



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
AREA DE ESTUDIO DE POSTGRADO
FACULTAD DE INGENIERÍA
PROGRAMA DE MAESTRIA
MAESTRÍA EN INGENIERÍA MECÁNICA



**SIMULACIÓN DE FALLA POR CONTACTO RODANTE DE UN TAMBOR
ROTATIVO EN UNA EMPRESA PETROQUÍMICA**

AUTOR: ING. PEÑA FENDIX

VALENCIA, JULIO 2019



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
AREA DE ESTUDIO DE POSTGRADO
FACULTAD DE INGENIERÍA
PROGRAMA DE MAESTRIA
MAESTRÍA EN INGENIERÍA MECÁNICA



**SIMULACIÓN DE FALLA POR CONTACTO RODANTE DE UN TAMBOR
ROTATIVO EN UNA EMPRESA PETROQUÍMICA**

AUTOR: ING. PEÑA FENDIX

TUTOR: MSc ING. JORGE ROMERO

VALENCIA, NOVIEMBRE 2019



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
 FACULTAD DE INGENIERIA
 DIRECCIÓN DE ESTUDIOS PARA GRADUADOS
 SECCIÓN DE GRADO



ACTA DE DISCUSIÓN DE TRABAJO DE GRADO

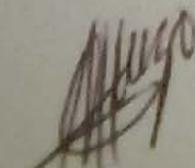
En atención a lo dispuesto en los Artículos 137, 138 y 139 del Reglamento de Estudios de Postgrado de la Universidad de Carabobo, quienes suscribimos como Jurado designado por el Consejo de Postgrado de la Facultad de Ingeniería, de acuerdo a lo previsto en el Artículo 135 del citado Reglamento, para estudiar el Trabajo de Grado titulado:

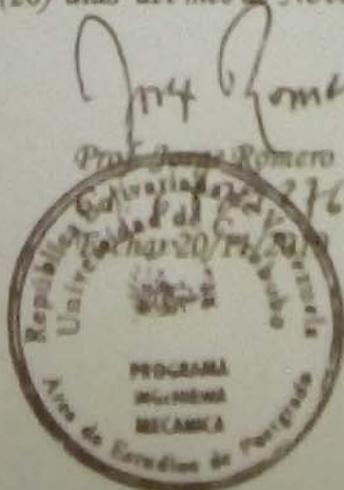
**“SIMULACIÓN DE FALLA POR CONTACTO RODANTE DE UN
 TAMBOR ROTATIVO EN UNA EMPRESA PETROQUÍMICA”**

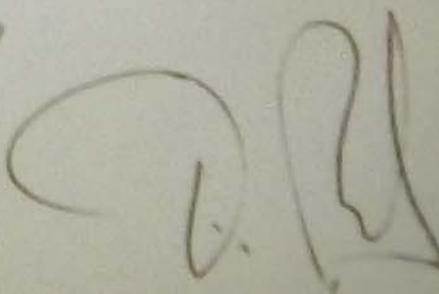
Presentado para optar al grado de **MAGÍSTER EN INGENIERÍA MECÁNICA**
 por el (la) aspirante:

FÉNDIX PEÑA
 V.- 12.700.630

Habiendo examinado el Trabajo presentado, decidimos que el mismo está **APROBADO**,
 En Valencia, a los veinte (20) días del mes de Noviembre del año dos mil diecinueve.


 Prof. Carlos Alfonso
 C.I: 8633778
 Fecha: 20/11/2019
 FE: 26/11/2019 /06.




 Prof. Fernando Montero
 C.I: 3.058.605
 Fecha: 20/11/2019



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
AREA DE ESTUDIO DE POSTGRADO
FACULTAD DE INGENIERÍA
PROGRAMA DE MAESTRIA
MAESTRÍA EN INGENIERÍA MECÁNICA



**SIMULACIÓN DE FALLA POR CONTACTO RODANTE DE UN TAMBOR
ROTATIVO EN UNA EMPRESA PETROQUÍMICA**

**Trabajo de Grado presentado ante el área de estudio de Postgrado de la
Universidad de Carabobo para optar al título de Magíster en Ingeniería
Mecánica.**

AUTOR: PEÑA HERRERA, FENDIX ALEXANDER

VALENCIA, NOVIEMBRE 2019



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERIA
DIRECCIÓN DE POSTGRADO



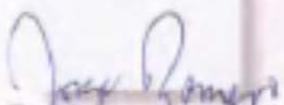
ACTA DE APROBACION DEL PROYECTO DE TRABAJO DE GRADO

Por medio de la presente hacemos constar que el Proyecto de Trabajo de Grado titulado: **"SIMULACIÓN DE FALLA POR CONTACTO RODANTE DE UN TAMBOR ROTATIVO EN UNA EMPRESA PETROQUÍMICA"**, presentado por el ciudadano: **Fendix Peña**, alumno regular del Programa de Maestría en **INGENIERÍA MECÁNICA**, reúne los requisitos exigidos para la inscripción.

El **Prof. Jorge Romero**, aceptó la tutoría de este Trabajo según constancia anexa.

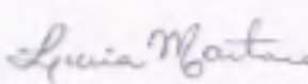
En Valencia, a los trece días del mes de Abril del Dos mil Dieciocho.

Por la Comisión Coordinadora:


Prof. Jorge Romero
Coordinador del Programa


Profa. Vanessa Hurtado
Miembro




Profa. Lucia Martino
Miembro



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERIA
DIRECCIÓN DE ESTUDIOS PARA GRADUADOS
SECCIÓN DE GRADO



ACTA DE DISCUSIÓN DE TRABAJO DE GRADO

En atención a lo dispuesto en los Artículos 137, 138 y 139 del Reglamento de Estudios de Postgrado de la Universidad de Carabobo, quienes suscribimos como Jurado designado por el Consejo de Postgrado de la Facultad de Ingeniería, de acuerdo a lo previsto en el Artículo 135 del citado Reglamento, para estudiar el Trabajo de Grado titulado:

“SIMULACIÓN DE FALLA POR CONTACTO RODANTE DE UN TAMBOR ROTATIVO EN UNA EMPRESA PETROQUÍMICA”

Presentado para optar al grado de **MAGÍSTER EN INGENIERÍA MECÁNICA** por el (la) aspirante:

FÉNDIX PEÑA
V.- 12.700.630

Habiendo examinado el Trabajo presentado, decidimos que el mismo está **APROBADO**.

En Valencia, a los veinte (20) días del mes de Noviembre del año dos mil diecinueve.

Prof. Jorge Romero
C.I.: 6829276
Fecha: 20/11/2019

Prof. Fernando Montero
C.I.: 3.058.605
Fecha: 20/11/2019

Prof. Carlos Alfonso
C.I.: 8633778
Fecha: 20/11/2019
FE: 26/11/2019 /D6.-

DEDICATORIA

Este trabajo está dedicado:

A Dios todopoderoso: Padre, hijo y espíritu santo. En especial a nuestro Señor Jesucristo y al inmaculado corazón de María.

A mi esposa y compañera, Daniela Judith.

A mis hijitos: Félix Daniel, Valeria Valentina, Ramses y a todos los niños de mi familia.

A mis amados padres, Hilda Rosa y Félix Manuel. En fin, a toda mi familia, quien de una u otra forma han sido guía e inspiración en el desarrollo personal y alcanzar las metas propuestas.

También dedico este trabajo a la juventud de mi país Venezuela, en donde actualmente estamos viviendo una de las crisis de valores, económica y social más grande en la historia de esta hermosa tierra. Nunca dejemos de superarnos ni de luchar por alcanzar un mejor futuro. El mayor tesoro, que tiene el ser humano, es el conocimiento y la sabiduría.

Antes de culminar, quisiera citar uno de tantos pensamientos de científicos que han aportado grandes avances a la humanidad, demostrando equilibrio entre ciencia y religión:

“Dios es grande, grande es su poder, infinita su sabiduría. Alábenle, cielos y tierra, sol y luna y estrellas con su propio lenguaje. ¡Mi Señor y mi Creador! La magnificencia de tus obras quisiera yo anunciarla a los hombres en la medida en que mi limitada inteligencia puede comprenderla”

Johannes Kepler 1571-1630

AGRADECIMIENTO

En estas líneas, quiero expresar un especial agradecimiento al profesor Jorge Romero, quien aceptó ser mi tutor en este trabajo. Una de las dificultades enfrentadas fue la de conseguir tutor, puesto que la mayoría de los profesores de la Universidad de Carabobo están fuera del país, y los pocos que quedan están saturados de trabajo. Sin la guía de mi tutor, no hubiera podido plasmar y presentar este proyecto. Igualmente considero necesario reconocer su inefable compromiso con la academia, investigación y la enseñanza en la Universidad de Carabobo, mi segunda casa de estudio.

Al personal que labora en la empresa PEQUIVEN, por compartir sus experiencias en el trabajo, especialmente taller de equipos rotativos, sala técnica, departamento de ingeniería y todo el personal que de una u otra forma ayudaron en la realización de este trabajo.

Al Dr. Anup Pandkard, quien desde Estados Unidos me ha asesorado en los análisis de elementos finitos en forma desinteresada.

Al Ingeniero Hector Villaroel, asesor técnico con más de 30 años de experiencia a nivel nacional y autoridad en cuanto a reparaciones en todo lo relacionado con equipos de molienda y hornos rotativos de cocción en empresas cementeras. Con amplia experiencia a nivel de Latinoamérica y el caribe.

A la Universidad de Carabobo por ser mi segunda casa de estudios y en donde he ampliado mis conocimientos.

Al equipo de profesores de la Universidad de Carabobo, que con dedicación, amor y esmero han transmitido sus conocimientos.

En fin, gracias a todos y Dios les bendiga en gran medida.

INDICE GENERAL

CAPÍTULO I EL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN	5
1.1 Planteamiento del problema.....	5
1.2 Objetivos de la investigación	10
1.2.1 Objetivo general.....	10
1.2.2 Objetivos específicos	10
1.3 Justificación e importancia.....	11
1.4 Alcances y limitaciones.....	12
CAPÍTULO II MARCO TEÓRICO	15
2.1 Antecedentes de la investigación	15
2.2 Bases teóricas	18
2.2.1.- Mantenimiento, productividad y efectividad de las plantas.	18
2.2.2 Fallas por contacto rodante	26
2.2.3 Cargas cíclicas con deformación plástica acumulada o Shakedown	32
2.2.4 Modos de carga en propagación de grietas	36
2.2.5 Formación y propagación de grietas en contacto rodante.....	38
2.2.6 Tambor rotativo.....	41
2.2.7 Simulación	53
CAPÍTULO III MARCO METODOLÓGICO	59
3.1 Nivel de investigación.....	59

3.2 Diseño de investigación	60
3.3 Población y muestra	60
3.4 Desarrollo de la investigación.....	63
CAPÍTULO IV Desarrollo de la investigación.....	69
4.1 Diagnóstico de las condiciones de operación del tambor rotativo TR-401	69
4.2 Generación de modelo computacional y parametrización de variables	79
4.3 Simulación mecánica de falla por contacto rodante en el tambor rotativo TR-401 y generación resultados.....	87
4.7 Validación de resultados obtenidos durante la simulación con datos históricos de fallas en estudio	127
CAPÍTULO V Análisis y discusión de resultados.....	135
CAPÍTULO VI Conclusiones y recomendaciones	141
Conclusiones	141
Recomendaciones.....	142
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	145
Anexos	149

INDICE DE FIGURAS

Figura 1: Ubicación geográfica de complejos de PEQUIVEN.....	5
Figura 2: Ubicación de planta de NPK en complejo Hugo Chávez.....	6
Figura 3: Inicio de grietas en la orilla de la llanta de TR-401.....	8
Figura 4: Propagación de grietas en la superficie de la llanta.....	8
Figura 5: Desprendimiento de material en la llanta del TR-401	9
Figura 6: Hojuelas metálicas por desgaste de llanta de TR-401	9
Figura 7: Curva de falla potencial-funcional	24
Figura 8: Grafico explicativo de tiempo medio entre fallas.....	25
Figura 9: Microfotografía (100x) de grietas.....	27
Figura 10: Etapas de propagación de grietas.....	31
Figura 11: Modos de comportamiento a cargas cíclicas	36
Figura 12: Modos de carga en una grieta	37
Figura 13: Componentes del esfuerzo delante de la punta de la grieta.....	38
Figura 14: Partes de un tambor rotativo	41
Figura 15: Diagrama de cuerpo libre de un tambor rotativo.....	42
Figura 16: Llanta bamboleante en un tambor rotativo	44

Figura 17: Desprendimientos en llantas de tambores rotativos	45
Figura 18: Fisuras en tambores rotativos.	46
Figura 19: Fractura de llanta por grieta.....	46
Figura 20: Desgaste irregular entre llanta y rodillo de carga	48
Figura 20: Configuración llanta rodillos de carga.....	49
Figura 21: Presión entre dos cilindros en contacto	50
Figura 22: Esfuerzos debajo de la superficie.	51
Figura 23: Distribución de esfuerzos en rodillos de carga.....	52
Figura 24: Refinamiento de malla para convergencia de resultados.....	56
Figura 25: Curva de convergencia	57
Figura 26: Ejemplo de modelo global y sub modelo.	58
Figura 27: Vista sur-este de planta de NPK	61
Figura 28: Fachada sur y este de edificio de planta de NPK	62
Figura 29: Tambor rotativo TR-401.....	62
Figura 30: Diagrama de flujo para determinar formación de grietas	65
Figura 31: Sub-proceso de cálculo para nucleación de grieta.....	66
Figura 32: Sub-proceso de cálculo para propagación de grieta	67
Figura 33: Sub-proceso de cálculo para propagación de grieta superior a la longitud crítica a_{kr}	68

Figura 34: Diagrama de cuerpo libre de TR-401, vista lateral.....	74
Figura 35: Vista en planta de tambor TR-401.....	75
Figura 36. Detalle de fuerzas entre llanta y rodillo radiales, Lado descarga.	75
Figura 37: Dimensiones iniciales de llanta y rodillo de carga.	79
Figura 38: Modelo geométrico entre llanta y rodillo	80
Figura 39: Alineación de rodillos y llanta.....	81
Figura 40: Cruce de rodillo respecto al eje paralelo al eje del tambor.....	82
Figura 41: Vista en planta de tambor TR-401.....	82
Figura 42: Zona de contacto entre rodillo cruzado y llanta.	83
Figura 43: Midiendo el cruce en los porta rodamientos.....	83
Figura 44: Disposición de rodillos de carga.....	84
Figura 45: Análisis y modelo realizados.....	85
Figura 46: Mallado de modelo para contacto llanta- rodillo.....	86
Figura 47: Mallado de submodelo para convergencia de resultados.	86
Figura 48: Distribución de presión de contacto sobre la superficie de la llanta, en MPa, para cruce en rodillo radial de 0.00 y 0.50 mm con DAF=1.2	88
Figura 49: Distribución de presión de contacto sobre la superficie de la llanta, en MPa, para cruce en rodillo radial de 1.00 y 1.50 mm con DAF=1.2	88

Figura 50: Distribución de presión de contacto sobre la superficie de la llanta, en MPa, para cruce en rodillo radial de 2.00 y 2.50 mm con DAF=1.2	89
Figura 51: Distribución de presión de contacto sobre la superficie de la llanta, en MPa, para cruce en rodillo radial de 3.00 mm con DAF=1.2	89
Figura 52: Distribución de presión de contacto sobre la superficie de la llanta, en MPa, para cruce en rodillo radial de 0.00 y 0.50 mm con DAF=2.0	90
Figura 53: Distribución de presión de contacto sobre la superficie de la llanta, en MPa, para cruce en rodillo radial de 1.00 y 1.50 mm con DAF=2.0	90
Figura 54: Distribución de presión de contacto sobre la superficie de la llanta, en MPa, para cruce en rodillo radial de 2.00 y 2.50 mm con DAF=2.0	91
Figura 55: Distribución de presión de contacto sobre la superficie de la llanta, en MPa, para cruce en rodillo radial de 3.00 mm con DAF=2.0	91
Figura 56: Esfuerzos de Tresca debajo de la superficie en una sección de la llanta para cruce de rodillo radial de 0.00 y 0.50 mm, en MPa con DAF=1.2	92
Figura 57: Esfuerzos de Tresca debajo de la superficie en una sección de la llanta para cruce de rodillo radial de 1.00 y 1.50 mm, en MPa con DAF=1.2	92
Figura 58: Esfuerzos de Tresca debajo de la superficie en una sección de la llanta para cruce de rodillo radial de 2.00 y 2.50 mm, en MPa con DAF=1.2	93
.....	93
Figura 59: Esfuerzos de Tresca debajo de la superficie en una sección de la llanta para cruce de rodillo radial de 3.00 mm, en MPa con DAF=1.2	93

Figura 60: Esfuerzos de Tresca debajo de la superficie en una sección de la llanta para cruce de rodillo radial de 0.00 y 0.50 mm, en MPa con DAF=2	94
Figura 61: Esfuerzos de Tresca debajo de la superficie en una sección de la llanta para cruce de rodillo radial de 1.00 y 1.50 mm, en MPa con DAF=2	94
Figura 62: Esfuerzos de Tresca debajo de la superficie en una sección de la llanta para cruce de rodillo radial de 2.00 y 2.50 mm, en MPa con DAF=2	95
Figura 63: Esfuerzos de Tresca debajo de la superficie en una sección de la llanta para cruce de rodillo radial de 3.00 mm, en MPa con DAF=2	95
Figura 64: Distribución de nodos. Cruce de 1.10mm y con DAF=1,2	97
Figura 65: Distribución de nodos. Cruce de 1.50 mm y con DAF=1,2	97
Figura 66: Distribución de nodos. Cruce de 2.00mm y con DAF=1,2	98
Figura 67: Distribución de nodos. Cruce de 2.50 mm y con DAF=1,2	98
Figura 68: Distribución de nodos. Cruce de 3.00mm y con DAF=1,2	99
Figura 69: Distribución de nodos. Cruce de 0.0mm y con DAF=2	99
Figura 70: Distribución de nodos. Cruce de 0.50 mm y con DAF=2	100
Figura 71: Distribución de nodos. Cruce de 1.00 mm y con DAF=2	100
Figura 72: Distribución de nodos. Cruce de 1.50 mm y con DAF=2	101
Figura 73: Distribución de nodos. Cruce de 2.00mm y con DAF=2	101
Figura 74: Distribución de nodos. Cruce de 2.50mm y con DAF=2	102
Figura 75: Distribución de nodos. Cruce de 3.00mm y con DAF=2	102

