ó HL75 Bombas con sellos de labios:
Consulte la Figura 8

- 1. INSTALE LOS SELLOS DE LABIOS.** Los sellos de labios se deben instalar en la carcasa uno a uno desde el extremo del cabezal. Las superficies de los labios de sellado deben quedar alejadas entre sí.
NOTA: Use una prensa de mandrinar de 2,188 de diámetro y presione los sellos de labios en la carcasa lo más lejos posible.
- 2. LUBRIQUE LOS SELLOS DE LABIOS.** Llene con grasa el área entre los labios de los sellos de labios.
- 3. INSTALE EL ROTOR.** Lave el cubo del rotor con aceite liviano (no grasa) e inserte el rotor en la carcasa con el cubo a través de los sellos de labio.

¡PRECAUCIÓN!

Gire el rotor hacia atrás y hacia delante mientras hace suficiente fuerza para empujarlo por el sello de labios y hasta el fondo de la carcasa. Tenga cuidado de no doblar debajo del labio del sello interior.

- 4. INSTALE LA POLEA GUÍA.** Coloque la polea guía con el buje sobre el pasador de la polea guía.
- 5. COLOQUE LAS JUNTAS DE CABEZALES EN EL CABEZAL DE LA BOMBA.** Se debe usar la cantidad correcta de juntas para proporcionar el espacio final necesario dentro de la bomba de manera que gire libremente sin exceso apreciable de juego. La **Tabla 2 de juntas** muestra la cantidad normal de juntas que se debe usar.
- 6. AHORA EL CABEZAL SE PUEDE MONTAR EN LA BOMBA.** Incline levemente la parte superior del cabezal de la bomba lejos de ésta hasta que la sección en forma de media luna ingrese al diámetro interior del rotor y gire la polea guía hasta que sus dientes se engranen con los dientes del rotor. No dañe las juntas del cabezal. Observe la posición correcta de la polea

guía y de la sección en forma de luna. (Consulte la **Figura 8 y el Paso 2 de Desmontaje**). Apriete los tornillos prisioneros del cabezal y luego revise el espacio final.

- 7. REVISE EL ESPACIO FINAL DE LA BOMBA.** Mida el espacio entre la parte trasera del rotor y la superficie maquinada en la parte inferior de la carcasa al insertar una galga de espesores a través de la abertura del puerto. Éste es el espacio final. La cantidad normal es 0,08 a 0,13 mm (0,003 a 0,005 pulg.). Agregue o retire juntas hasta que se alcance la cifra.

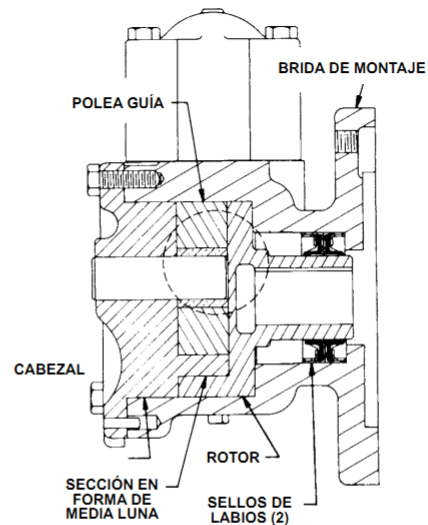


FIGURA 8
PLANO CON VISTA TRANSVERSAL DE LOS MODELOS H75, HJ75 Y HL75 BOMBAS DE SELLO DE LABIOS

MODELOS DE BOMBAS	CANTIDAD NORMAL QUE SE USA (PULGADA)	UN CONJUNTO DE JUNTAS SE COMPONE DE LO SIGUIENTE
Bombas con sellos de labios G75 y GG75	0,010 - 0,015 pulg.	2 - Plástico de 0,005 pulg. 3 - Plástico de 0,002 pulg.

TABLA 2 DE JUNTAS

8. **EMPERNE LA VÁLVULA EN LA CARCASA.** Coloque la junta de la válvula y la válvula o placa de la cubierta en la bomba, y ajuste firmemente con los cuatro tornillos prisioneros.

¡PRECAUCIÓN!

Asegúrese de que los tornillos de ajuste de la válvula de alivio apunten hacia el puerto de succión.

9. **MONTE LA BOMBA EN EL MOTOR.** Instale la chaveta de longitud total en el chavetero del eje del motor.

NOTA: La chaveta debe ser de longitud total para evitar la mala alineación del rotor de la bomba, lo que podría causar daños graves a la bomba. Deslice la bomba sobre el eje del motor y ajuste firmemente con los cuatro tornillos prisioneros.

Para volver a montar los modelos G475 ó GG475 Bombas de sello mecánico: consulte la Figura 9

1. **INSTALE EL ROTOR EN LA CARCASA.**
2. **INSTALE LA POLEA GUÍA.** Coloque la polea guía con el buje sobre el pasador de la polea guía.
3. **COLOQUE LA JUNTA DEL CABEZAL EN EL CABEZAL.** Se debe usar la cantidad correcta de juntas para proporcionar el espacio final necesario dentro de la bomba de manera que gire libremente sin exceso apreciable de juego. La Tabla 3 de juntas muestra la cantidad normal de juntas que se debe usar.