Figura 76: Diagrama de Dang Van donde se ubican los puntos críticos de máximo esfuerzo cortante y presión hidrostática con DAF=1.2.....	103
Figura 77: Diagrama de Dang Van donde se ubican los puntos de máximo esfuerzo cortante y presión hidrostática con DAF=2	104
Figura 78: Diagrama de esfuerzo deformación para cargas cíclicas para el AISI-1045 expresadas en presión de contacto	105
Figura 79: Forma de grieta debajo de la llanta.....	114
Figura 80: Ubicación de Esfuerzos por flexión en la llanta.....	116
Figura. 81: Curva PF para TR-401.....	123
Figura 82: Extensión de grietas en la llanta lado descarga.	128
Figura 83: Resumen de grietas reparadas y año de reparación.	129
Figura 84: Tasa fe falla versus cruce de rodillos en tambor rotativo TR-401 para condiciones óptimas de trabajo DAF=1,2. Falla potencial con grietas de 20mm; Falla funcional con grietas de 80mm y parada de emergencia con grietas de 150mm.	140
Figura 85: Tasa fe falla versus cruce de rodillos en tambor rotativo TR-401 para condiciones críticas de trabajo DAF=2. Falla potencial con grietas de 20mm; Falla funcional con grietas de 80mm y parada de emergencia con grietas de 150mm.	140
Figura 86: Rodillo radial de base inclinada	143
Figura A1: Gráfico de contorno para validación de software mediante teoria de contacto de -hertz	152

INDICE DE TABLAS

Tabla 1. Modos de falla superficial.....	29
Tabla 2. Propiedades monotónicas del acero AISI-1045 normalizado.....	73
Tabla 3: Propiedades cíclicas del acero AISI-1045 normalizado.....	73
Tabla 4: Coeficientes para ecuación de Eisenmann.....	77
Tabla 5: Cargas dinámicas ideales y extremas.....	78
Tabla 6: Desplazamientos de porta-rodamientos expresados en grados.....	85
Tabla 7: Datos de entrada para simulación de esfuerzos de contacto.....	87
Tabla 8: Corrección de esfuerzos elásticos mediante ecuación de Neuber's para esfuerzos cortantes para condiciones óptimas. DAF=1.2.....	108
Tabla 9: Corrección de esfuerzos elásticos mediante ecuación de Neuber's para esfuerzos cortantes para condiciones extremas. DAF=2.....	109
Tabla 10: Determinación de ciclos para nucleación de grieta para condiciones óptimas. DAF=1.2.....	111
Tabla 11: Determinación de ciclos para nucleación de grieta para condiciones extremas. DAF=2.....	112
Tabla 12: Valores de esfuerzo máximo y mínimo en la superficie y de la llanta debidas a flexión en condiciones óptimas (DAF=1.2).....	116

Tabla 13: Valores de esfuerzo máximo y mínimo en la superficie y de la llanta debidas a flexión en condiciones extremas (DAF=2)	117
Tabla 14: Número de ciclos para que la grieta alcance la superficie versus cruce de rodillo radial en condiciones óptimas (DAF=1.2)	118
Tabla 15: Número de ciclos para que la grieta alcance la superficie versus cruce de rodillo radial en condiciones extremas (DAF=2).....	119
Tabla 16: Número de ciclos para alcanzar longitud superficial crítica en sentido longitudinal en condiciones óptimas (DAF=1.2).....	120
Tabla 17: Número de ciclos para alcanzar longitud superficial crítica en sentido longitudinal en condiciones extremas (DAF=2)	121
Tabla 18: Resumen de tasa de falla potencial y funcional simulada para condiciones óptimas de trabajo. DAF=1.2.....	125
Tabla 19: Resumen de tasa de falla potencial y funcional obtenidas de la simulación para condiciones extremas de trabajo. DAF=2	126
Tabla 20: Comparación entre el tiempo para aparición de grieta observadas en planta y simuladas.....	128
Tabla 21: Validación de resultado para longitud de grieta reparada de 50mm. DAF= 2	131
Tabla 22: Validación de resultado para longitud de grieta de 80mm reparadas. DAF= 2.....	132
Tabla 23: Simulación para longitud de grieta reparada de 150mm. DAF= 2	133
Tabla 24: Diferencia porcentual entre lo simulado y los reparado	134

RESUMEN

SIMULACIÓN DE FALLA POR CONTACTO RODANTE DE UN TAMBOR ROTATIVO EN UNA EMPRESA PETROQUÍMICA

Autor: Ing. Fendix Peña

Tutor: MSc Ing. Jorge Romero

El propósito de esta investigación fue la de desarrollar la simulación de falla por contacto rodante entre la llanta y rodillo de un tambor rotativo perteneciente a una planta petroquímica, con la finalidad de determinar la tasa de falla y los factores que influyen en ella. Para ello se estableció una metodología, cuya investigación de campo se efectuó en la planta de granulados NPK del complejo petroquímico Morón, específicamente en el secador rotatorio de dicha planta. En este equipo ocurren fenómenos de fatiga superficial entre la llanta y los rodillos radiales, tales como aparición de grietas, las cuales al cabo de cierto tiempo son necesarias repararlas a fin de garantizar un funcionamiento seguro. El problema de fatiga es común en los tambores rotativos, los cuales están compuestos principalmente por un cilindro que se apoya entre llantas y rodillos que giran entre sí, produciendo un contacto rodante durante su operación, y por ende, un esfuerzo de contacto cíclico. La estimación de la tasa de falla debidas a grietas cuyo origen está ubicado debajo de la superficie de la llanta en un tambor rotativo, fue lograda mediante la simulación por elementos finitos, haciendo uso de ABAQUS, para determinar los esfuerzos de contacto; el uso del criterio de Dang Van para determinar si hay o no nucleación de grieta; la ecuación de Smith Watson and Topper, para estimar la nucleación de grieta; la ecuación de Neuber's para corrección de esfuerzos y la ecuación general de mecánica de la fractura, en conjunto con la ecuación de N'Pugno, para determinar el tiempo propagación y la longitud de grieta alcanzada; obtenidos estos datos, se determinó la tasa de falla según criterio de decisión dado por Vencemos Pertigalete. Entre uno de los resultados obtenidos, se tiene que los esfuerzos de contacto se ven incrementado por el cruce que se hace en los rodillos radiales durante su alineación y por los problemas relacionados con la llanta, tales como bamboleo, desgaste de las paredes laterales, desgaste de la superficie y deformación de la llanta. Finalmente se concluye que a mayor esfuerzo de contacto, la tasa de falla por contacto rodante es mayor.

Palabras claves: Fatiga, contacto rodante, nucleación de grieta, propagación de grieta, modos de carga.

ABREVIATURAS

$\sigma_{n,max}$: Esfuerzo normal maximo

$\frac{\Delta\epsilon_1}{2}$: Amplitud de la deformación real máxima en el sentido de $\sigma_{n,max}$

J: Constante del material

σ'_f : Coeficiente de esfuerzo a la fatiga normal

τ'_f : Coeficiente de esfuerzo a la fatiga en cortante

ϵ'_f : Coeficiente de ductilidad a la fatiga en carga axial

γ'_f : Coeficiente de ductilidad a la fatiga en cortante

b_0 : Exponente de esfuerzo a la fatiga en cortante

c_0 : Exponente de ductilidad a la fatiga en cortante

N_f : Número de ciclos para inicio de grieta

$\Delta\tau$: Amplitud de esfuerzo cortante elastico – plástico

$\Delta\gamma$: Amplitud de la deformación angular elastica – plástica

$\Delta\tau_e^*$: Amplitud de esfuerzo elástico

G: Módulo de rigidez

E: Módulo de Elasticidad

$\tau_a(t)$: Esfuerzo cortante maximo en el tiempo t

$\sigma_h(t)$: Esfuerzo hidrostático instantáneo en el tiempo t

τ_e : Límite de resistencia a la fatiga en cortante

α_{DV} : Parametro del material

$\frac{da}{dn}$: Tasa de crecimiento de grieta por ciclo

C: Constante que dependen del material

m: Constante que dependen del material

ΔK_i : Amplitud del factor de intensidad, para $i = I, II, III$

ΔK_{th} : Amplitud del umbral de propagación

Θ : Factor de forma de grieta en crecimiento

a_{kr} : Longitud crítica de grieta en mm
 $\Delta\sigma$: Amplitud del esfuerzo cíclico axial en MPa
 M_k : Factor de corrección
 ΔK_{Ic} : Amplitud de factor crítico de intensidad en modo I
 λ : Tasa de Falla
TMEF: Tiempo medio entre fallas
() : Operador de MacCauly
 N_f : Número de ciclos para nucleación de grieta
 ϵ_c : Constante del material, determinado experimentalmente
 $\Delta\epsilon_f$: Amplitud de deformación acumulado por ciclo
 $\Delta\tilde{\epsilon}$: Deformación incremental normal al plano crítico, por ciclo
 $\Delta\tilde{\gamma}$: Deformación incremental cortante al plano crítico, por ciclo
 K_I, K_{II}, K_{III} : Factores de intensidad de esfuerzo en modo I, II y III
 S_y : Resistencia a la fluencia
 S_{ut} : Resistencia última a la tracción

INTRODUCCIÓN

Los tambores rotativos son equipos fundamentales en la elaboración de productos químicos de gran importancia para el sector industrial del país, tales como: el agrícola, el cementero, del asfalto, plásticos, entre otros. Estos equipos están diseñados para trabajar 24 horas continuas durante todo el año, a menos que ocurra una parada de mantenimiento programada o una falla repentina, en cuyo caso se hace una pausa en la producción con consecuencias en pérdidas económicas, tanto para la empresa que los utiliza, así como para el resto de la cadena de suministro que dependen del producto procesado.

La elaboración de fertilizantes en Venezuela está a cargo de la empresa PEQUIVEN, complejo Morón, en donde se elaboran una gama de productos químicos, entre los que figuran los fertilizantes. En el proceso productivo de estos, están presentes los tambores rotativos como parte fundamental del proceso. Estos tambores están sometidos a esfuerzos mecánicos exigentes que hacen inevitable detener el equipo para realizar mantenimiento y restaurar los valores iniciales de diseño. En ciertas ocasiones, se presentan fenómenos que ameritan trabajos de mayor envergadura; y por ende, mayor costo de restauración.

Entre los fenómenos que hacen inevitable la parada en los tambores rotativos, están las fallas asociadas a las llantas y rodillos; los cuales son los elementos mecánicos que sufren fallas por contacto rodante, presentándose varios modos de

falla, entre la que se destaca la falla por fatiga superficial. Esta su vez se manifiesta por desprendimiento de material y aparición de grietas superficiales. Estos modos de fallas conllevan a que el equipo deba ser parado para eliminar estas discontinuidades.

En el presente trabajo se planteó simular la falla por contacto rodante entre la llanta y los rodillos radiales de un tambor rotativo mediante el uso del computador; para establecer el momento oportuno de detener el equipo, antes de que la falla se haga irreversible y muy costosa su reparación. Para ello se hizo uso del computador para determinar resultados derivados de las teorías existentes sobre fallas por contacto rodante, se documentaron los resultados obtenidos, validándolos con los datos disponibles para luego realizar predicciones sobre la ocurrencia de la falla superficial.

En este sentido, la presente investigación surge de la necesidad de contar con un modelo de simulación que permita ensayar la falla superficial que ocurren entre la llanta y el rodillo radial del tambor. Con este modelo se predijo el comienzo incipiente de la falla superficial y en qué momento detener el equipo para evitar daños mayores, tales como fractura de la llanta.

El trabajo está estructurado en los siguientes capítulos:

En el Capítulo I, se presenta el problema, interrogantes de la investigación, se establece objetivo general y los objetivos específicos, así como también la definición de las variables, justificación de la investigación, alcance y limitaciones.

En el Capítulo II, se describe el marco teórico, donde se exponen los antecedentes de la investigación vinculados al problema en estudio, así como las bases teóricas sobre las que se sustenta el mismo y sus variables.

El Capítulo III, corresponde al marco metodológico usado en el desarrollo de la investigación, la población y muestra, técnicas de recolección de datos y de análisis de la información, el procedimiento y los recursos utilizados, considerando los costos asociados a los mismos; estableciendo las actividades que debe contener cada fase del procedimiento, las cuales se desarrollaron a través del capítulo IV.

El capítulo IV abarca el desarrollo de la investigación en donde se detallan las actividades y procedimientos realizados.

En el capítulo V se analizan y discuten los resultados obtenidos de la simulación. Se describen las diferentes longitudes de grietas alcanzados, según las condiciones de trabajo bajo las cuales opera el tambor, obteniendo además las tasas de falla varias condiciones de trabajo.

En el capítulo VI se muestran las conclusiones a las que se llega con el presente trabajo y las recomendaciones derivadas del mismo.

CAPÍTULO I

EL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Petroquímica de Venezuela, S.A. es una corporación del estado venezolano encargada de producir y comercializar productos petroquímicos fundamentales con prioridad hacia el mercado nacional y con capacidad de exportación.

Pequiven cuenta con tres complejos petroquímicos: Complejo Morón, Complejo El Tablazo y Complejo General José Antonio Anzoátegui, ubicados en los estados Carabobo, Zulia y Anzoátegui, respectivamente; desarrollándose este estudio en el Complejo Petroquímico Morón, encargado de la manufactura de úrea, sulfato de amonio y fertilizantes granulados. Ver figura 1



Figura 1: Ubicación geográfica de complejos de PEQUIVEN

Fuente: <https://usmpetrolero.wordpress.com> (2012)

La producción de fertilizantes, granulados de NPK, se lleva a cabo en la instalación conocida como 356-A, planta de NPK, ubicada al oeste del área industrial del complejo Morón y forma parte del grupo de plantas que abarca la Superintendencia de Fosfatados. Ver Figura 2



Figura 2: Ubicación de planta de NPK en complejo Hugo Chávez
Fuente: Google maps, (2019)

La planta de NPK, entra en operación continua en el año 1978 y se encarga de producir fertilizantes granulados NPK (nitrógeno, fosforo y potasio) y NP (nitrógeno y fósforo) con diversas proporciones, nutrientes secundarios (S, Mg y Ca) y algunos micronutrientes (Zn, B, Fe, entre otros). Tiene una capacidad de producción de 1200 Tm/día y el precio actual del NPK oscila alrededor de los 350 USD/Tm. Esto lleva a una producción expresada en dólares de 385.000,00 USD/Día.

El proceso de producción de fertilizantes granulados NPK consta de seis (6) áreas principales, de las cuales solo las áreas 200, 400 y 600 tienen dentro de su proceso productivo el uso de tambores rotativos. Particularmente en el área 400 ocurre el proceso de secado donde el material granulado es sometido a deshidratación en un secador rotatorio cuya sigla es TR-401. Este es un tambor levemente inclinado con un ángulo de trabajo de $1^{\circ} 55' 00''$ y una capacidad de 380 Tm/h. durante su funcionamiento.

A causa de la producción continua, el TR-401 sufre un constante deterioro en sus llantas que conllevan a la aparición de discontinuidades en la superficie; generando la sensación de alarma en el personal de operaciones y mantenimiento. Esta situación conlleva a paradas programadas de planta que impactan la producción, con el fin de realizar inspección. La falla que más impacta al funcionamiento del equipo es debida a contacto rodante, lo cual se manifiesta por la formación de grietas en la superficie de las llantas, ver figura 3 y 4; desprendimientos de material, ver figura 5 y desgaste superficial, ver figura 6; evidenciándose por la presencia de hojuelas de metal de tamaño pequeño, alrededor de un milímetro cuadrado.



Figura 3: Inicio de grietas en la orilla de la llanta de TR-401
Fuente: Informes de Inspección de Pequiven Morón, (2005)

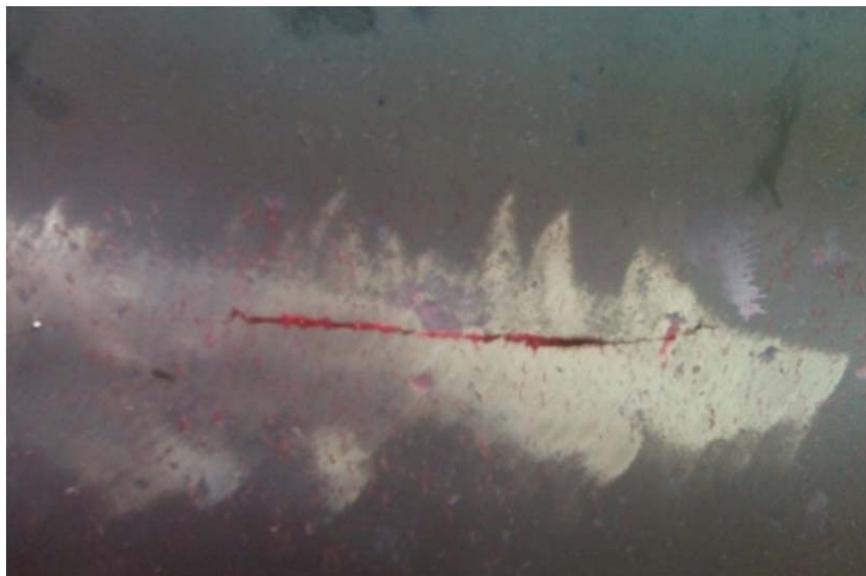


Figura 4: Propagación de grietas en la superficie de la llanta
Fuente: Informe de Inspección de Pequiven Morón, (2005)



Figura 5: Desprendimiento de material en la llanta del TR-401

Fuente: Pequiven, (2019)



Figura 6: Hojuelas metálicas por desgaste de llanta de TR-401

Fuente: Pequiven, (2019)

Aparecidos estos síntomas, se debe parar el equipo para corregir y restablecer condiciones que hagan confiable su operación. Una parada por posible fractura en la llanta del TR-401, acarrearía dejar fuera de servicio a la planta de NPK, dejando de percibir ingresos por encima de 500.000 dólares diarios.

Con esta investigación, se estimó el tiempo que tarda en aparecer grietas superficiales en las llantas del tambor rotativo por efecto del contacto rodante, mediante simulación por elementos finitos y teorías que predicen el inicio y propagación de grietas; representando condiciones ideales y extremas, sin experimentar directamente sobre el equipo.

1.2 OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN

1.2.1 Objetivo general

Desarrollar la simulación asistida por computador de falla superficial por contacto rodante entre llanta y rodillo de un tambor rotativo en una empresa petroquímica.

1.2.2 Objetivos específicos

1. Identificar variables de operación que generen falla por contacto rodante entre llanta y rodillo del tambor rotativo.
2. Seleccionar el modelo de falla por contacto rodante entre llantas y rodillos.

3. Determinar la tasa de falla por contacto rodante mediante simulación usando como herramienta el computador.
4. Validar resultados obtenidos durante la simulación con datos históricos de fallas en estudio.

1.3 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA

La presente investigación pretende dar solución al problema que implica predecir la ocurrencia de fallas por contacto rodante entre llanta y rodillo radial mediante el uso de tecnología CAE (Computer Aided Engineer), estableciendo un criterio de falla que permita determinar en qué momento parar; evitando daños mayores. Una parada programada o no programada por la causa que sea, generan pérdidas por el orden de 500.000 USD/día. Esto crea un impacto negativo en las operaciones del complejo petroquímico Morón.

En el aspecto social al aumentar la efectividad de los equipos, mediante la predicción de fallas, se puede traducir en un aumento de la efectividad global del sistema productivo, en este caso la disponibilidad de fertilizantes para el agro nacional.

Cabe destacar que la planta de granulados NPK es la única planta en el país, por lo tanto, merece la pena considerar la posibilidad de operar el equipo dentro de parámetros óptimos y determinar la naturaleza del origen de las grietas en las llantas.

Por otra parte será un aporte en el ámbito técnico y académico al modelar mediante simulación la distribución de esfuerzos mecánicos en la zona de contacto entre llanta y rodillo radial, para luego predecir los fenómenos de fatiga superficial por contacto rodante mediante la teoría disponible, implementando para tal fin, software de elementos finitos, uso de métodos numéricos y predicción de fatiga mediante el uso del computador.

1.4 ALCANCES Y LIMITACIONES

La falla por contacto rodante, abarca dos grandes categorías, las cuales se listan a continuación: Fatiga superficial y desgaste por adherencia. A su vez, la fatiga de contacto está dividida en: Fatiga superficial, fatiga sub-superficial y descascarado, (Saenz, 2009). En tal sentido, el alcance de este trabajo se enfocó en estimar el inicio y propagación de la fatiga sub-superficial ocurrida en la llanta del tambor. Para ello, se determinaron los esfuerzos de contacto mediante simulación por elemento finito, para luego estimar el tiempo de nucleación y propagación de la grieta, mediante teorías aplicables; iniciando desde los puntos de máximo esfuerzo cortante hasta llegar a la superficie; para luego calcular longitudes de ciertos tamaños que hacen peligrosa su operación. Igualmente es necesario aclarar que se asumió que no fricción, ni desgaste entre llanta y rodillo radial.

Entre las limitaciones, están:

Confidencialidad de la información, lo cual dificultó en cierta manera la obtención de ciertos datos necesarios para la investigación. Igualmente es importante recalcar que mucha información se ha extraviado o deteriorado por el pasar del tiempo e inadecuado almacenamiento de informes de reparación. Varios de los datos usados fueron obtenidos mediante entrevistas no estructuradas al personal de mantenimiento y operaciones.

El software usado tiene todas las funciones disponibles para simulación por elementos finitos, mediante activación total de su licencia. Igualmente se validaron los resultados obtenidos del programa comparándolos con resultados analíticos mediante la teoría de Hertz; dando diferencia con un porcentaje de error de menos de 1%.(Ver anexo A-1 y A-2) Igualmente se solicitó ayuda a INTEVEP, la Universidad de los Andes, quienes hacen uso de ABAQUS y asesoramiento internacional a expertos en el software mencionado.

Las empresas especialistas en la fabricación, diseño y mantenimiento de tambores rotativos, son todas de nivel internacional. Hay muy pocos especialistas en el país a los cuales se les consultó la estimación de daños por contacto rodante entre llantas y rodillos de carga. Toda la información suministrada por el especialista nacional, es de estricto uso interno y no permite su divulgación oficial. Sus recomendaciones son escritas y verbales; sin embargo se plasman en forma resumida en las recomendaciones del presente trabajo

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

En este capítulo se presentan los antecedentes y referentes teóricos, presentados por investigaciones similares y experiencias relacionadas con los objetivos del estudio.

2.1 ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN

En el trabajo realizado por El-Sayed, y otros (2017), se hace el estimado del tiempo de nucleación de grietas mediante el uso de la ecuación de Smith-Watson and Topper y el uso del concepto de plano crítico. Igualmente hace una descripción de cómo abordar el proceso de simulación de esfuerzos y endurecimiento del material mediante el uso del software ABAQUS. Este trabajo aporta la orientación de cómo llevar a cabo el proceso de modelado y simulación de esfuerzos en ABAQUS. Igualmente menciona la técnica de modelo global y sub-modelo para hacer un refinamiento de malla en la zona de contacto para determinar con mayor precisión los esfuerzos generados entre las superficies. Muestra la capacidad que posee el software ABAQUS para simular el endurecimiento por deformación y obtener los esfuerzos elasto-plásticos, necesarios en la ecuación de Smith-Watson and Tooper para estimación del tiempo para nucleación de grietas en esfuerzos cortantes.

En el trabajo realizado por Kim, y otros (2014), se hace uso del criterio de Dang Van para determinar si hay o no nucleación de grieta por fatiga tanto en la superficie como debajo de la misma. Acá se utiliza el software ABAQUS para determinar los esfuerzos hidrostáticos y esfuerzos de Tresca. Este trabajo permite establecer una guía para determinar si hay o no nucleación de grieta mediante el uso del criterio de Dang Van, el cual es usado actualmente en la determinación de inicio de grieta por fatiga en contacto rodante bajo la superficie.

En el trabajo realizado por Yiping, y otros (2009) se hace un estimado de la iniciación de la fatiga superficial en las llantas de un tambor rotativo mediante el uso del software ANSYS 11.0, para determinar los esfuerzos cortantes máximos en las llantas y rodillos del horno. Obtenidos los valores de máximo esfuerzo cortante, hacen uso de la teorías de inicio de grietas por fatiga superficial, que ocurren durante la agitación elástica (elastic shakedown), agitación plástica (plastic shakedown) y ciclos de esfuerzos no-simétricos (ratcheting). Este trabajo aporta el procedimiento de cómo estimar el tiempo de nucleación de grieta en las llantas de un horno rotativo, haciendo uso de análisis de elemento finito para obtener los esfuerzos que causan la nucleación y estimar el comienzo de las grietas.

En el trabajo realizado por Fajdiga, y otros (2009), se establece el procedimiento y criterios necesarios para determinar el tiempo de nucleación y tiempo de propagación de grieta; y uso de la ecuación de Neuber's para relacionar fenómenos puramente elásticos con los elasto-plásticos. Este trabajo aporta la metodología necesaria de cómo transformar esfuerzos elásticos en esfuerzos elasto-

plásticos, para luego ser usados en la ecuación para nucleación de grieta, sin necesidad de hacer uso de las rutinas de endurecimiento del material, los cuales consumen mucho tiempo de computo.

En el trabajo realizado por Pugno, y otros (2006), se hace un estudio de la ecuación de Paris para la propagación de grietas superficiales y sub superficiales haciendo ensayos de propagación en probetas de acero AISI-1045. Llegando a una ecuación de sencilla resolución que predice el crecimiento de grieta. El aporte de este trabajo radica en el hecho de hacer uso de la ecuación generalizada de Paris para estimar el crecimiento de grieta desde el punto de nucleación hasta longitudes mayores a la crítica, tomando en cuenta los esfuerzos por flexión y contacto. Esta ecuación sobreestima el tiempo de propagación para longitudes de grieta pequeños.

En el trabajo realizado por Maziarz y Tasak (1992), se hace un estudio de grietas aparecidas en la llanta de un horno rotativo, las cuales fueron monitoreadas durante su crecimiento. En el mismo, se concluye que el comienzo de grieta está asociado a una imperfección en la estructura metalográfica de la pieza ubicada por debajo de la superficie de rodadura. Igualmente se exponen un criterio de máximo y mínimo tamaño de grieta, llamados umbral de crecimiento y longitud crítica. Se hace uso de mecánica de la fractura para estimar el número de ciclos necesarios para alcanzar el tamaño crítico de grieta. El aporte de este trabajo fue proporcionar la metodología para la estimación de crecimiento de grieta a partir de una longitud mínima. Adicionalmente muestra como las llantas en los tambores rotativos son sometidas a flexión durante su operación, alcanzando esfuerzos tracción que hacen

que la grieta se propague en el modo I. Este método no logra predecir el tiempo de propagación para longitudes mayores a la crítica

2.2 BASES TEÓRICAS

Toda investigación tiene su apoyo en la revisión bibliográfica de aquellos aspectos teóricos relacionados con el trabajo, de manera de contar con información objetiva y precisa acerca del tema que se está tratando, que sirva como soporte fundamental para el logro de los objetivos.

Seguidamente se describen los tópicos resaltantes acerca de la simulación mediante computador, teoría de esfuerzos en la zona de contacto entre llantas y rodillos, lo cual conforma las bases teóricas de la investigación.

2.2.1.- Mantenimiento, productividad y efectividad de las plantas.

Según Nava (2004), el mantenimiento es la combinación de actividades mediante el cual un equipo sale fuera de sus funciones para ser restablecido, con la finalidad de seguir realizando sus actividades de manera efectiva. El mantenimiento es un factor que influye en el correcto desempeño del equipo o sistema, generando productos de alta calidad.

El mantenimiento, si bien es visto como un costo, puede llegar a ser una inversión que a mediano o a largo plazo traerá ganancias; ya que se puede garantizar

altos números de producción y ahorros en lo que representa a mejoras de calidad del medio ambiente para los trabajadores e índices de accidentabilidad bajos.

Tipos de Mantenimientos

Según Sexto (2017), en la norma europea EN-13306: 2017, el mantenimiento se puede clasificar en dos categorías, a saber:

Mantenimiento que modifiquen las características intrínsecas del activo

Correctivo y preventivo

Mejorativo

Mantenimiento según la posibilidad de programación

Programado

No programado

A su vez, ambas categorías contemplan actividades que son comunes entre ambas y que según la norma EN-13306: 2017 se define de la siguiente manera (Sexto, 2017):

Mantenimiento Correctivo

Mantenimiento ejecutado después del reconocimiento de una avería, y destinado a llevar un elemento al estado que pueda desarrollar una función requerida.

Mantenimiento Preventivo

Mantenimiento ejecutado a intervalos predeterminados o de acuerdo con unos criterios prescritos, destinados a reducir la probabilidad de fallo o la degradación del funcionamiento de un elemento, antes de que la falla ocurra.

Mantenimiento mejorativo

Combinación de todas las técnicas, administrativas y gerenciales, con la finalidad de mejorar la confiabilidad intrínseca, mantenibilidad o seguridad de un equipo sin cambiar su función original

Mantenimiento basado en condición

Mantenimiento preventivo el cual incluye evaluación de condiciones físicas, análisis y las consiguientes acciones de mantenimiento.

Mantenimiento programado

Mantenimiento preventivo ejecutado de acuerdo a un programa de tiempo establecido, o a un número de unidades de uso definido. Se caracteriza por ejecutarse antes de que ocurra una falla funcional del equipo.

Mantenimiento no programado

Mantenimiento correctivo realizado sin una planificación previa. Se caracteriza porque se ejecuta una vez que el equipo ha fallado funcionalmente.

Estrategia de mantenimiento

Método de gestión utilizado con el fin de lograr los objetivos del mantenimiento.

Mantenimiento centrado en confiabilidad (RCM)

Según Nowlan y otros, (1978), se define como una metodología que permite desarrollar estrategias de mantenimiento con la finalidad de optimizar la confiabilidad de los activos críticos, llevando a cabo un exhaustivo análisis de todas las variables que influyen en la ocurrencia de fallas.

Falla:

Suárez (2001), lo define como un suceso después del cual un equipo o sistema completo, deja de cumplir total o parcialmente sus funciones. Es la alteración de la capacidad de trabajo del componente de un equipo o sistema. No necesariamente una falla es algo catastrófico, sino que se puede definir como una desviación de una característica de calidad respecto a su valor nominal.

Clasificación de las fallas.

Nowlan y otros (1978), clasifica a las fallas en dos categorías:

Falla potencial

Es una condición física identificable, tal una pequeña degradación (medible); pero que cumple con la función, que indica que una falla funcional es inminente. Por lo general, una falla potencial es detectada por un técnico de predictivo a través de una tecnología como análisis de vibración, termografía infrarroja, análisis de aceite u otra técnica de monitoreo de condición.

Falla funcional

Es la incapacidad de un elemento o equipo para cumplir con un estándar de rendimiento especificado. El equipo no deja de cumplir su función del todo. Por lo general su síntoma es un evento observable por el personal de producción o de

mantenimiento. A su vez, una falla funcional puede ser parcial o total. En el primer caso, el equipo realiza su función con un bajo desempeño. En el segundo caso, el equipo es incapaz de cumplir su función y su parada es total.

Curva PF

Según Nowlan y otros (1978), es una curva que relaciona la resistencia a la falla o su confiabilidad y el tiempo de operación de un equipo o componente del equipo.

En esta gráfica, ver figura 7, existe un punto el que comienza a producirse la falla (FTS) luego de haber trabajado desde su puesta en marcha (Punto I); sin embargo este comienzo de falla no es perceptible a simple vista ni detectable con los aparatos tradicionales de inspección. Una vez que se ha desarrollado, es detectada mediante inspección y monitoreo por condición, tal como tintas penetrantes, ultrasonido, partículas magnéticas, análisis de vibraciones, etc; indicando la aparición de falla potencial (P). Transcurrido cierto tiempo, dicha falla potencial se convierte en falla funcional, ya que afecta el funcionamiento del equipo. Entre sus síntomas están vibraciones altas, alta temperatura, consumo excesivo de energía, disminución de su desempeño, etc. Al cabo de cierto tiempo, se llega a la falla total del equipo y su parada definitiva (TF). Cabe mencionar que entre el punto P y F, existen puntos intermedios que indican que la resistencia a la falla disminuye con el tiempo debido al desarrollo paulatino de la misma.

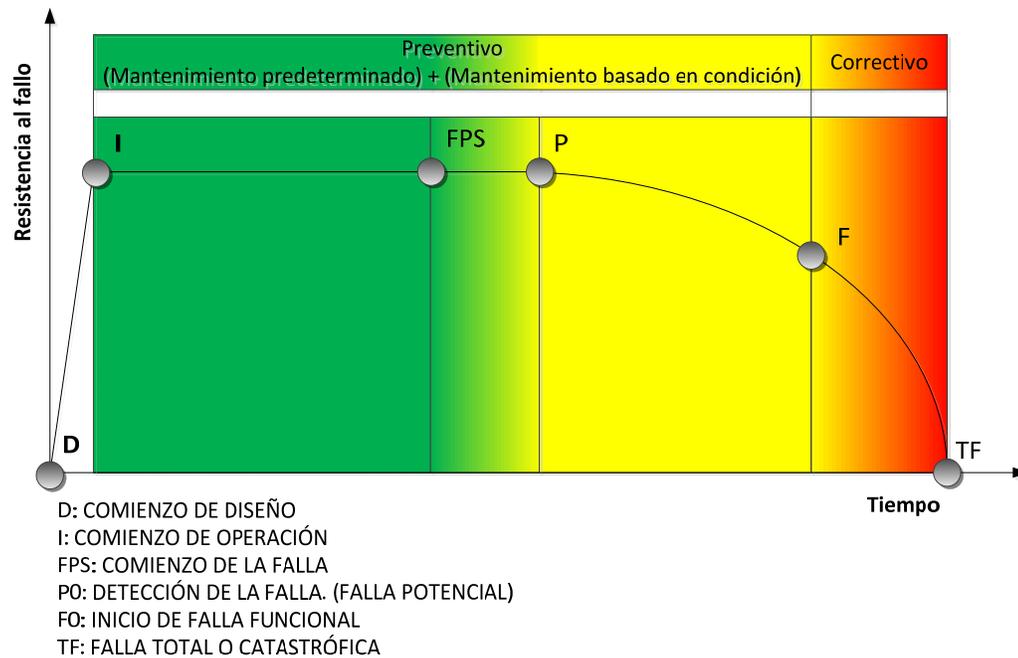


Figura 7: Curva de falla potencial-funcional

Fuente: Nowlan y otros (1978)

Tasa de Falla

Es la relación que existe entre el número de fallas que ocurre en un equipo o elemento particular de dicho equipo y el periodo de tiempo de operación. Su representación matemática se puede observar en la ecuación 1. (Nowlan, 1978)

$$\lambda = \frac{\text{Número de Fallas}}{\text{Periodo de tiempo total de Operación del equipo}} \quad (\text{Ec 1})$$

Tiempo medio entre fallas

Es el tiempo promedio que existe entre una falla y otra dentro de un periodo de tiempo que sea requerido el equipo para operar. También se puede determinar cómo el inverso de la tasa de falla. (Ibidem)

$$TMEF = \frac{1}{\lambda} \quad (\text{Ec 2})$$

En la figura 8 se observa la representación gráfica de tasa de falla y tiempo medio entre fallas

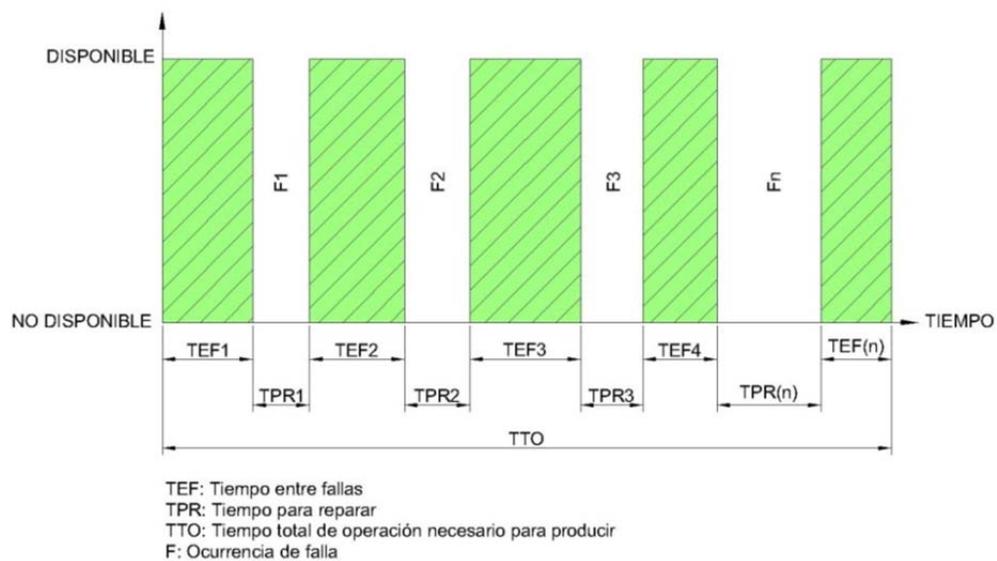


Figura 8: Grafico explicativo de tiempo medio entre fallas.