MODELOS DE BOMBAS	CANTIDAD NORMAL QUE SE USA (PULGADA)	UN CONJUNTO DE JUNTAS SE COMPONE DE LO SIGUIENTE
Bombas con sellos de labios G75 y GG75	0,010 - 0,015 pulg.	2 - Plástico de 0,005 pulg. 3 - Plástico de 0,002 pulg.

TABLA 3 DE JUNTAS

4. **AHORA EL CABEZAL SE PUEDE MONTAR EN LA BOMBA.** Inclínele levemente la parte superior del cabezal de la bomba lejos de ésta hasta que la sección en forma de media luna ingrese al diámetro interior del rotor y gire la polea guía hasta que sus dientes se engranen con los dientes del rotor. No dañe las juntas del cabezal.

Observe la posición correcta de la polea guía y de la sección en forma de luna (Consulte la Figura 9 y el paso 2 de Desmontaje). Apriete los tornillos prisioneros del cabezal y luego revise el espacio final.

5. **REVISE EL ESPACIO FINAL DE LA BOMBA.** Mida el espacio entre la parte trasera del rotor y la superficie maquinada en la parte inferior de la carcasa insertando la galga de espesores a través de la abertura del puerto. Éste es el espacio final. La cantidad normal es 0,08 a 0,13 mm (0,003 a 0,005 pulg.). Agregue o retire juntas hasta que se alcance la cifra.

6. **INSTALE EL SELLO MECÁNICO.** Deslice la arandela de resorte del sello sobre el cubo del rotor lo más lejos posible. Lave el cubo del rotor y el diámetro interior de la caja del sello con aceite liviano (no graso) y monte el resorte, la pieza giratoria y el asiento del sello mecánico en su posición, consulte la Figura 9.

¡PRECAUCIÓN!

Nunca toque las superficies de sellado del sello mecánico con nada excepto los dedos o un paño limpio.

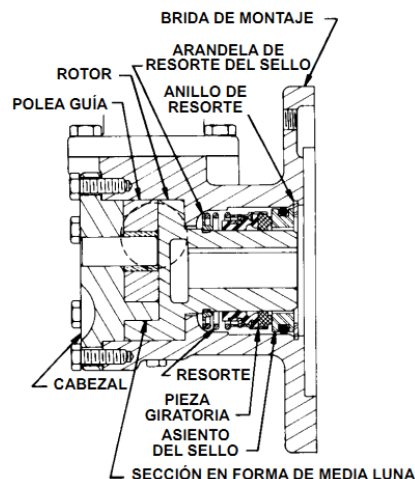


FIGURA 9
PLANO CON VISTA TRANSVERSAL DE LOS
MODELOS G475 Y GG475 BOMBAS DE SELLO MECÁNICO

7. **INSTALE EL ANILLO DE RESORTE.** Instale el anillo de resorte en la ranura de la caja. Esto mantendrá el sello en su longitud apropiada de trabajo.
8. **EMPERNE LA VÁLVULA EN LA CARCASA.** Coloque la junta de la válvula y la válvula o placa de la cubierta en la bomba, y ajuste firmemente con los cuatro tornillos prisioneros.

¡PRECAUCIÓN!

Asegúrese de que los tornillos de ajuste de la válvula de alivio apunten hacia el puerto de succión.

9. **MONTE LA BOMBA EN EL MOTOR.** Instale la chaveta de longitud total en el chavetero del eje del motor.

NOTA: La chaveta debe ser de longitud completa para evitar la mala alineación del rotor de la bomba, lo que podría causar daños graves a la bomba. Deslice la bomba sobre el eje del motor y ajuste firmemente con los cuatro tornillos prisioneros.

Para volver a montar las bombas con sello mecánico modelos H475, HJ475 ó HL475: consulte la Figura 10

1. **INSTALE EL ASIENTO DE LABIOS.** Lubrique el diámetro exterior del asiento del sello y el interior del asiento del sello, además del interior del diámetro interior de la caja del sello con aceite liviano (no grasa). Instale el asiento del sello en la carcasa y presiónelo hacia dentro en su lugar.

¡PRECAUCIÓN!

Nunca toque las superficies de sellado del sello mecánico con nada excepto los dedos o un paño limpio.

2. **INSTALE LA PIEZA GIRATORIA DEL SELLO.** Lave el cubo del rotor y el interior de la pieza giratoria con aceite liviano. Deslice el resorte y la pieza giratoria sobre el cubo giratorio sólo la distancia suficiente para sujetar el resorte en su posición. No comprima el resorte en este momento.
3. **INSTALE EL ROTOR EN LA CARCASA.**
4. **INSTALE LA POLEA GUÍA.** Coloque la polea guía con el buje sobre el pasador de la polea guía.
5. **COLOQUE LAS JUNTAS DEL CABEZAL EN EL CABEZAL.** Se debe usar la cantidad correcta de juntas para proporcionar el espacio final necesario dentro de la bomba de manera que gire libremente sin exceso apreciable de juego. La **Tabla 4 de juntas** muestra la cantidad normal de juntas que se debe usar.
6. **AHORA EL CABEZAL SE PUEDE MONTAR EN LA BOMBA.** Inclínele levemente el cabezal de la bomba lejos de ésta hasta que la sección en forma de media luna ingrese al diámetro interior del rotor y gire la polea guía hasta que sus dientes se engranen con los dientes del rotor. No dañe las juntas del cabezal. Observe la posición correcta de la polea guía y de la sección en forma de luna. Consulte la **Figura 10** y el **paso 2 de Desmontaje**.