Fuente: Mora, (2009)

De la figura anterior, se tiene que la tasa de falla y el tiempo medio entre fallas estará dada por las siguientes expresiones:

$$\lambda = \frac{\sum_{i=1}^n (F_i)}{\sum_{i=1}^n (TEF_i) + \sum_{i=1}^n (TPR_i)} = \frac{\sum_{i=1}^n (F_i)}{TTO} \quad (\text{Ec 3})$$

$$TMEF = \frac{1}{\lambda} = \frac{\sum_{i=1}^n (TEF_i) + \sum_{i=1}^n (TPR_i)}{\sum_{i=1}^n (F_i)} = \frac{TTO}{\sum_{i=1}^n (F_i)} \quad (\text{Ec 4})$$

2.2.2 Fallas por contacto rodante

Las fallas por contacto rodante, implican la interacción entre dos superficies que se unen entre sí, entre las cuales puede haber rodamiento puro sin deslizamiento; y rodamiento con deslizamiento. Esta interacción produce un proceso de falla superficial, caracterizado principalmente por la aparición de grietas sobre la superficie, debajo de la superficie o un combinado de ambas. Estas grietas, una vez formadas, crecen por cada ciclo de ocurrencia del contacto. Una vez que ha alcanzado cierto tamaño, se desprenden trozos de material de las superficies en contacto, formando pequeños agujeros, los cuales son llamados Pitting o micropitting. (Norton, 2011)

Por otra parte, al haber deslizamiento entre las superficies en contacto, ocurre un proceso de desgaste adhesivo, que produce pérdida de material entre ambas

superficies. Este desgaste depende de la presión de contacto y de la dureza del material. (Norton, 2011)

Se tiene también que, según Norton (2011, p. 368):

“...las fallas por fatiga se inician por el esfuerzo cortante y continúan hacia la falla por el esfuerzo de tensión. También existe un esfuerzo cortante asociado con los esfuerzos de contacto por compresión y se cree que es la causa de la formación de la grieta después de muchos ciclos de esfuerzo. De esta manera, el crecimiento de la grieta finalmente causa la falla por picadura: la fractura y remoción de pequeños trozos de material de la superficie. Una vez que la superficie comienza a picarse, el acabado superficial cede y rápidamente llega a la falla por descascarado: la pérdida de grandes pedazos de la superficie”. Tal como se muestra en la figura 9

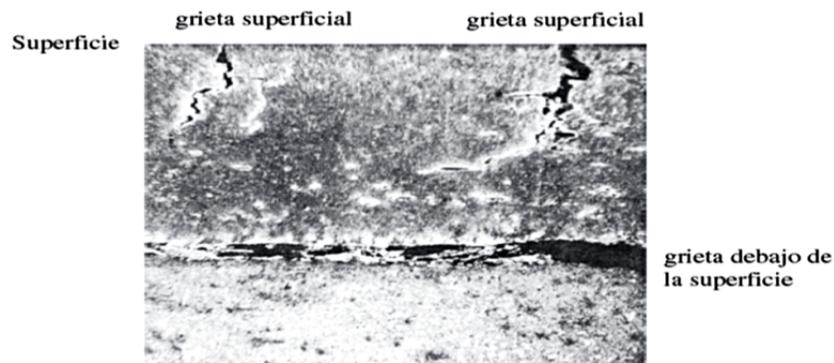


Figura 9: Microfotografía (100x) de grietas.

Fuente: Norton (2011)

“Si la carga es lo suficientemente grande como para elevar el esfuerzo de contacto por encima de la resistencia a la fluencia por compresión del material, entonces la flexión en la huella de contacto creará un aplanamiento permanente en la bola. Esta condición algunas veces se llama endurecimiento falso, debido a su semejanza con la hendidura dejada por una prueba Brinell de dureza del material. El aplanamiento sobre una de las bolas (o rodillos) hace que la bola (o rodillo) quede inútil para el rodamiento” (Norton, 2011, p.368)

Por otra parte, Sáenz (2009, p.45), afirma que: la fatiga de contacto se presenta cuando las superficies se tocan repetidamente. En muchos casos el área de contacto tiende a ser pequeña y los esfuerzos que resultan son muy grandes. La fatiga por contacto produce tres daños importantes: picaduras de superficie, picaduras bajo la superficie y escamaduras.

Modelos de falla por fatiga superficial: modelo dinámico

La posibilidad de tener un esfuerzo cortante máximo en una ubicación debajo de la superficie (en rodamiento puro) ha llevado a algunos a concluir que la picadura se inicia en esta ubicación o cerca de ella. Otros han concluido que la picadura se inicia en la superficie. Es posible que funcionen ambos mecanismos en tales casos, ya que la iniciación de la falla por lo general comienza en una imperfección, la cual puede estar sobre la superficie o debajo de ésta. (Norton, 2011)

En la tabla 1 se listan algunos factores que favorecen su ocurrencia de falla por fatiga superficial.

Tabla 1. Modos de falla superficial.

Modo de Falla	Factores que favorecen la ocurrencia
Origen de Inclusión	Frecuencia y severidad de oxidación u otras inclusiones duras
Concentración de esfuerzo geométrico	Geometría del borde en contacto. Desalineación y deflexiones. Posibles efectos del espesor de la película del lubricante.
Descascaramiento. (Picadura superficial)	Escasa viscosidad del lubricante. Película elastohidrodinámica delgada comparada con las asperezas de las superficies en contacto. Fuerzas tangenciales y/o deslizamiento burdo.
Origen en un punto de la superficie (PSO)	Escasa viscosidad del lubricante. Asperezas frecuentes en el acabado superficial que exceden el espesor de la película elastohidrodinámica. Pérdida de presión elastohidrodinámica debida a fuga lateral o raspadura en la superficie de contacto.
Subcaso de fatiga (en componentes carburizados)	Baja dureza del núcleo. Escasa profundidad de la funda en relación con el radio de la curvatura de los elementos en contacto.

Fuente: Norton (2011)

Resistencia a la fatiga superficial

El concepto de resistencia a la fatiga superficial es similar al de resistencia a la fatiga por cargas cíclicas de tracción y compresión, excepto por una diferencia básica. Mientras que los aceros y otros materiales muestran un límite de resistencia cuando se cargan cíclicamente a la flexión o axialmente, ningún material en general tiene una propiedad equivalente cuando una carga produce fatiga superficial. Por lo tanto, se debe esperar que la máquina, aun cuando sea cuidadosamente diseñada en contra de todos los otros tipos de falla, al final de cuentas sucumba a la fatiga superficial, si se carga durante los ciclos suficientes. (Norton, 2011)

La fatiga superficial ocurre en contactos de rodamiento puro o contactos de rodamiento-deslizamiento, pero no en situaciones de deslizamiento puro. Los esfuerzos de contacto muy altos generados en áreas de contacto pequeñas actúan para causar falla por fatiga del material, después de muchos miles de ciclos de esfuerzo repetido. El picado es la pérdida de pequeñas piezas de material de la superficie, que dejan atrás carcomidos, los cuales se convierten en áreas más grandes de material superficial escamado, llamadas descascarado. Normalmente se percibe una advertencia audible cuando se inicia el proceso de picadura. Si no se atiende, causará un gran daño a la pieza. (Norton, 2011, p.394)

Se requieren materiales lisos de alta resistencia para aplicaciones de esfuerzos por contacto. Ningún material muestra un límite de resistencia a la fatiga superficial y, al final de cuentas, fallará por este mecanismo si está sujeto al número suficiente de esfuerzos de contacto invertidos. (Norton, 2011 p.394)

Adicionalmente, la fatiga por contacto rodante, al igual que el mecanismo de fatiga general, consta de dos procesos bien diferenciados, los cuales son: La nucleación de grieta y la propagación. La suma de ambos periodo, resultan la cantidad de ciclos necesarios para alcanzar un determinado tamaño de grieta.

Según Garrido, (2010 p.16): “La nucleación de fisuras consiste en la formación de micro grietas a partir de defectos internos del material tales como inclusiones, precipitados y poros. También puede producirse en la superficie del material, caso más habitual, a partir de microdefectos debidos a las deformaciones plásticas alternantes, picaduras de óxido o mal acabado superficial”.

La propagación consiste en el crecimiento gradual de la grieta, conforme ocurren los ciclos de carga y descarga en el contacto rodante. La propagación de fisuras puede dividirse en dos etapas, propagación estable y propagación inestable, que sumadas a la fase de nucleación se representan en la figura 10

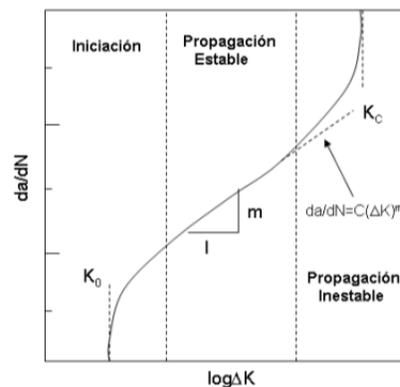


Figura 10: Etapas de propagación de grietas

Fuente: Garrido (2010)

La iniciación del proceso se produce generalmente en la superficie de la pieza por deslizamientos y oxidación y con un modo de propagación mixto suma de los modos I y II. (Garrido, 2010, P.17)

Existe un valor límite, denominado umbral de fatiga ΔK_0 , por debajo del cual la fisura no progresa o lo hace a una velocidad tan reducida que se puede considerar tiempo de vida a fatiga ilimitado. (Garrido, 2010, p.17)

En la segunda etapa, propagación estable, la fisura se orienta y se propaga en modo I generándose las denominadas marcas de playas de fatiga, y en escala logarítmica, esta etapa se puede ajustar a una recta. La ley de Paris-Erdogan permite el estudio de esta etapa de propagación a partir de la siguiente expresión:

$$\frac{da}{dn} = C(\Delta K_i)^m \quad (\text{Ec } 5)$$

donde $\frac{da}{dn}$: Tasa de crecimiento de grieta por ciclo

C,m: Constante que dependen del material

ΔK_i : Amplitud del factor de intensidad, para $i = I, II, III$

2.2.3 Cargas cíclicas con deformación plástica acumulada o Shakedown

Se define como cargas lo suficientemente alta para producir deformación plástica sobre la superficie de uno o ambos elementos mecánicos que interactúan entre sí, con el consiguiente endurecimiento por deformación.

Según Suresh, (1998, p.101), fenómeno en el cual se desarrollan esfuerzos residuales luego de los ciclos iniciales de carga en contacto rodante. Esta carga cíclica produce en la estructura interna del material esfuerzos y deformaciones residuales que cambian sus propiedades mecánicas, tal como aumentar el límite de fluencia y producir endurecimiento por deformación. Luego de cierta cantidad de ciclos, el endurecimiento por deformación, y por ende la deformación plástica neta cesan, quedando el material, endurecido y con capacidad de resistir la carga que lo deformó inicialmente.

Los valores de carga bajo los cuales no se producen deformación plástica, se denominan límites de shakedown. (Suresh, 1998, p.101)

2.2.3.1 Carga con deformación plástica y agitación elástica (Shakedown elastic)

Suresh (1998), afirma que: “ocurre cuando el desarrollo de esfuerzos residuales resultan en un estado estable en el cual la deformación subsiguiente es puramente elástica.”(p.101) Acá los esfuerzos producen una deformación y en consecuencia, endurecimiento del material, al cabo del cual no seguirá ocurriendo deformación plástica quedando el material en el rango elástico del diagrama de esfuerzo deformación.

En esta modalidad, la predicción de si habrá o no nucleación de grietas, se hace mediante el criterio de Dang Van, el cual establece que:

$$\begin{aligned}\tau_a(t) + \alpha_{DV}\sigma_h(t) &> \tau_e \\ \tau_a(t) - \alpha_{DV}\sigma_h(t) &< -\tau_e\end{aligned}\quad \text{Ec. 6}$$

Dónde: $\tau_a(t)$: Esfuerzo cortante maximo en el tiempo t
 $\sigma_h(t)$: Esfuerzo hidrostático instantáneo en el tiempo t
 τ_e : Límite de resistencia a la fatiga en cortante
 α_{DV} : Parametro del material

2.2.3.2 Carga con deformación plástica cíclica cerrada. (Shakedown plastic)

“Es el estado donde se genera un ciclo cerrado de plasticidad sin que haya acumulación neta de deformación plástica”. (Suresh, 1998, p.101). En esta zona hay deformaciones plásticas recurrentes con la particularidad que el material entra en ciclo repetitivo de deformaciones plásticas que no aumentan en el tiempo.

La cantidad de ciclos para que ocurra la nucleación, está dada por:

$$\langle \sigma_{n,max} \frac{\Delta \epsilon_1}{2} \rangle + J \Delta \tau \Delta \gamma = \left\{ \begin{array}{l} \frac{\tau_f'^2}{G} (2N_f)^{2b_0} + \tau_f' \gamma_f' (2N_f)^{b_0+c_0} \\ \frac{\sigma_f'^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma_f' \epsilon_f' (2N_f)^{b+c} \end{array} \right\} \quad \text{(Ec. 7)}$$

donde $\sigma_{n,max}$: Esfuerzo maximo normal al plano crítico
 $\frac{\Delta \epsilon_1}{2}$: { Amplitud media de deformación en }
 { la dirección normal al plano crítico }
 σ_f', τ_f' : Coeficiente de esfuerzo a la fatiga (Normal, cortante)
 E, G: Modulo de lasticidad, Módulo de rigidez

ϵ'_f, γ'_f : Coeficiente de ductilidad a la fatiga (Normal, cortante)
 b, b_0 : Exponente de esfuerzo a la fatiga (Normal, cortante)
 c, c_0 : Exponente de ductilidad a la fatiga (Normal, cortante)
 N_f : Número de ciclos para inicio de grieta
 $\langle a \rangle$: Operador de MacCauly. $\langle a \rangle = 0.5(|a| + a)$
 $\Delta\gamma$: Amplitud de deformación angular máxima en el plano crítico
 $\Delta\tau$: Amplitud de esfuerzo máximo cortante en el plano crítico
 J : Constante de material, la cual depende de la carga aplicada

2.2.3.3 Carga con deformación plástica cíclica creciente. (Racheting)

Es un proceso en el que cargas cíclicas son aplicadas sobre un material, en el cual, en cada ciclo hay deformación plástica que se acumula gradualmente. Este fenómeno ocurre como consecuencia de sobrepasar el límite superior de la agitación plástica, (plastic shakedown). En esta modalidad hay acumulación de deformación plástica en cada ciclo. (Suresh, 1998)

Los ciclos para nucleación de grieta está dada por:

$$N_f = \frac{\epsilon_c}{\Delta\epsilon_r} = \frac{\epsilon_c}{\sqrt{(\Delta\tilde{\epsilon})^2 + \left(\frac{\Delta\tilde{\gamma}}{\sqrt{3}}\right)^2}} \quad (\text{Ec. 8})$$

donde

N_f : Número de ciclos para inicio de grieta
 ϵ_c : Constante del material, determinado experimentalmente
 $\Delta\epsilon_r$: Amplitud de deformación acumulado por ciclo
 $\Delta\tilde{\epsilon}$: Deformación incremental normal al plano crítico, por ciclo
 $\Delta\tilde{\gamma}$: Deformación incremental cortante al plano crítico, por ciclo

En la figura 11 se observa diagrama típico de los tres modos anteriores:

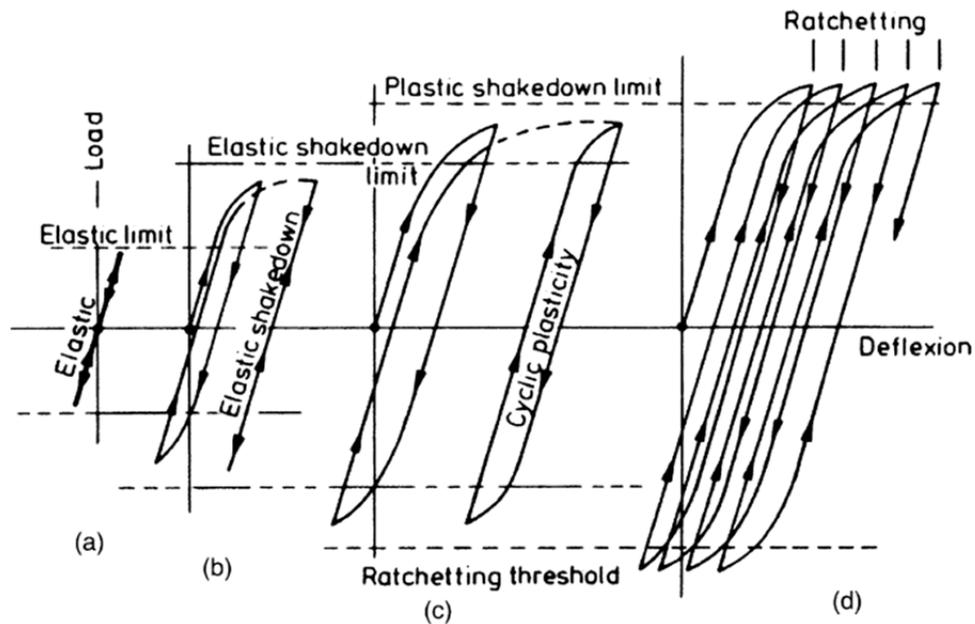


Figura 11: Modos de comportamiento a cargas cíclicas

Fuente: Jhonson (1989)

2.2.4 Modos de carga en propagación de grietas

Según Pérez (2004, p. 40): Una grieta en un cuerpo puede estar sujeta a tres diferentes modos de carga, las cuales involucran desplazamientos de las superficies de la grieta. El comportamiento mecánico de un sólido que contiene una grieta de un tamaño y geometría específica, puede ser predicha evaluando los factores de intensidad de esfuerzo (KI, KII y KIII) tal como se muestra en la figura 12

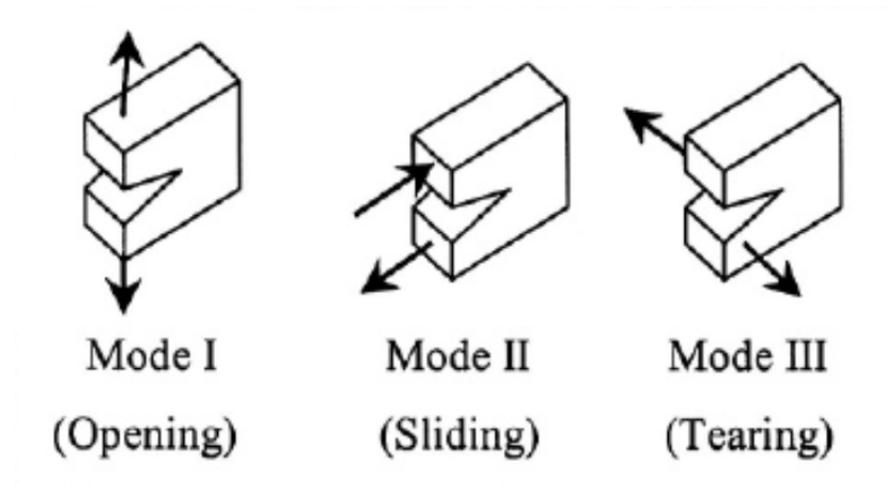


Figura 12: Modos de carga en una grieta

Fuente: Pérez (2004)

Si el crecimiento de una grieta ocurre a lo largo de un plano perpendicular a la dirección del modo de carga externo aplicado, los factores de intensidad de grieta están definidos de acuerdo a la American Society for Testing and Materials (ASTM E399) de la siguiente forma:

$$K_I = \lim_{r \rightarrow 0} (\sigma_{yy} \sqrt{2\pi r}) f_I(\theta) = \sigma_{yy} \sqrt{2\pi r} @ \sigma_{yy} = \sigma_{yy}(r, \theta = 0) \quad (\text{Ec } 9)$$

$$K_{II} = \lim_{r \rightarrow 0} (\tau_{xy} \sqrt{2\pi r}) f_{II}(\theta) = \tau_{xy} \sqrt{2\pi r} @ \tau_{xy} = \tau_{xy}(r, \theta = 0) \quad (\text{Ec } 10)$$

$$K_{III} = \lim_{r \rightarrow 0} (\tau_{yz} \sqrt{2\pi r}) f_{III}(\theta) = \tau_{yz} \sqrt{2\pi r} @ \tau_{yz} = \tau_{yz}(r, \theta = 0) \quad (\text{Ec } 11)$$

En la figura 13 se describen los componentes del esfuerzo que están frente a la punta de la grieta

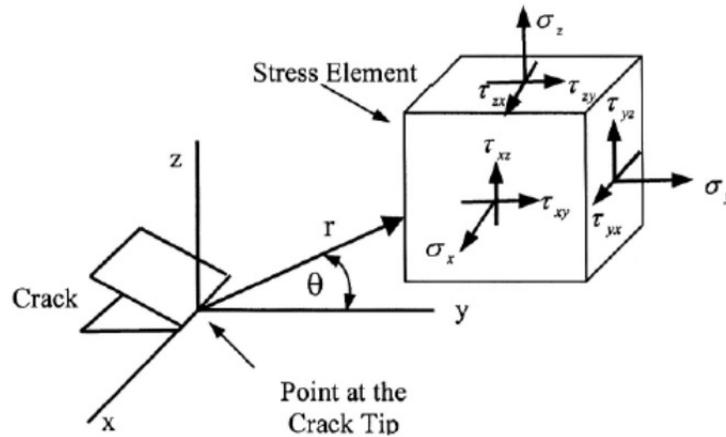


Figura 13: Componentes del esfuerzo delante de la punta de la grieta
Fuente: Pérez (2004)

2.2.5 Formación y propagación de grietas en contacto rodante

En el trabajo realizado por Fajdiga, y otros, (2009), la fatiga por contacto puede definirse como un tipo de daño causado por cambios en la microestructura del material que da como resultado el inicio de la fisura seguido de la propagación de la grieta, bajo la influencia de cargas de contacto rodantes y / o deslizantes dependientes del tiempo. El proceso de fatiga por contacto se puede dividir en dos partes principales.

El inicio de micro fisuras debido a la acumulación local de dislocaciones, altos esfuerzos en puntos locales, deformación plástica alrededor de inclusiones no homogéneas u otras imperfecciones sobre o debajo de la superficie de contacto. (Fajdiga, 2009, p.1320)

La propagación de grietas, que causa daños permanentes a un elemento mecánico. (Fajdiga, 2009, p.1320)

2.2.5.1 Grietas superficiales

En la formación de grietas superficiales influyen varios parámetros. Estos pueden ser divididos en dos grandes grupos: propiedades del material y condiciones de trabajo. Sobre las propiedades del material, se tienen: dureza, rugosidad, limpieza, esfuerzos residuales. En las condiciones de operación, se tiene: régimen de lubricación y rugosidad.

Según Bormetti, y otros, (2004), cuando la nucleación de la grieta ha sido completada, la mecánica de fractura es una herramienta válida para evaluar si puede propagarse y determinar su tasa de crecimiento. Si el tiempo de nucleación es muy corto, el tiempo de propagación puede representar casi toda la vida de la fatiga. Para esta estimación, sin embargo, se debe definir una longitud de grieta inicial. (p.282)

2.2.5.2 Grietas Sub-superficiales

El inicio de grietas por debajo de la superficie, se originan generalmente en alguna discontinuidad, tal como inclusiones no metálicas o algún contaminante dentro de la estructura cristalina del metal.

En el trabajo realizado por Bormetti y otros (2004, pag. 282), se afirma que:

“El inicio de grietas por debajo de la superficie comienza preferiblemente cerca de inclusiones no metálicas, tales como óxidos frágiles y duros, o cerca de poros, los cuales actúan como concentradores de esfuerzos”

“La evidencia experimental sugiere que la fatiga por contacto rodante tiene que ser tratado desde varios enfoques tomando en cuenta la dureza del material: en materiales suaves el fenómeno dominante visto es la acumulación de deformación plástica, la cual conlleva a la nucleación de grietas superficiales, mientras que el sobre esfuerzo debido a los defectos presentes en la estructura del metal, son redistribuidos por el flujo plástico; en cambio, en materiales duros, los defectos ejercen un efecto de aumento en el esfuerzo, y la baja ductilidad del material permite una temprana iniciación de grietas cerca de las inclusiones.” (Bormetti, 2004, p.282)

Por su parte, Pandkar (2014), afirma que: “La falla por contacto rodante, especialmente en rodamientos, es un proceso gradual que conlleva acumulación de daño por encima de los billones de ciclos ($10^{10} - 10^{11}$ *ciclos*). Durante la fatiga por contacto rodante, un pequeño volumen subsuperficial de material en la vecindad de la superficie de contacto está sometida a un estado de esfuerzos de fatiga triaxial complejo con carga no proporcional. Muchos investigadores han mostrado que ocurren cambios complejos micro estructurales debajo de la superficie durante la fatiga por contacto rodante” Esta aseveración hecha por Pankard confirma el hecho que no existe resistencia a la fatiga en contacto rodante aún en el rango de esfuerzos elásticos.

2.2.6 Tambor rotativo

Se entiende por tambor rotativo a la máquina que está formada por un cuerpo cilíndrico hueco y es soportado entre llantas metálicas que a su vez es impulsada mecánicamente por un sistema motriz de piñón-corona que lo hace girar en torno a su eje de rotación, tal como se muestra en la figura 14. En el interior de un tambor rotativo se produce un proceso físico-químico que cambia las propiedades del material que entra respecto las del material que sale. (Phillips, 2005)

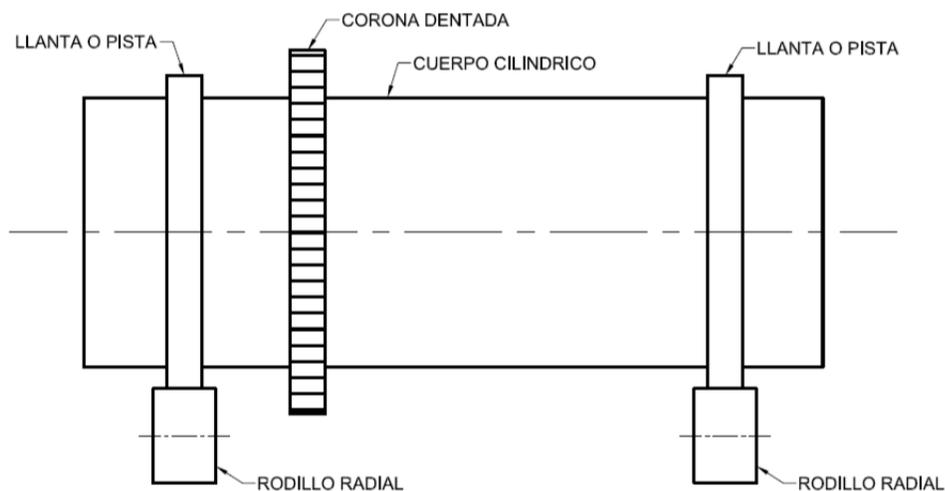


Figura 14: Partes de un tambor rotativo

Fuente: Phillips (2005)

En un tambor rotativo, el producto a procesar pasa dentro del mismo gracias al movimiento rotacional del cilindro y a una inclinación con respecto a la horizontal que le da al producto un movimiento de traslación desde la entrada del tambor hasta

la salida. La inclinación oscila entre 1° y $2,5^\circ$ dependiendo del diseño del sistema. Esta inclinación hace que el peso del tambor tenga una componente en el sentido axial del mismo que debe ser contrarrestada mediante los rodillos de carga radial, tal como se muestra en la figura 15.

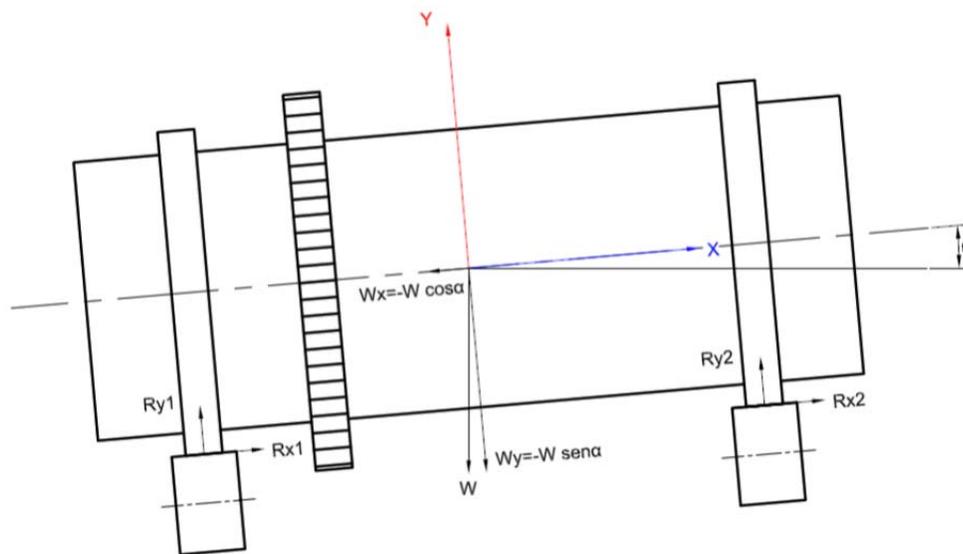


Figura 15: Diagrama de cuerpo libre de un tambor rotativo

Fuente: Phillips (2005)

Durante el trabajo del tambor rotativo, se generan esfuerzos de contacto cíclicos entre las llantas y los rodillos radiales. Los esfuerzos cíclicos existentes, desencadenan en las llantas del tambor fallas superficiales tales como grietas superficiales y sub-superficiales, desprendimientos de material y desgaste que hacen que el equipo deba ser parado para su inspección y restauración, garantizando de esta forma una operación segura y confiable.

Las llantas en los tambores rotativos pueden ser de tipo fijas, para tambores que trabajan a temperatura ambiente; o de tipo migrantes, para los que trabajan a más de 50°C. En las primeras, la llanta está firmemente anclada a la coraza del tambor; mientras que en las segundas, existe cierta holgura radial y axial, permitiendo a las llantas girar en torno al tambor. Esta configuración permite cierta expansión o deformación térmica que pudiera afectar la alineación del mismo.

2.2.6.1 Problemas comunes en llantas

En las llantas de los tambores rotativos se presentan una serie de problemas que son necesarios monitorearlos y establecer límites de ocurrencia. Según Pillips (2005), entre los más frecuentes, se tienen:

Bamboleo, desgaste de la pared lateral, desprendimientos, fisuras, desgaste de la superficie de contacto, sistemas de montaje y claro excesivo.

Para efectos de este trabajo, solo se mencionan los que están relacionados con la falla por contacto rodante, entre los que se tienen:

Bamboleo

Es el alabeo o movimiento axial excesivo de la llanta. El contacto entre una llanta bamboleante y sus rodillos variará durante cada revolución del tambor. Cuando existe este problema, la llanta no hace contacto uniforme contra los rodillos. Esto hace que la llanta se apoye más de un extremo durante parte de la vuelta, reduciendo

el área de contacto entre llanta y rodillo, induciendo esfuerzos de contacto por encima de la resistencia última del material y acelerando los problemas de fatiga. Como resultado se crean condiciones suficientes para la nucleación de grietas, propagación, desgaste desigual de la superficie de la llanta y difícil alineación del tambor. El bamboleo de la llanta es consecuencia directa de un claro exceso y desgaste de los topes retenedores. En la figura 16, se observa una llanta con bamboleo. A la izquierda está a la mitad de su revolución; a la derecha se muestra la segunda mitad de la vuelta.

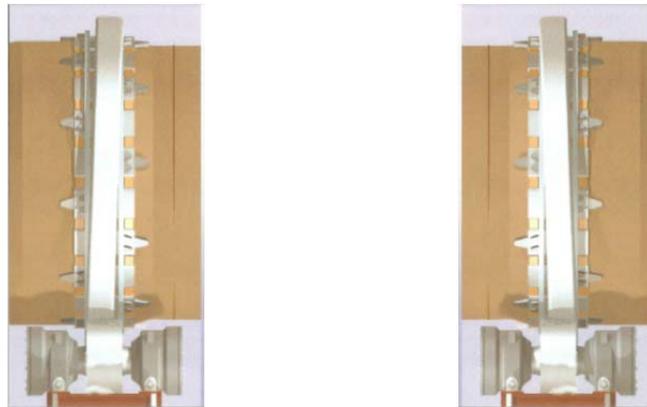


Figura 16: Llanta bamboleante en un tambor rotativo

Fuente: Phillips (2005)

Desprendimientos (Spalling)

Según Phillips (2005), se afirma que: “La presencia de cráteres superficiales sobre la superficie de rodadura de la llanta, comúnmente referida como desprendimiento, es una señal de falla superficial del metal” (p.7)

Siempre hay cierta distorsión metálica presente en el punto de contacto entre el rodillo y la llanta. Si la llanta tiene bamboleo, habrá un área reducida de contacto en parte de cada revolución o si por alguna otra razón la presión en un área localizada del punto de contacto se vuelve excesiva, la distorsión del acero excederá su límite elástico. La flexión de la capa endurecida por trabajo contra la capa inferior más suave hará que se desarrollen fisuras por fatiga. Una vez que las fisuras superficiales inician se pueden propagar hasta desprenderse pedazos de material. Por lo general, el desprendimiento de material de las llantas de un tambor rotativo es la fase final del proceso de fatiga de la superficie, ya que las grietas sub-superficiales y superficiales se unen, dejando tras de sí un agujero por la falta del material que se ha desprendido. Igualmente, al evidenciarse la presencia de estos desprendimientos, la mayoría de la superficie presenta una alta densidad de micro grietas que conllevarán a fallas por desprendimiento en otras zonas de la llanta. Ver figura 17

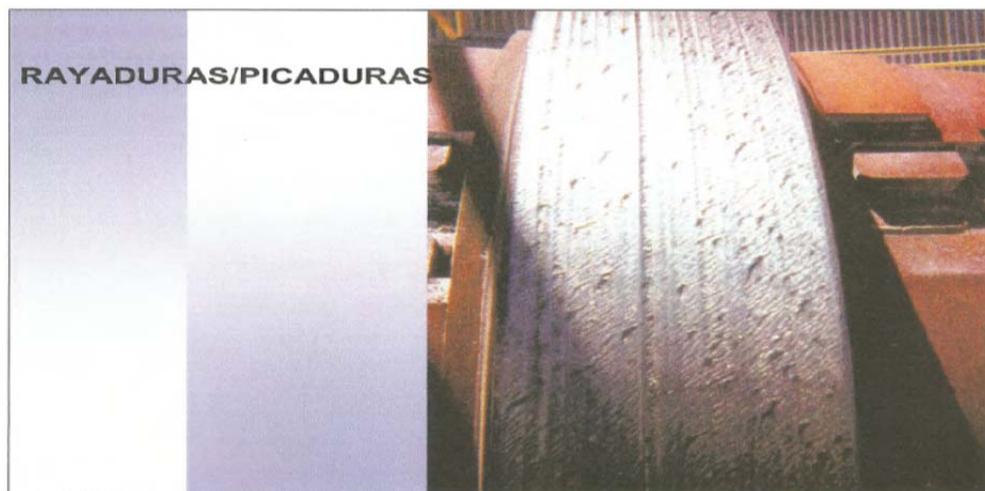


Figura 17: Desprendimientos en llantas de tambores rotativos

Fuente: (Phillips, 2005)

Fisuras

Según Phillips (2005, p.8), cualquier área de la llanta está propensa a fisurarse por efecto de la propagación de la grieta por fatiga superficial, esto sucede por dos razones: (ver figura 18 y 19)

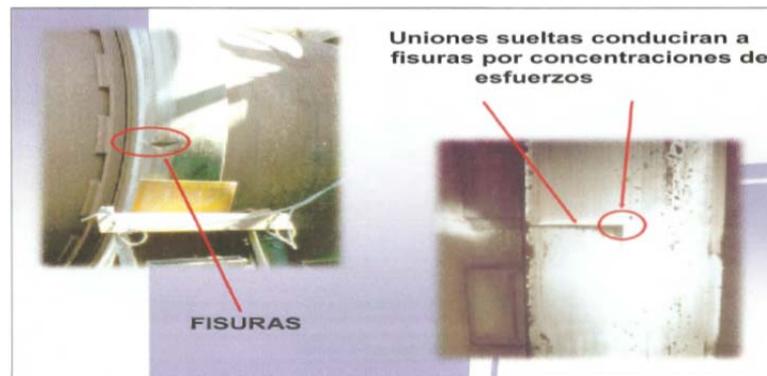


Figura 18: Fisuras en tambores rotativos.

Fuente: Phillips (2005)



Figura 19: Fractura de llanta por grieta.