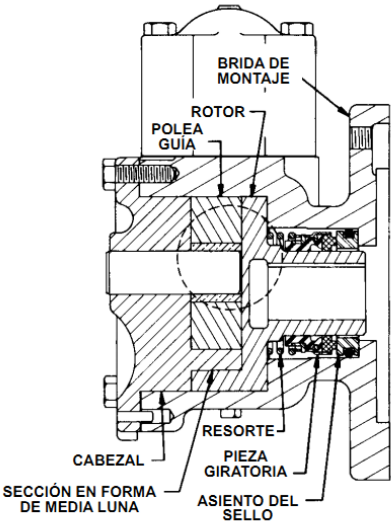


FIGURA 10
PLANO CON VISTA TRANSVERSAL DE LOS MODELOS
H475, HJ475 Y HL475 BOMBAS DE SELLO MECÁNICO

7. **REVISE EL ESPACIO FINAL DE LA BOMBA.** Mida el espacio entre la parte trasera del rotor y la superficie maquinada en la parte inferior de la carcasa al insertar una galga de espesores a través de la abertura del puerto. Éste es el espacio final; la cantidad normal es 0,08 a 0,13 mm (0,003 a 0,005 pulg.). Agregue o retire juntas hasta que se alcance la cifra.

MODELOS DE BOMBAS	CANTIDAD NORMAL QUE SE USA (PULGADA)	UN CONJUNTO DE JUNTAS SE COMPONE DE LO SIGUIENTE
Bombas con sello mecánico modelos H475, HJ475 y HL475	0,010 - 0,015 pulg.	2 - Plástico de 0,002 pulg. 2 - Papel de 0,006 pulg.

TABLA 4 DE JUNTAS

8. **EMPERNE LA VÁLVULA DENTRO DE LA CARCASA.** Coloque la junta de la válvula y la válvula o placa de la cubierta en la bomba, y ajuste firmemente con los cuatro tornillos prisioneros.
9. **MONTE LA BOMBA EN EL MOTOR.** Instale la chaveta de longitud en el chavetero del eje del motor.

NOTA: La chaveta debe ser de longitud completa para evitar la mala alineación del rotor de la bomba, lo que podría causar daños graves a la bomba. Deslice la bomba sobre el eje del motor y ajuste firmemente con los cuatro tornillos prisioneros.

INSTRUCCIONES DE LA VÁLVULA DE ALIVIO DE SEGURIDAD

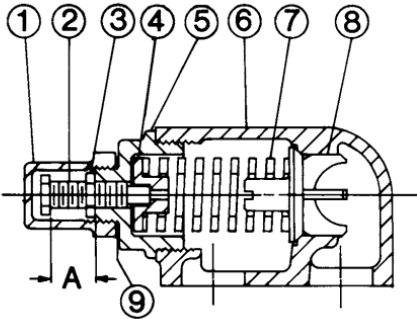


FIGURA 11
VÁLVULA DE ALIVIO: TAMAÑOS G, GG, H, HJ Y HL

VÁLVULA – LISTA DE PIEZAS	
1. Tapa de la válvula	6. Cuerpo de la válvula
2. Tapa del tornillo de ajuste	7. Resorte de la válvula
3. Tuerca seguro	8. Válvula de retención
4. Guía de resorte	9. Junta de la tapa
5. Tapa	



MANUAL DE SERVICIO TÉCNICO

BOMBAS MONTADAS ESPECIALES PARA FINES GENERALES

SERIES 75 Y 475

TAMAÑOS G - HL

SECCIÓN	TSM 320.2
PÁGINA	9 DE 9
EDICIÓN	E

DESMONTAJE

NOTA: Marque la válvula y el cabezal para asegurarse de que se volvieron a montar en la misma posición relativa.

1. Retire la tapa de la válvula.
2. Mida y registre la extensión del tornillo de ajuste. **Consulte "A" en la Figura 11.**
3. Suelte la tuerca seguro y destornille el tornillo de ajuste hasta que se libere la presión del resorte.
4. Retire la tapa, la guía del resorte, el resorte y la válvula de retención desde el cuerpo de la válvula. Limpie e inspeccione todas las piezas en busca de desgaste o daños y cámbielas, si fuera necesario.

MONTAJE

Siga el procedimiento que se describe en el desmontaje.

Si se retira la válvula para su reparación, asegúrese de volver a ponerla en la misma posición. La tapa de la válvula debe apuntar hacia el puerto de succión.

AJUSTE DE LA PRESIÓN

Si se va a cambiar el ajuste de presión establecido de fábrica de la válvula de alivio de seguridad, deberá seguir cuidadosamente las instrucciones a continuación:

1. Retire la tapa de la válvula, que cubre el tornillo de ajuste y suelte la tuerca seguro que bloquea el tornillo de ajuste, de modo que el ajuste de presión no cambie durante el funcionamiento de la bomba.
2. Se debe usar un manómetro en alguna parte de la tubería de descarga para una operación de ajuste real.
3. El tornillo de ajuste se debe girar hacia el interior para aumentar la presión o hacia el exterior para disminuirla.
4. Con la tubería de descarga cerrada en un punto más allá del manómetro, el indicador mostrará la presión máxima que la válvula admite mientras funciona la bomba.

IMPORTANTE

En el pedido de piezas para la válvula de alivio, siempre dé el número de modelo y de serie de la bomba tal como aparecen en la placa de identificación y el nombre de la pieza que desee. Cuando pida resortes, asegúrese de indicar los ajustes de presión que desee.



GARANTÍA



Viking garantiza que todos sus productos fabricados están libres de defectos de fabricación o de materiales durante un período de un (1) año a contar de la fecha de arranque, siempre y cuando en ningún caso esta garantía se extienda más de dieciocho (18) meses desde la fecha de envío desde Viking. Si, durante dicho período de garantía, cualquier producto vendido por Viking presenta defectos en la fabricación o los materiales bajo condiciones de uso y servicio normales, si dichos productos se devuelven a la fábrica de Viking en Cedar Falls, Iowa, con los gastos de transporte prepagados, y si Viking considera que los productos presentan defectos en la fabricación o los materiales, estos se reemplazarán o repararán gratuitamente, FOB. Cedar Falls, Iowa.

Viking no asume responsabilidad por daños emergentes de ningún tipo y el comprador, al aceptar la entrega, asume toda responsabilidad por las consecuencias del uso o el uso incorrecto de los productos Viking por parte del comprador, sus empleados u otras personas. Viking no asumirá gastos por reparación ni piezas, a menos que los autorice por adelantado.

El equipo y los accesorios adquiridos por Viking en fuentes externas que se incorporen a cualquier producto Viking se garantizan sólo hasta lo que cubre la garantía del fabricante original, si es que existe.

ÉSTA ES LA ÚNICA GARANTÍA DE VIKING Y REEMPLAZA CUALQUIER OTRO TIPO DE GARANTÍA, SEA EXPRESA O IMPLÍCITA; ADEMÁS, POR ESTE MEDIO SE DECLINAN TODAS LAS GARANTÍAS IMPLÍCITAS DE COMERCIABILIDAD Y APTITUD PARA UN FIN EN PARTICULAR. Ningún ejecutivo o empleado de IDEX Corporation o de Viking Pump, Inc. tiene autorización para modificar esta garantía.