Fuente: Cementequipment.org (2017)

Primero, el material usado para la llanta es típicamente un acero al mediano carbono el cual requiere seguir procedimientos de soldadura muy específicos cuando van a ser reparadas para corregir alguna grieta que se considere peligrosa. Esto típicamente incluye un pre calentamiento localizado antes de soldar y algún tipo de alivio de esfuerzos posterior a la soldadura como mínimos. Si no se siguen los procedimientos de soldadura apropiados se desarrollaran fisuras. (Phillips, 2005, p.8)

Segundo, puesto que la llanta está sujeta a cargas cíclicas, ésta tiende a fallar por fatiga las cuales pueden ocurrir a niveles de esfuerzo del 40% por debajo de la resistencia última del material de la llanta. Cualquier concentrador de esfuerzos aumentan este problema. (Phillips, 2005, p.8)

Desgaste de la superficie de contacto

La llanta de un tambor rotativo y el rodillo radial (o de carga) están sometidos a rodamiento y cierto deslizamiento, lo que produce un desgaste adhesivo entre ambas superficies. Este fenómeno conlleva a pérdida de material de la llanta y en consecuencia una tasa de desgaste que se debe monitorear a fin de evitar problemas de funcionamiento, tales como vibración excesiva y comportamiento errático del tambor. (Phillips, 2005). En la figura 20 se observa ciertos problemas de desgaste entre llantas y rodillos de carga

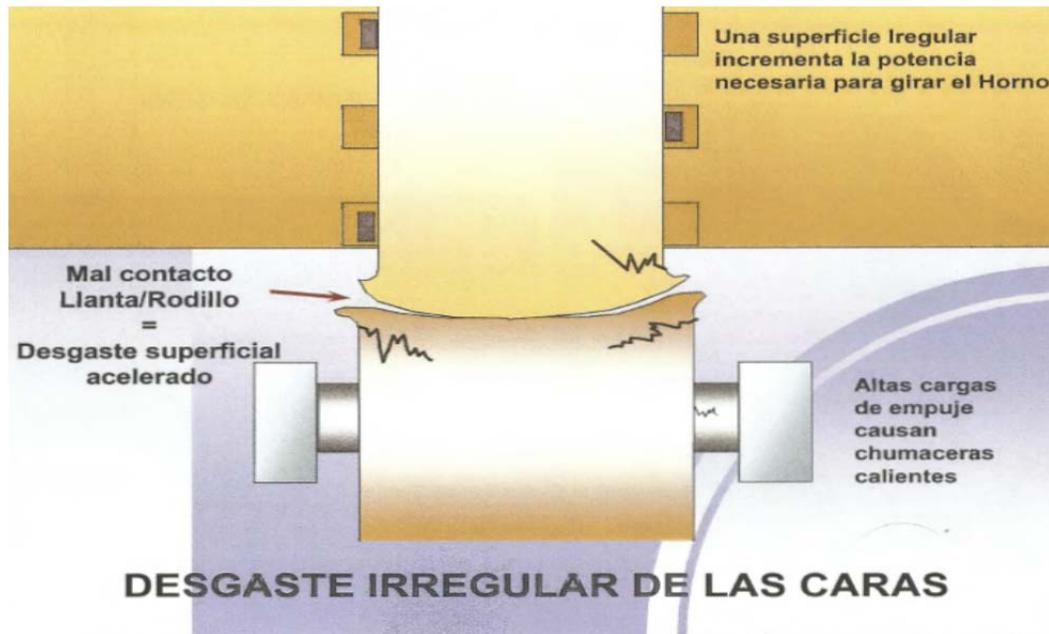


Figura 20: Desgaste irregular entre llanta y rodillo de carga

Fuente: Phillips (2005)

2.2.6.2 Esfuerzo de contacto y fatiga superficial entre llanta y rodillo radial

El principio de trabajo de los tambores rotatorios, se basa en que las llantas se apoyan en dos puntos sobre dos rodillos de carga, los cuales soportan el peso combinado tanto del tambor como de la carga que éste maneja. Esta configuración de llanta y rodillos es denominada trunion y consiste en tres cilindros en contacto en la cual dos cilindros soportan a un cilindro de mayor diámetro que los primeros, ver figura 20. El punto de contacto entre los cilindros, es en donde se desarrollan esfuerzos mecánicos variables que van desgastando y fatigando las piezas. (Phillips, 2005)

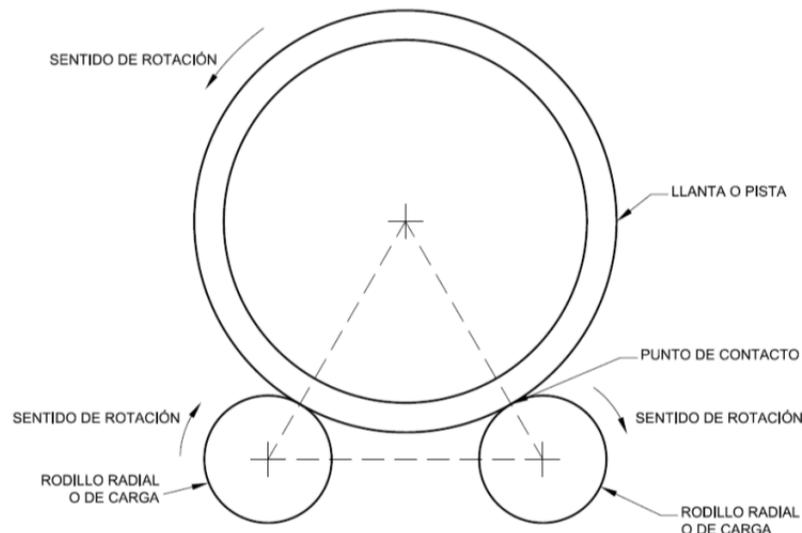


Figura 20: Configuración llanta rodillos de carga

Fuente: Phillips (2005)

Inicialmente, comienza como una imperfección en la superficie; pero luego de varios miles de ciclos de trabajo, aparecen debajo de la superficie, grietas que se propagan a través del cuerpo de la llanta, produciendo desprendimientos de material, irregularidades en la superficie y hasta el punto de fracturarse la llanta. En menor grado ocurre en los rodillos radiales.

Cuando dos cuerpos con superficies curvas se presionan entre sí, el contacto puntual o lineal cambia a un área de contacto, y los esfuerzos que se desarrollan en los dos cuerpos son tridimensionales. (Budynas y Nisbett, 2008)

Los problemas del esfuerzo que se originan en el contacto de una rueda y un riel, en el árbol de levas y los balancines, en los dientes de engranes acoplados y en la

acción de los cojinetes de bolas usualmente desencadenan grietas, picaduras o escamado en la superficie del material. (Budynas y Nisbett, 2008)

Una condición frecuente en los tambores rotativos es el alabeo de la llanta, lo cual se define como el movimiento axial que sufre la misma durante el giro al no estar dentro de las tolerancias de montaje. Ella debe estar perfectamente centrada al eje del tambor, evitando oscilaciones axiales de la superficie de contacto. Esta condición incrementan los esfuerzos de contacto.

2.2.6.3 Contacto cilíndrico

Según Budynas y otros (2008), cuando dos elementos cilíndricos, de longitud l y diámetros d_1 y d_2 , el área de contacto es un rectángulo angosto de ancho $2b$ y longitud l ; y la distribución de la presión de contacto es elíptica, ver figura 21. La distribución de esfuerzos se muestra en la figura 22

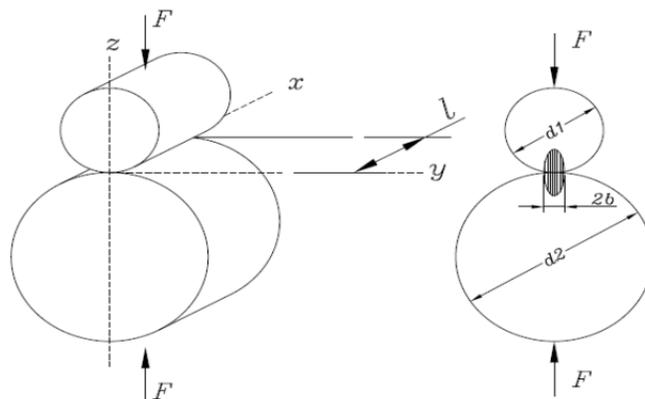


Figura 21: Presión entre dos cilindros en contacto
(Budynas y Nisbett, 2008)

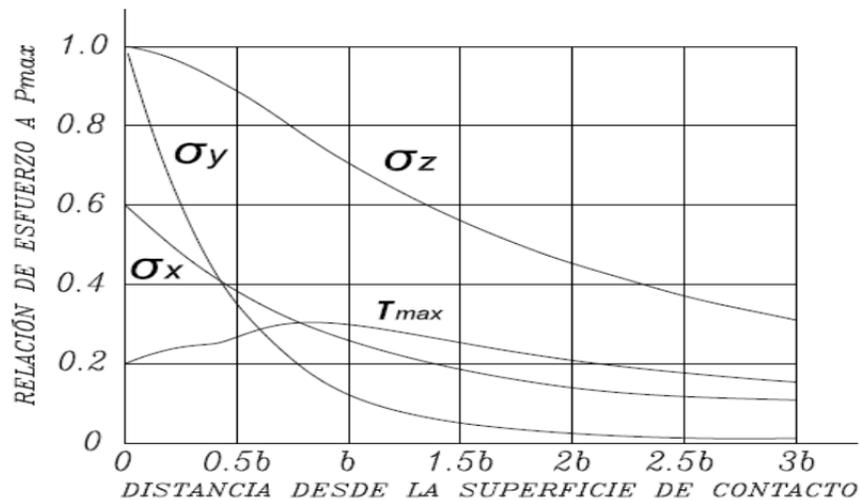


Figura 22: Esfuerzos debajo de la superficie.

Fuente: Budynas y Nisbett (2008)

2.2.6.4 Ajuste y cruce de rodillos radiales

Según Phillips, (2005, p.1), el cruce de rodillos, o Skew en inglés, se define como la posición del eje del rodillo respecto al eje de giro del tambor rotativo. Si ambos ejes son paralelos entonces el rodillo tiene un cruce neutral o nulo. En este sentido un cruce neutral no genera carga axial sobre el tambor. Si el cruce es distinto de cero, entonces se genera empuje axial hacia arriba o hacia abajo, según sea el cruce dado.

El cruce hecho sobre los rodillos radiales es muy pequeño, cuyo valor va de 0,1 mm a 1,00mm por metro de pivote en rodillo en buen estado y solo afecta el paralelismo entre los ejes de rotación del rodillo y del tambor. Esto no afecta la altura ni la posición lateral del tambor rotativo. (Phillips, 2005, p.1)

El propósito del cruce dado a los rodillos, es contrarrestar la componente axial debida al peso y al ángulo de caída del tambor (Slope), minimizando la carga que se ejerce sobre el rodillo axial del equipo. Esto es debido a que normalmente los tambores rotativos son construidos, por razones económicas, con rodillos axiales con capacidad de carga ligera, los cuales deben ser ayudados mediante el cruce de los rodillos radiales y así disminuir el empuje axial. (Phillips, 2005., p.2)

Cualquier cantidad de cruce en los rodillos, produce un aumento en el esfuerzo de contacto y en consecuencia un mayor desgaste y deterioro sobre las superficies rodantes, tal como se puede ver en la figura 23. En tal sentido, el cruce se debe mantener en la mínima cantidad posible con el objeto de mantener la tasa de desgaste y deterioro al mínimo. (Phillips, 2005., p.2)

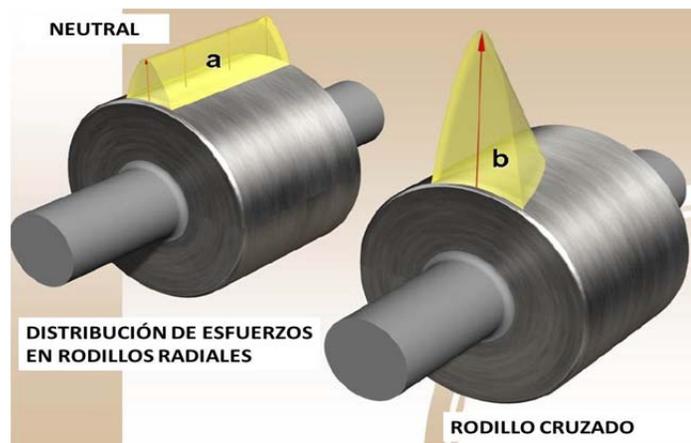


Figura 23: Distribución de esfuerzos en rodillos de carga

Fuente: Phillips (2005)

2.2.7 Simulación

Simulación implica crear un modelo que aproxima cierto aspecto de un sistema del mundo real y que puede ser usado para generar historias artificiales del sistema, de forma tal que permite predecir cierto aspecto del comportamiento del sistema. (Herbert, 2005)

En forma particular, el uso de computadores para realizar en tiempo breve millones de operaciones matemáticas que en forma analítica sería imposible de realizar bien sea por el tiempo o por lo complicado de la solución. De esta manera se ahorra tiempo y dinero al momento de obtener resultados. Estas evaluaciones numéricas son las que permiten generar las historias artificiales que no son más que experimentos realizados en un modelo matemático evaluado con un computador.

Por otra parte, según Herbert (2005), la simulación por ordenador ha venido a ser un gran avance en el mundo de la ingeniería mediante la tecnología conocida como CAE (Computer Aided Engineering), que incluye las tareas de análisis, evaluación, simulación y optimización desarrolladas a lo largo del ciclo de vida de la pieza, máquina o mecanismo; ahorrando tiempo de diseño y de ensayos a la hora de desarrollar un producto. Simular virtualmente una gran variedad de entornos físicos mediante un ordenador permite anticiparse a situaciones antes de que se presenten en la realidad.

Entre las ventajas de la simulación mediante ordenador, se tienen:

- Realizar evaluaciones estructurales, lineales y no lineales, desde el punto de vista estático, de vibración, de fatiga, térmicas y de optimización.
- Efectuar evaluación de cuerpos rígidos basadas en eventos y en tiempo
- Comparar el rendimiento del diseño probando con diferentes materiales
- Mejorar el diseño de productos en contacto con líquidos o gases con simulación de flujo de fluidos y transferencia de calor
- Identificar y evitar defectos de fabricación durante las fases tempranas del diseño de piezas y anticiparse a su falla

2.2.7.1 Modelo

Un modelo es una representación de un objeto, idea, o sistema en una forma diferente a la entidad misma. En nuestro caso el modelo es un conjunto de relaciones matemáticas o lógicas derivadas de supuestos sobre el comportamiento del sistema. (Herbert, 2005)

Según Barceló (1996), el análisis del sistema a través de un modelo implica que la representación del sistema que constituye el modelo ha de ser una representación manipulable numéricamente. El ejercicio de construcción del modelo del sistema comienza por la construcción de un modelo conceptual del sistema,

representación equivalente lógica aproximada del sistema real que, como tal, constituye una abstracción simplificada del mismo, que a continuación se traduce en un modelo apto para su ejecución en un ordenador. El proceso de modelización o construcción del modelo implica:

- Identificación de las entidades principales del sistema y de sus atributos característicos.
- Identificación y representación de las reglas que gobiernan el sistema que se quiere simular.
- Captación de la naturaleza de las interacciones lógicas del sistema que se modeliza.
- Verificación de que las reglas incorporadas al modelo son una representación válida de las del sistema que se modeliza.
- Representación del comportamiento aleatorio.

2.2.7.2 Convergencia de malla

En la resolución de problemas mediante métodos numéricos, por elementos finitos, es necesario hacer un estudio de convergencia con el fin de garantizar que los resultados obtenidos de la simulación son confiables y cercanos a la solución exacta.

La solución numérica obtenida del modelo tenderá a converger a un valor único, a medida que se aumenta la densidad de malla. A medida que se aumenta la densidad de malla, se requiere de mayores recursos del computador y tiempo para correr la simulación, en consecuencia la diferencia en los resultados entre una corrida y otra se hacen despreciables, llegando al valor óptimo de densidad de malla y por lo tanto a la convergencia. (D. Systèmes, 2016). En la figura 24 se muestra un ejemplo de refinamiento de malla y en la figura 25 la gráfica de convergencia.

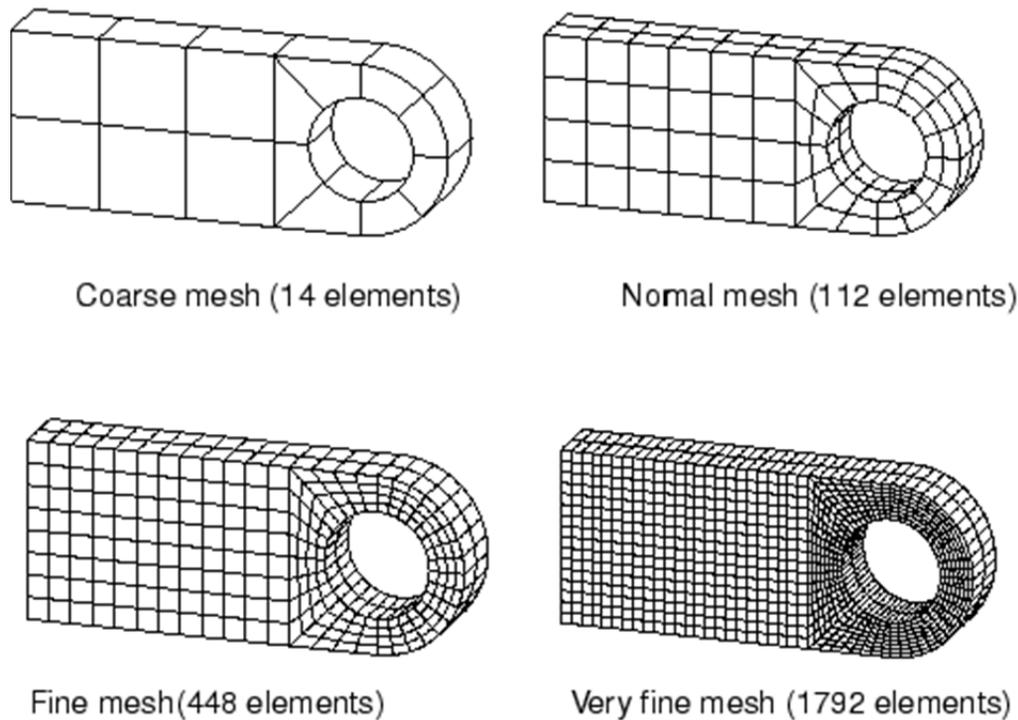


Figura 24: Refinamiento de malla para convergencia de resultados

Fuente: D. Systèmes (2016)

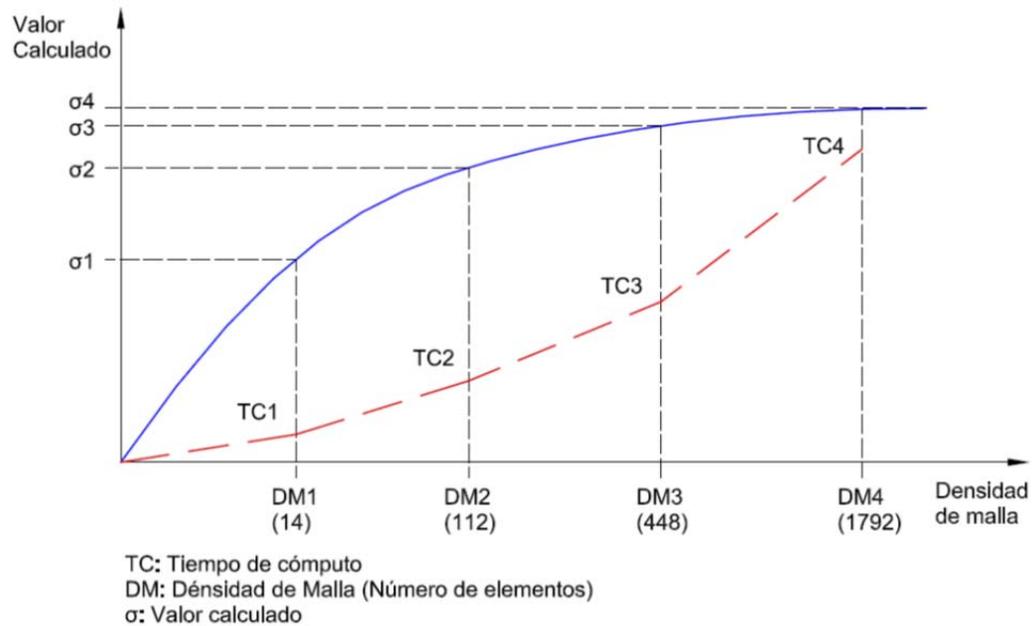


Figura 25: Curva de convergencia

Fuente: D. Systèmes (2016)

Sub-Modelo

Según D. Systèmes (2016), la técnica de sub-modelado es un proceso de refinamiento de malla que permite analizar una sección del modelo global, evitando usar densidades de malla grande en el modelo entero. Permite determinar con precisión el valor de convergencia. En la figura 26 se observa un modelo en el que se ha hecho un refinamiento de malla global. Para determinar con mayor precisión el valor de convergencia, se hace un seccionamiento de la pieza para luego ser remallada con una densidad de malla mayor a la que se puede obtener en el modelo global.

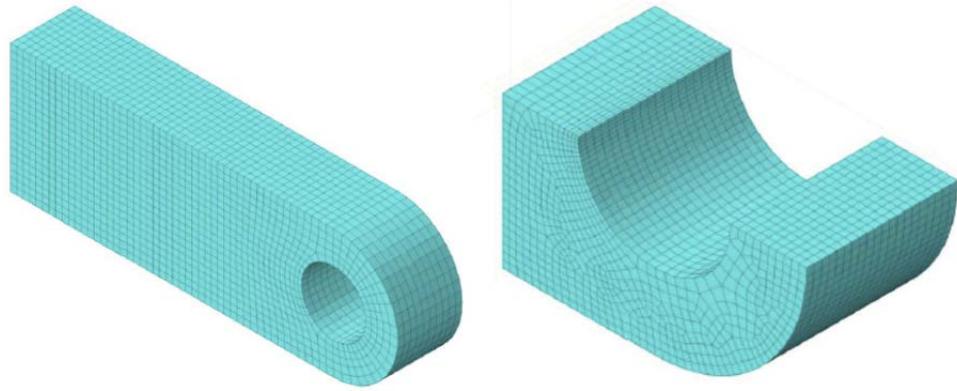


Figura 26: Ejemplo de modelo global y sub modelo.

Fuente: D. Systèmes (2016)

CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

En el presente capítulo se describe la metodología utilizada en la investigación. Al respecto, se define el nivel y diseño de la investigación, población y muestra seleccionada, técnicas de recolección de datos y de análisis de la información, fases y actividades que comprenden el trabajo desarrollado.

3.1 NIVEL DE INVESTIGACIÓN

La investigación descriptiva del tipo correlacional busca determinar el grado de relación existente entre dos o más variables mediante la prueba de hipótesis correlacionales y técnicas estadísticas, sin establecer de forma directa relaciones causales, aportando indicios de las posibles causas de fenómeno. (Arias, 2009)

Por lo antes expuesto, el nivel de esta investigación está enmarcado dentro de la modalidad de investigación descriptiva, del tipo correlacional, debido a que se busca caracterizar la ocurrencia de fallas superficiales por contacto rodante y su relación con las condiciones de operación mediante el uso de la simulación asistida por computador.

3.2 DISEÑO DE INVESTIGACIÓN

El diseño de esta investigación es de campo, ya que según Arias, (2009) “la investigación de campo es aquella que consiste en la recolección de datos directamente de los sujetos investigados, o de la realidad donde ocurren los hechos (datos primarios), sin manipular o controlar variable alguna...” (p. 31)

Además se considera una investigación aplicada ya que se caracteriza por buscar la utilización de los conocimientos adquiridos, a la vez que se adquieren otros, después de implementar y sistematizar la práctica basada en investigación. El uso del conocimiento y los resultados de investigación que da como resultado una forma rigurosa, organizada y sistemática de conocer la realidad. (Sabino, 2002)

3.3 POBLACIÓN Y MUESTRA

El presente estudio se realizó en la Planta de Granulados de NPK del Complejo Petroquímico Morón, (Pequiven, S.A.). En dicha planta existe una población de cuatro tambores cuyos nombres son: TR-201, TR-401, TR-601 y TR-602. De dicha población se seleccionó el TR-401 como muestra representativa de esta población ya que es el que presenta fallas por contacto rodante relevantes y tiene mayor impacto económico sobre la producción a la hora de hacer mantenimiento una vez ocurrida una falla.

Cabe mencionar que esta planta es de diseño vertical, tal como se puede ver en la figura 27



Figura 27: Vista sur-este de planta de NPK

Fuente: Pequiven Morón, (2019)

El tambor TR-401 tiene como función secar el producto que circula por su interior mediante un flujo de gases calientes proveniente de la combustión de gas natural y aire atmosférico que circulan en flujo paralelo dentro del tambor. El mismo está ubicado en el primer piso de la planta de NPK, adyacente a la pared norte, tal como se observa en la figura 28

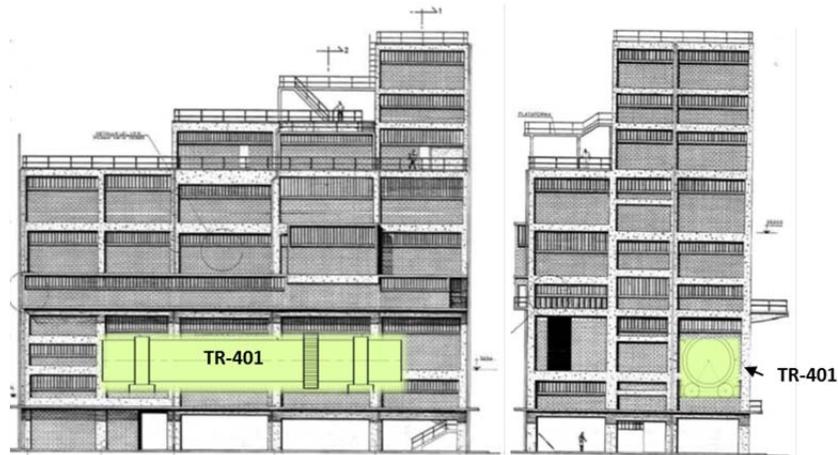


Figura 28: Fachada sur y este de edificio de planta de NPK
 Fuente: Archivos internos de Pequiven –Morón, (2019)

En la figura 29 se observa una fotografía del Tambor al cual se hace mención en este trabajo, mostrando el sistema motriz y la llanta del lado descarga y uno de los rodillos radiales



Figura 29: Tambor rotativo TR-401
 Fuente: Pequiven Morón, (2019)

3.4 DESARROLLO DE LA INVESTIGACIÓN

Con el propósito de asegurar el cumplimiento de los objetivos específicos del presente estudio, se estructuró el plan de acción en fases en función de dichos objetivos, para los cuales se desarrollaron las actividades y técnicas de recolección de datos. Igualmente, cabe destacar que la falla por contacto rodante abarca dos categorías bien diferenciadas, las cuales son: Fatiga superficial, compuesta por nucleación y propagación de grieta; y el desgaste por adherencia entre llanta y rodillo radial. En este trabajo solo se simuló la nucleación y propagación de grieta, asumiendo un desgaste despreciable o casi nulo.

Fase I. Diagnóstico de las condiciones de operación del tambor rotativo TR-401.

En esta fase se identificaron las condiciones de operación del tambor rotativo TR-401, tales como capacidad de carga, velocidad de giro, temperatura y densidad del material que maneja mediante la revisión de documentos generados por ingeniería de procesos, además del manual técnico de este equipo.

Igualmente, se realizó un histórico de fallas ocurridas durante los últimos años a fin de analizar dichos datos con el objeto de compararlos con los resultados que se obtuvieron de la simulación.

Fase II. Generación de modelo computacional y parametrización de variables

En esta fase se seleccionó el modelo matemático que predice el tiempo de nucleación y el modelo matemático que estima el tiempo de propagación; haciendo uso de los esfuerzos de contacto generados mediante simulación entre la llanta y el rodillo radial a partir de un modelo computacional previamente establecido en el entorno de ABAQUS 2017.

Fase III. Simulación mecánica de falla por contacto rodante en el tambor rotativo TR-401 y generación resultados.

En esta fase se realizaron los cálculos que determinaron el tiempo de nucleación y propagación de grietas. Estos cálculos fueron ejecutados mediante simulación, para obtener los esfuerzos de contacto que se generan entre la llanta y el rodillo; resolución de las ecuaciones para nucleación y propagación de grieta. En las figuras 30, 31, 32 y 33, se observan los diagramas de flujos con los procedimientos usados para el cálculo de nucleación y propagación de grietas. En el anexo G se presenta un resumen de las ecuaciones usadas.