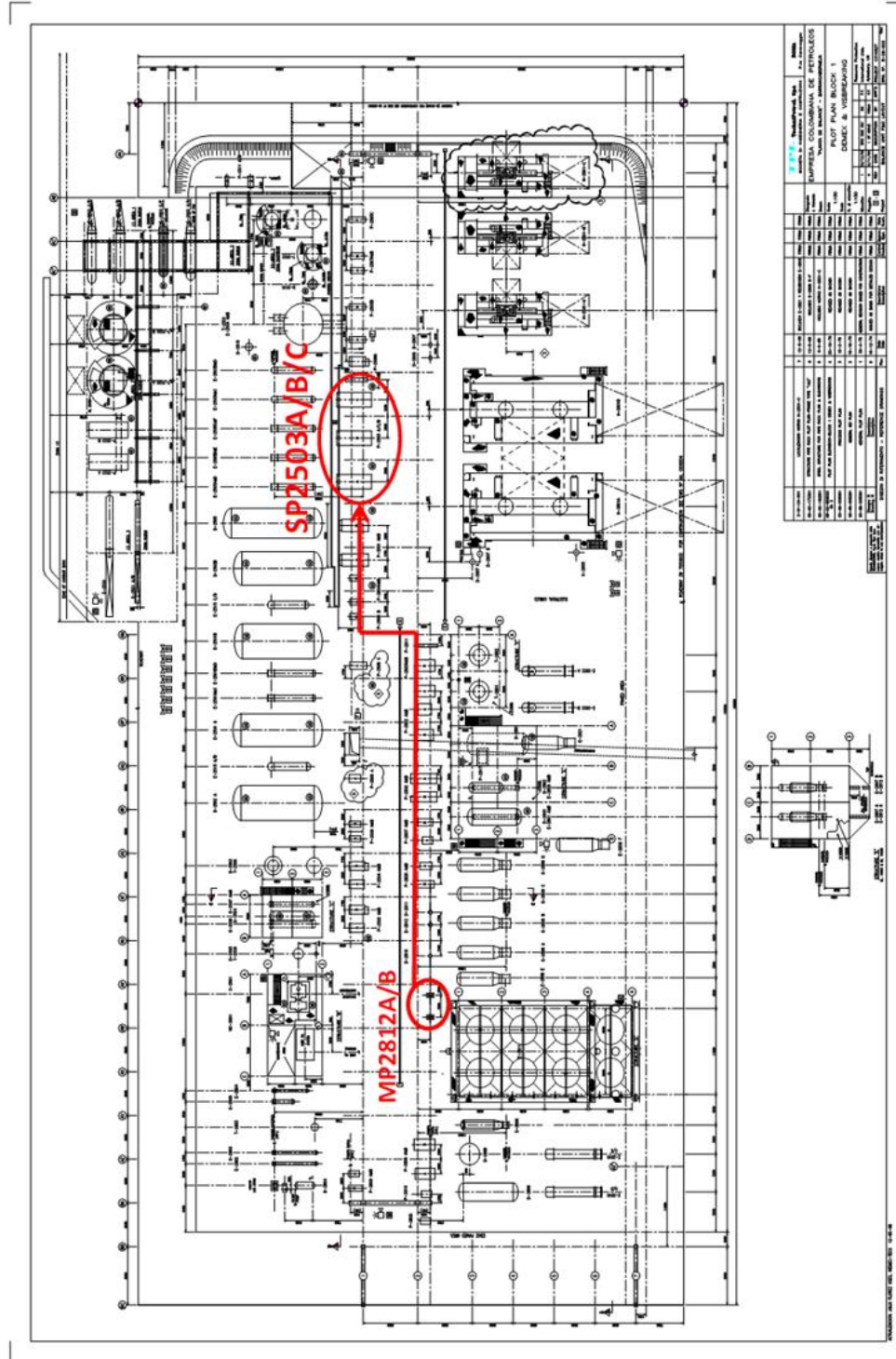


VIKING PUMP, INC. • Una unidad de IDEX Corporation • Cedar Falls, IA 50613 EE.UU.

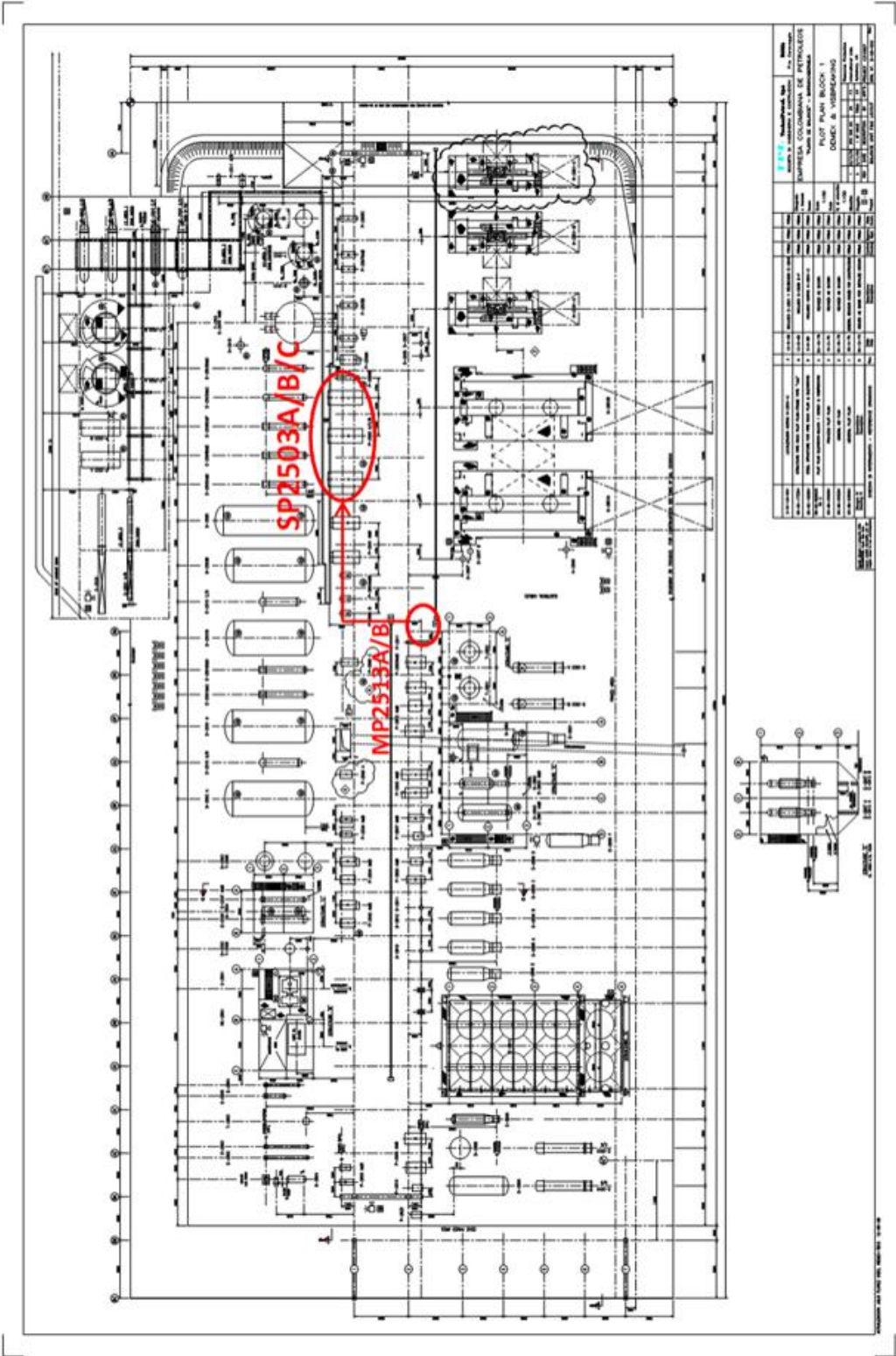
© 10/2008 Viking Pump Inc.
Todos los derechos reservados

ANEXO G. TRAZADO LÍNEA ELÉCTRICA Y UBICACIÓN CAJA JA-02.

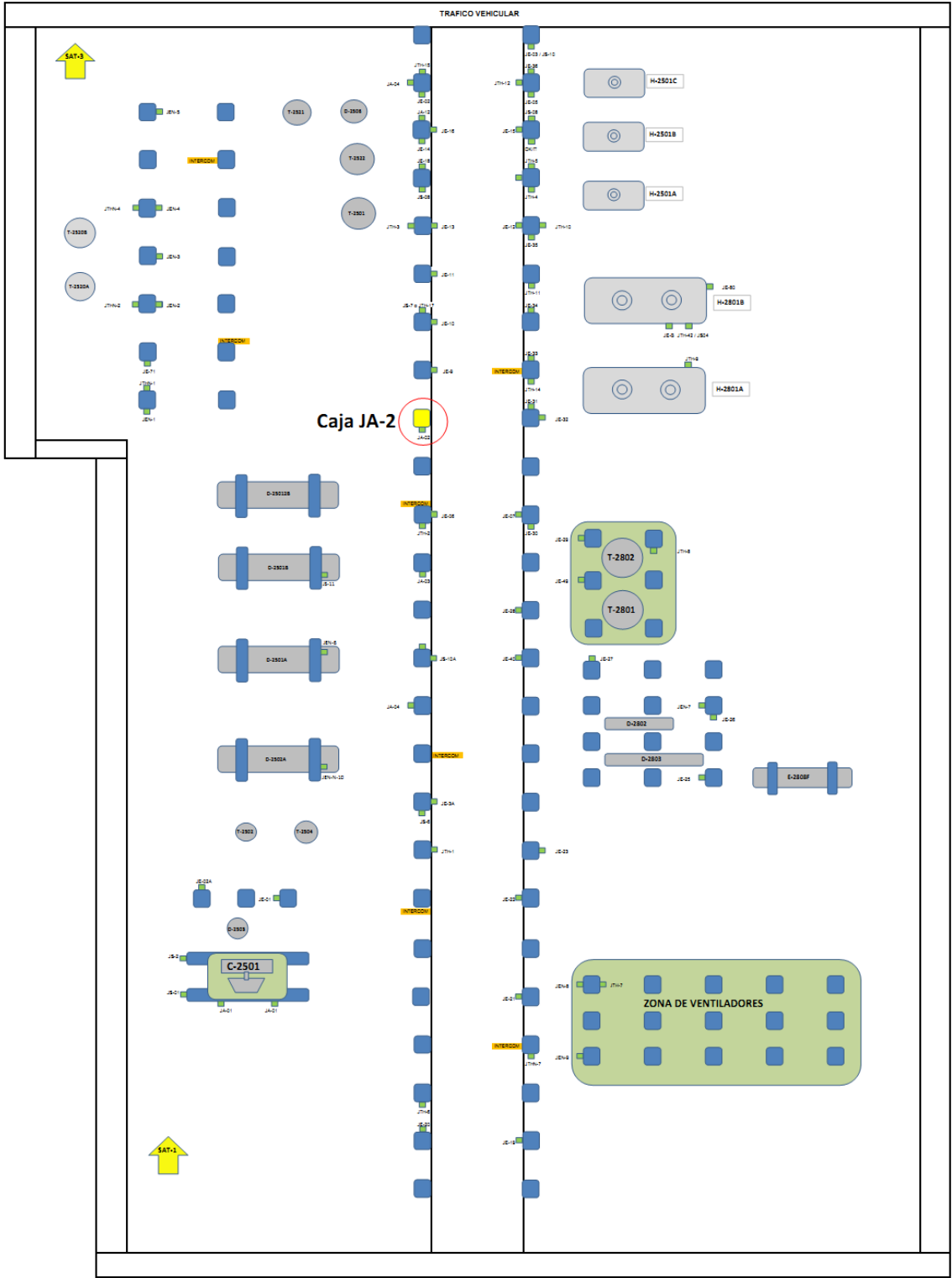
Alternativa 1.



Alternativa 2.



Ubicación Caja de Conexiones JA-02.



221

[illegible]

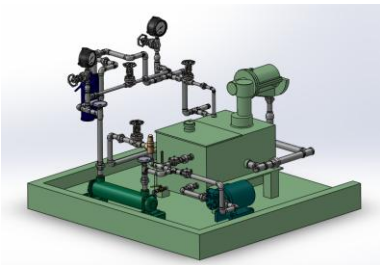
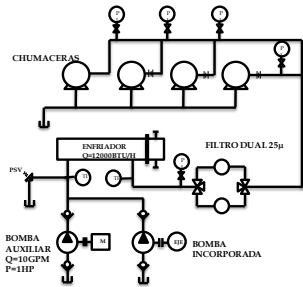
	DIRECCIÓN DE GESTIÓN DE PROYECTOS					Versión	1	CP-DPV-F-00	
	FORMATO PARA					Fecha	Julio/2012	Páginas 1 de 1	
	EVALUACIÓN CUALITATIVA DE RIESGOS								
Riesgos de implementar bomba auxiliar de lubricacion para SP2503A/B/C									
RIESGOS	Vibración RAM					Vibración RAM			
	Personas	Economica	Ambiental	Cientias	Imagen	Global			
Falla de montaje del sistema auxiliar de lubricacion debido a problemas dimensionales	0D:N	2D:L	1C:N	0D:N	1D:L	2D:L	CAUSAS Imposibilidad del montaje, plano erroneo, calibracion dimensional mal tomada o mal referenciada en la etapa de diseño.	PLAN DE MITIGACIÓN Verificar las dimensiones del plano por parte del personal de fabricante y de soporte tecnico de Ecopetrol. Seguimiento continuo a las temperaturas y condicon de los filtros por parte del personal de operaciones con la adecuada programación en la ronda estructurada. Seguimiento de la programación por parte de líder PSSO y soporte tecnico.	Global
Falla prematura por baja calidad o efectos adversos en las propiedades de los materiales los cuales no fueron seleccionados adecuadamente.	0D:N	3C:M	1D:L	0D:N	1C:N	3C:M			Global
									Global
									1D:L

ANEXO I. FORMATO DE ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD ECP-DHS-F-177.

	ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD PARA CONTROL DE CAMBIOS DE PLANTA		
	RESPONSABILIDAD INTEGRAL DIRECCIÓN DE HSE & GESTIÓN SOCIAL		
	ECP-DHS-F-177	Elaborado 26/10/10	Versión: 1

1. Información general		
Localización: Refinación de Fondos	Área: Bloque I Balance	Planta / Equipo: Unidad DEMEX/SP2503A/B/C
Proponente: Cesar David Doval Carvajal		
Nombre de la iniciativa: Implementación de un sistema auxiliar de lubricación para el SP2503A/B/C		

2. Descripción del proceso Actual		
Descripción del sistema actual, características y forma de operación. Identificación de la necesidad del cambio. Descripción breve del problema El sistema de lubricación forzada de el SP2503A/B/C opera usando una bomba incorporada al eje de la bomba principal, esta es una bomba BDP la cual debe suministrar el flujo de lubricante necesario a las chumaceras tanto de la bomba como la turbina, a su vez debe mantener entre 7 y 9 psig la presión en la línea de suministro del aceite a la chumacera lado empuje de la bomba. Sin embargo debido a las condiciones de arrancada de la máquina, cuya turbina debe iniciar su operación al mínimo de rpm posibles, existe la probabilidad de que no se cumpla con los requerimientos de lubricación de las chumaceras lo que conllevaría a una potencial falla del equipo. Actualmente se debe lubricar manualmente las chumaceras de las máquinas (Turbina y bomba) y cebar la bomba antes de arrancarla para disminuir el efecto de un arranque a bajas revoluciones que no garantice la lubricación forzada del equipo, esto involucra un factor de riesgo por errores humanos que aumentaría la probabilidad de falla por anomalías de lubricación en el equipo.		

3. Descripción del sistema propuesto		
Descripción y Alcance del sistema propuesto. Descripción breve de la solución planteada Implementar un sistema de lubricación auxiliar suministraría una protección adicional ante una posible falla por lubricación del equipo, constaría de los elementos que componen actualmente el circuito lubricante (enfriador, filtros, PI, tuberías etc.) de las chumaceras, mas una bomba auxiliar que operaría independiente de las revoluciones del eje principal de la bomba, junto con sus instrumentos control (ver esquema). La bomba sería una BDP tipo engranaje que suministraría un flujo de 10GPM, cuyo elemento motriz sería un motor eléctrico de 1HP. la bomba propuesta posee su respectiva válvula de alivio en el cuerpo de la bomba, además sería necesario adicionar una válvula cheque entre la descarga de la bomba y la entrada del enfriador. Este sistema operaría durante las arrancadas del equipo y ante una falla de la bomba incorporada.		
 Diseño conceptual bomba auxiliar	 Esquema Hidraulico	

4. Objetivo del requerimiento		
Para qué se hace el cambio Disminuir la probabilidad de falla por anomalías de lubricación en el SP2503A/B/C eliminando el factor de riesgo por errores humanos durante la puesta en servicio de la máquina, también ofreciendo una protección adicional ante una falla de la bomba incorporada al eje del equipo.		

5. Beneficios esperados		
Qué se espera ganar (o ahorrar) al ejecutar este cambio (tangibles o intangibles) Ahorrar costos por reparaciones en los elementos que podrían resultar afectados ante una falla del sistema de lubricación del equipo (Chumaceras, ejes, sellos entre otros), aumentando la vida útil de util del equipo y su disponibilidad, a su vez evitar pérdidas de dinero al evitar bajar carga de DEMEX ante un posible fallo del sistema de bombeo, ahorrar tiempo durante la arrancada del equipo al evitar la lubricación manual y el cebado del equipo antes de ponerlo en servicio.		

Otras opciones que se identifican para cumplir el objetivo propuesto o solucionar el problema actual

Implementar el sistema de lubricación por niebla.
Modificar el procedimiento de arrancada de el SP2503A/B/C.
Monitoreo continuo sobre el comportamiento del equipo.

1. VALORACIÓN RAM (Impacto de No Realizar el Cambio)		
	Calf ej: 3B	Explicación de la calificación
PERSONAS	1D:L	El sobrecalentamiento de las chumaceras del equipo puede generar situaciones que afecten a las personas cercanas.
ECONOMÍA	2E:M	Una falla por lubricación de las chumaceras podría fundirlas afectando las chumaceras, ejes, sellos entre otros componentes lo que podría conllevar hasta una pérdida total del equipo, aumentando considerablemente los costos de mantenimiento, y los costos por paradas no programadas.
AMBIENTE	1B:N	Efectos leves por posibles fugas de solvente al ambiente.
CLIENTES	2D:L	Una falla en el sistema de bombeo bajaría la carga de la unidad lo que podría afectar el cumplimiento de la producción, lo que pondría en riesgo la entrega de productos a los clientes de la planta
IMAGEN	1C:N	Fallas por lubricación del sistema de bombeo afectarían la imagen interna del Departamento de Refinación de Fondos, por un aumento en la tasa de falla de equipo rotativo.
RIESGO GLOBAL	2E:M	RIESGO GLOBAL: Se toma el más crítico de las 5 categorías anteriores

<u>Valor riesgo antes del Cambio (calculado en matriz RAM secc.1)</u>	R1 =	<u>90</u>
<u>Valor riesgo despues del Cambio</u>	R2 =	<u>4,8</u>
$J = \frac{\text{Valor riesgo antes} - \text{Valor riesgo despues}}{\text{Costo de la inversión}} = \frac{R1 - R2}{\text{Costo inv.}} = \boxed{3,6}$		

Costo materiales	19,433	Grado precisión ☐ +/- 50%
Montaje	4,456	
Ingenierías, estudios		
Otros		
TOTAL COSTOS	\$ 24	\$ 24

Preparado por: Cesar David Doval Carvajal Aprobado por: _____

Fecha de creación: _____

[illegible]

ANEXO J. CARTA DE SATISFACCIÓN EMITIDA POR LA EMPRESA.



Barrancabermeja, Julio 16 de 2012

Carta de Recomendación

Me complace indicar que conozco al señor **CESAR DAVID DOVAL CARVAJAL**, identificado con cedula de ciudadanía 1.098.618.519 Expedida en Bucaramanga, puedo constar y dar fe de sus buenas cualidades y aptitudes tanto físicas como mentales así como su espíritu de superación personal.

El señor Cesar David Doval Carvajal, trabajó bajo mi supervisión durante un periodo de seis (6) meses, desempeñando el cargo de estudiante en práctica industrial ejerciendo su profesión como ingeniero mecánico en el área de confiabilidad de equipo rotativo en las instalaciones del Departamento de Refinación de Fondos, tiempo durante el cual desarrolló trabajos de estudios de factibilidad y reingeniería para mejorar el sistema de lubricación del SP2503A/B/C, evaluación del sistema de trampeo de las turbinas NP2503A/B/C, igualmente trabajó en el campo de monitoreo de las vibraciones mecánicas y la tribología, participó en labores conjuntas en el desarrollo de propuestas para mejorar el cuidado básico de equipos, su desenvolvimiento resultó satisfactorio tanto para mí, como para el personal que utilizó sus servicios.

Una de las grandes cualidades que es sin dudas su capacidad de innovación, de trabajar en equipo y desarrollar un ambiente de trabajo optimo con los demás compañeros.

Con el conocimiento del señor Cesar David Doval Carvajal, puedo certificar que se trata de una persona seria, responsable, con ganas de aprender y de correctos procedimientos.

Se expide en Barrancabermeja, a los 16 días del mes de Julio de 2012.


Carlos Guillermo García Londoño

Jefe Departamento de Refinación de Fondos.
Gerencia Refinería Barrancabermeja
Ecopetrol S.A.

Gerencia Refinería Barrancabermeja
Departamento de Refinación de Fondos
Barrancabermeja - Colombia
Teléfonos: (577) 6209869 Fax: 6209008

ANEXO K. PROTOCOLOS DE OPERACIÓN SP2503A/B/C.