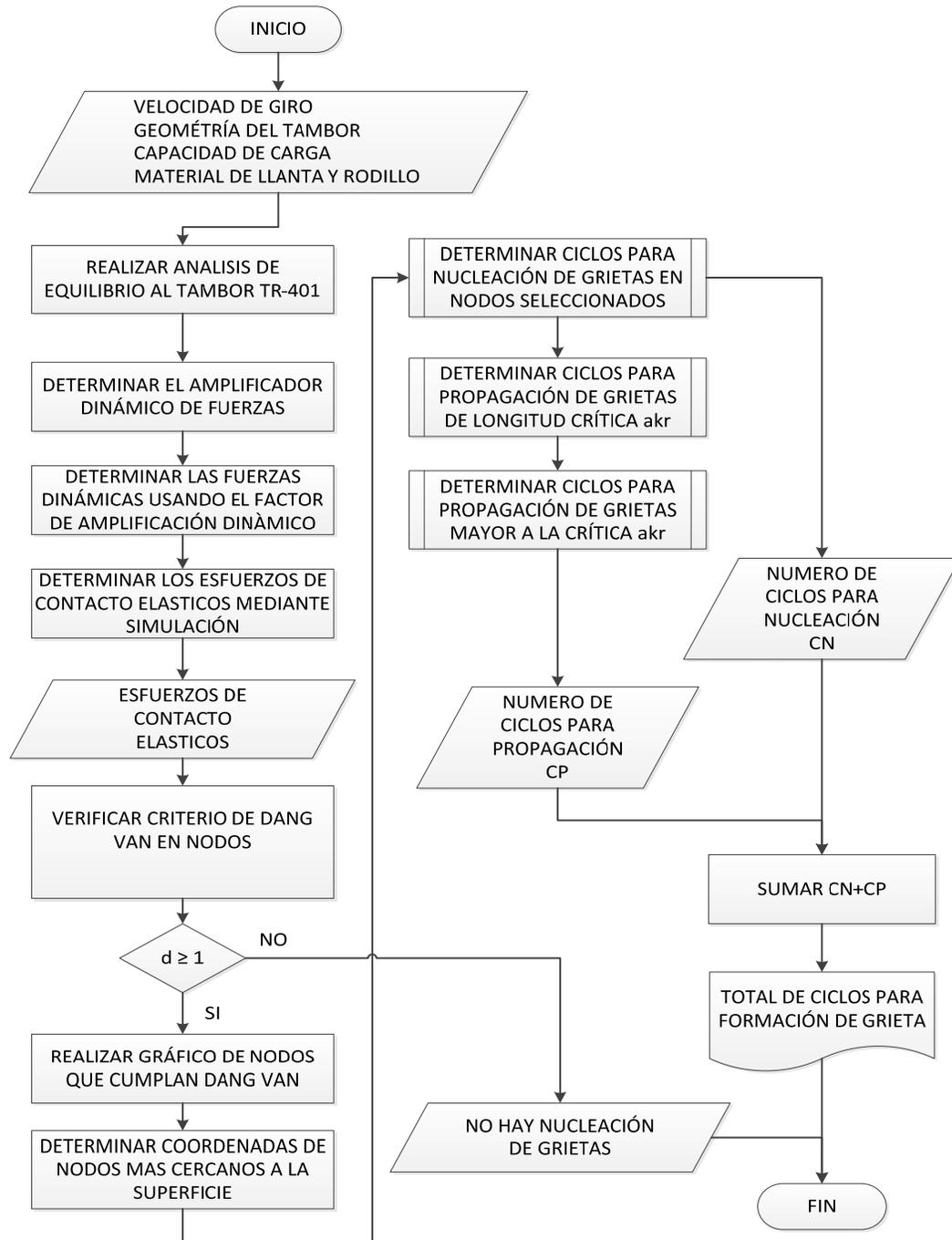


Figura 30: Diagrama de flujo para determinar formación de grietas

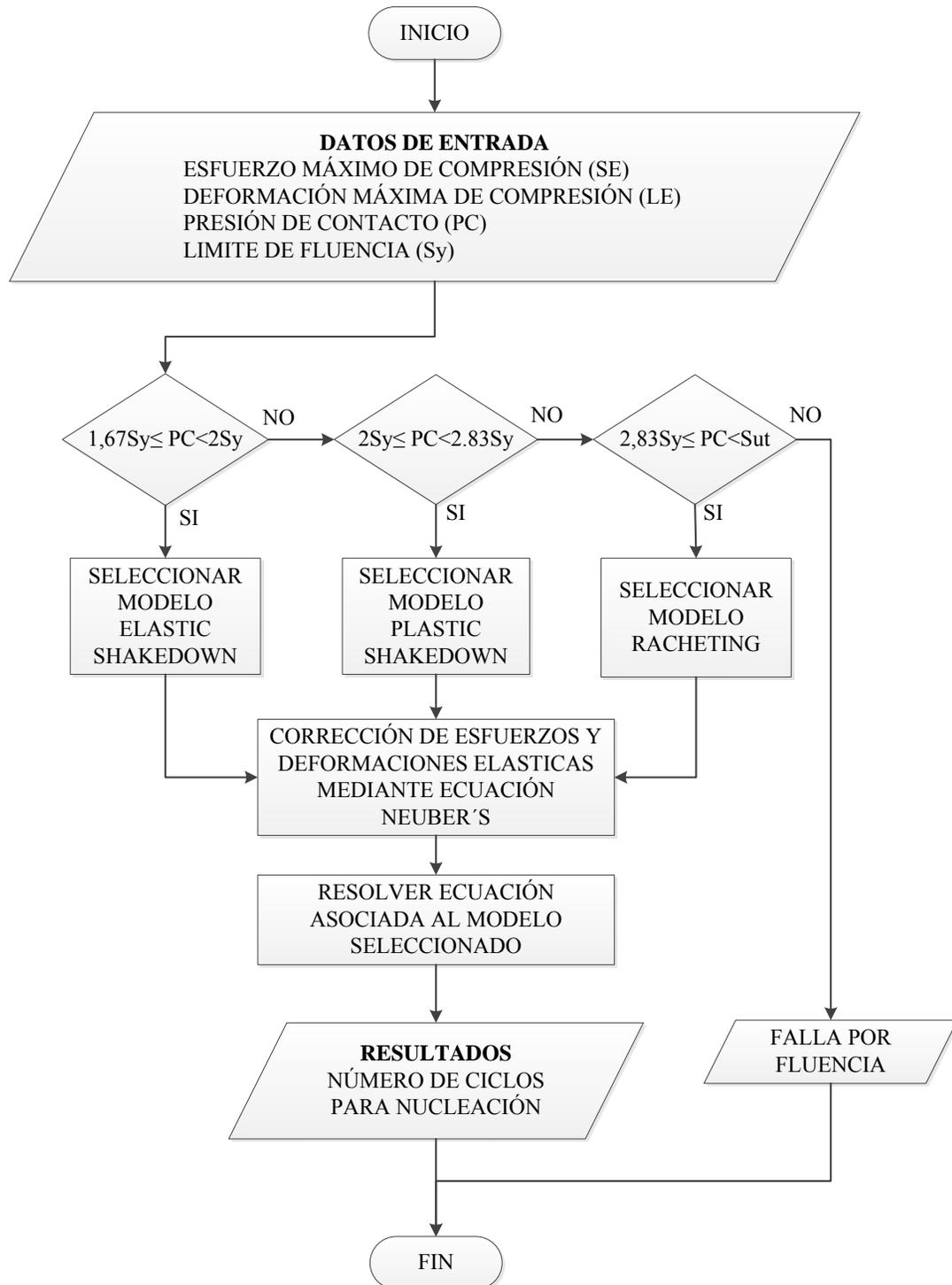


Figura 31: Sub-proceso de cálculo para nucleación de grieta

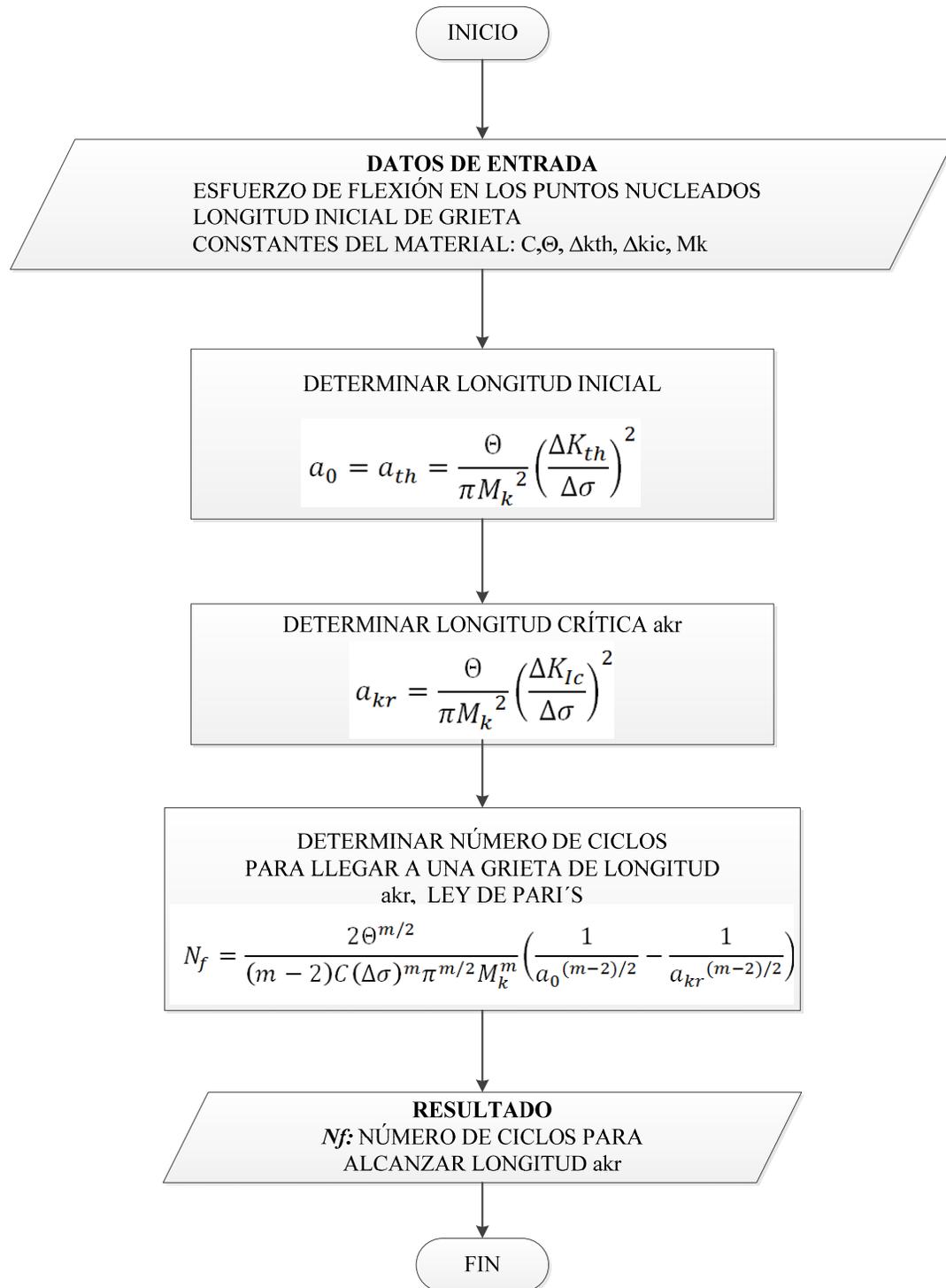


Figura 32: Sub-proceso de cálculo para propagación de grieta

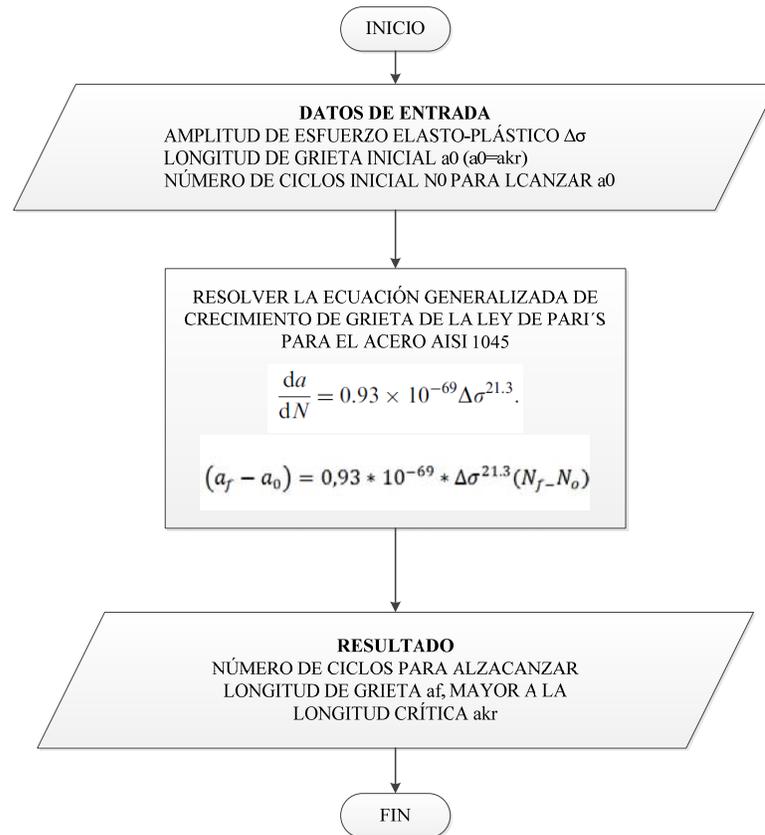


Figura 33: Sub-proceso de cálculo para propagación de grieta superior a la longitud crítica a_{kr} .

Fase IV: Validación de resultados de la simulación con datos históricos de falla

Se compararon los resultados obtenidos de la simulación y de las ecuaciones que predicen la fatiga por contacto rodante contra inspección localizada en llanta lado descarga, con una operación efectiva continua, a carga completa, durante un periodo de 1 año y 10 meses (1,83 años); luego de haber sido reparada. Igualmente se comparó con los tamaños de grietas reparados en el año 2013, luego de 8 años de trabajo a carga completa.

CAPÍTULO IV

DESARROLLO DE LA INVESTIGACIÓN

En este capítulo se describe el proceso llevado a cabo para la determinar la ocurrencia de falla por contacto rodante y una vez aparecida; el tiempo de propagación y el momento para considerarla peligrosa a fin de seguir operando el tambor rotativo. Este procedimiento se resume a continuación de la siguiente manera:

Se realizó un diagnóstico de las condiciones de operación entre las cuales están datos del equipo, materiales con las que están construidas las llantas, dimensiones del equipo, carga del producto a procesar, velocidad de giro, entre otros.

Se hizo un análisis de equilibrio dinámico del tambor, tomando en cuenta el efecto del incremento de las cargas estáticas debidas al movimiento del tambor. Estas cargas dinámicas fueron estimadas mediante el uso de un factor de amplificación dinámico usado en el diseño de vías de ferrocarriles. En las vías de ferrocarriles ocurren los mismos fenómenos de fallas por contacto rodante que en las llantas del tambor rotativo. Con este análisis se obtuvieron las fuerzas de contacto que se desarrollan entre la llanta y el rodillo radial.

Una vez obtenida las fuerzas de contacto, se realizaron varias simulaciones con las fuerzas dinámicas calculadas en el análisis de equilibrio, mediante el uso del

computador, y mediante el software ABAQUS. De estas simulaciones se determinaron los esfuerzos de contacto que se desarrollan entre la llanta y el rodillo radial para varios valores de cruce de rodillo radial. Los esfuerzos de contacto determinados mediante simulación, fueron: Presión de contacto, esfuerzos cortantes y presión hidrostática.

Con los esfuerzos de contacto calculados, se realizó una distribución de esfuerzos a lo largo de la superficie de contacto de la llanta para varios valores de cruce de rodillo, generándose varias graficas donde se visualiza los máximos esfuerzo de contacto y su ubicación debajo de la superficie de la llanta. Una vez determinado los puntos donde se generan los máximos esfuerzos de contacto, se procedió a determinar mediante el criterio de DANG VAN los nodos en donde se cumple dicho criterio. Se asumió que la nucleación de grieta comienza en donde hay mayor esfuerzo cortante y en donde se cumple dicho criterio.

Con los esfuerzos elásticos determinados mediante simulación, se obtuvieron los esfuerzos elasto-plásticos mediante el criterio de NEUBER's; dato necesario para poder determinar el ciclo de vida de la falla por contacto rodante, específicamente la grieta sub-superficial.

Con los esfuerzos elasto-plástico desarrollados en los puntos críticos, se evaluó el tiempo de nucleación de grieta mediante el uso de la ecuación de Smith - Watson-Tooper para esfuerzos cortantes cíclicos.

Por otra parte, mediante el uso de las ecuaciones de mecánica de la fractura y la ecuación de N-Pugνό para la propagación de grietas en el modo I, se estimó la tasa de crecimiento de la grieta a lo largo de la llanta.

Con la tasa de crecimiento y los criterios de falla suministrados por Vencemos Pertigalete, se determinó el tiempo para que una grieta fuera considerada como falla funcional o como falla potencial.

Posteriormente se validó los resultados arrojados en las simulaciones con datos de fallas registradas en los archivos de PEQUIVEN y los registrados en el sistema SAP.

4.1 DIAGNÓSTICO DE LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN DEL TAMBOR ROTATIVO TR-401

Para esta fase del trabajo se recopilaron los datos referentes a la operación del tambor TR-401 de la planta de granulados NPK.

- Fabricante del Equipo: Delmonego (Licenciado por Dorr Oliver)
- Cantidad de Bases= 2
- Caída o inclinación del tambor, (Slope)= 30:1 (1,91°)
- Sentido de giro: Horario, visto desde lado carga del tambor
- Densidad del NPK: 900-1100 Kg/m³
- Flujo másico: 180 a 220 Tn/Hr (Se toma 200 Tn/Hr como valor promedio de trabajo)
- Tiempo de residencia: 36 min
- Temperatura del tambor= 60° C

- Velocidad de giro del equipo: 2,7 Vueltas en un minuto

Carga de NPK dentro del tambor:

$$C_{\text{NPK}} = \dot{m} t_r \quad \text{donde} \quad \begin{aligned} C_{\text{NPK}} &= \text{Carga de Material (Tn)} \\ \dot{m} &= \text{flujo másico (Tn/Hr)} \\ t_r &= \text{tiempo de residencia (Hr)} \end{aligned}$$

Se tiene entonces que la carga de NPK dentro del tambor es de:

$$\begin{aligned} C_{\text{NPK}} &= \dot{m} t_r &= 200 \frac{\text{Tn}}{\text{Hr}} 36 \text{min} \frac{1 \text{Hr}}{60 \text{min}} \\ & &= 120 \text{ Tn} \end{aligned}$$

Llantas de Rodadura

- Diámetro Externo= 4120mm;
- Diámetro externo= 3800mm;
- Ancho= 381mm
- Material de las llantas: AISI-1045; normalizado.

Rodillos radiales

- Diámetro externo= 960mm
- Ancho= 470mm
- Material de los rodillos radiales: AISI-1045; normalizado

Corona dentada

- Diámetro primitivo: $D_p = 4775,2 \text{mm}$

Propiedades mecánicas del Acero AISI-1045 normalizado

Tabla 2. Propiedades monotónicas del acero AISI-1045 normalizado

Propiedad	Valor
Dureza	203 HBN
Deformación ingenieril, e_f	0.432
Reducción de área, % RA	48.2 %
Coefficiente de esfuerzo, K	1027.67 MPa
Exponente de endurecimiento por deformación, n	0.2328
Esfuerzo de fluencia inferior, $S_{y\min}$	384.11 MPa
Esfuerzo último, S_{ut}	656.81 MPa
Módulo de Elasticidad, E	203 GPa

Fuente: Rosal L, 2001

Tabla 3: Propiedades cíclicas del acero AISI-1045 normalizado

Propiedad	Valor
Módulo de elasticidad,	203 GPa
Límite de proporcionalidad, Esfuerzo de fluencia	155 MPa
Esfuerzo de fluencia, 0.2% offset	379 MPa
Coefficiente de esfuerzo cíclico, K'	1480 MPa
Exponente de endurecimiento por deformación cíclica, n'	0.221
Coefficiente de esfuerzo a la fatiga, σ'_f	1580 MPa
Exponente de esfuerzo a la fatiga, b	-0.136
Coefficiente de ductilidad de la fatiga, ϵ'_f	0.7325
Exponente de ductilidad a la fatiga, c	-0.566

Fuente: Francis J, 1998

De un análisis de cuerpo libre hecho al tambor, ver figuras 34, 35 y 36; se tienen los siguientes datos:

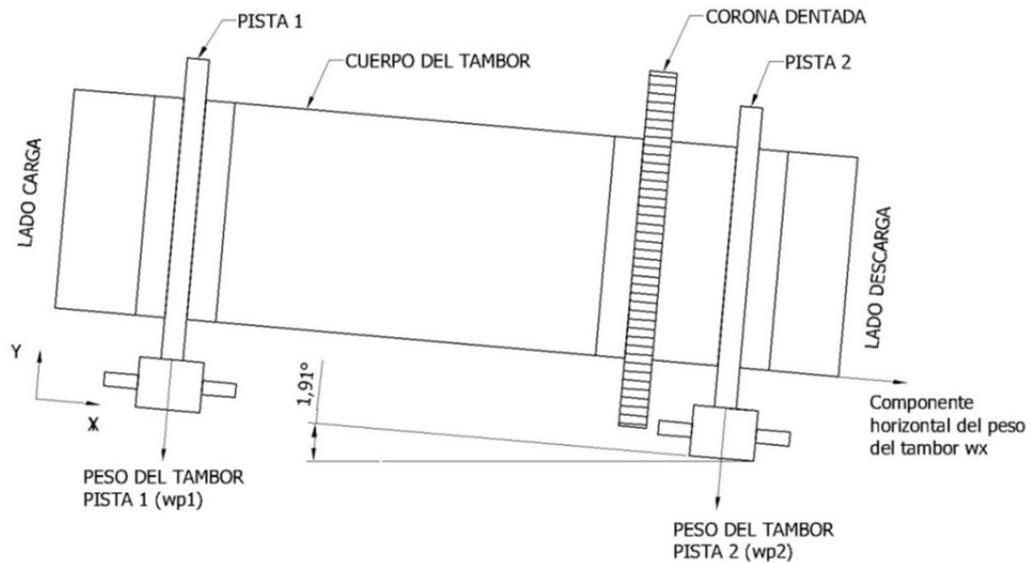


Figura 34: Diagrama de cuerpo libre de TR-401, vista lateral

Fuerzas generadas en el tambor

Del análisis de equilibrio y de los cálculos efectuados, se obtuvieron los valores para las componentes verticales y axial debidas al peso y carga del tambor en las pistas 1 y 2, siendo identificadas como wp1, wp2 y wx.

$$W_{p1} = 97.125,04 \text{ Kg}$$

$$W_{p2} = 108.084,33 \text{ Kg}$$

$$W_x = 7.207,27 \text{ Kg}$$

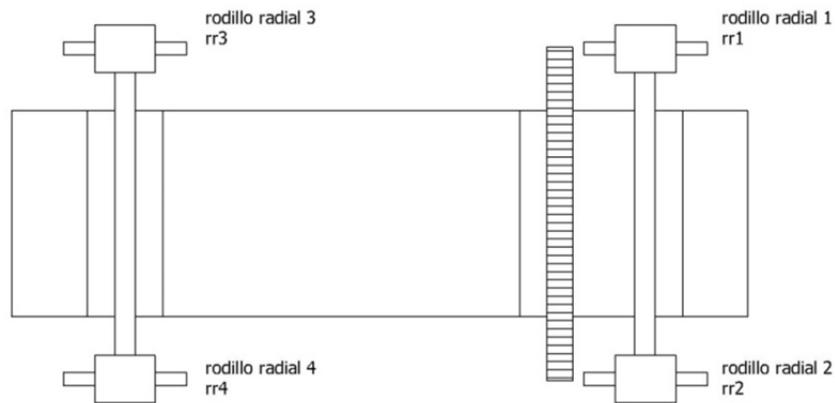


Figura 35: Vista en planta de tambor TR-401

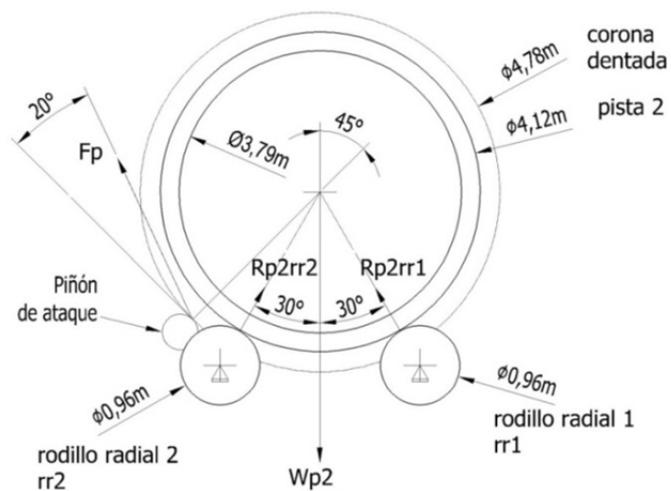


Figura 36. Detalle de fuerzas entre llanta y rodillo radiales, Lado descarga.

Fuerzas generadas entre los componentes mecánicos

- Fuerza de piñón de ataque $F_p = 19.500 \text{ Kg}$
- Reacción en llanta 2 y rodillo radial 2; $R_{p2rr2} = 35.477,14 \text{ Kg}$
- Reacción en llanta 2 y rodillo radial 1; $R_{p2rr1} = 68.920,88 \text{ Kg}$
- Fuerza axial debida a la componente del peso $W_x = 7.207,27 \text{ Kg}$

De lo anterior se concluye que el punto de contacto entre el rodillo radial 1 y la llanta de rodadura 2, existe una fuerza de contacto de 68.920,88 Kg-f, el cual es el punto de mayor carga. Esta carga es netamente estática y no tiene componentes dinámicos.

Debido al giro del tambor, se inducen cargas dinámicas que deben ser estimadas en base a un factor de amplificación dinámico. Por otra parte, dependiendo de las condiciones de la llanta y rodillos, habrá un factor de amplificación que determinará las fuerzas para condiciones ideales y condiciones extremas.

Se establece como condiciones ideales, aquellas en donde la llanta y el rodillo están perfectamente alineados, rectificadas, sin ningún tipo de deformación superficial, no hay desgaste en los topes laterales ni alabeo en la llanta del tambor

Se establece por condiciones extremas aquellas en las que hay deformación en las llantas, desgaste en los topes laterales, desalineación y bamboleo en las llantas. Estas condiciones tienden a producir fuerzas de impacto entre llantas y rodillos.

En el trabajo realizado por Van Dyk, y otros (2013, p.4), se presenta la ecuación de Eisenmann, la cual fue usada para estimar el factor de amplificación dinámico para condiciones óptimas de trabajo

$$DAF = 1 + qst \quad \text{Ec. 12}$$

Donde: DAF: Factor de amplificación de esfuerzo
q: Factor de calidad

s: Factor de velocidad
t: Factor de probabilidad

Los valores para estos coeficientes, se muestran en la tabla 4:

Tabla 4: Coeficientes para ecuación de Eisenmann

q:	0,1 Para rieles en excelentes condiciones 0,2 Para rieles en buenas condiciones 0,3 Para rieles en malas condiciones
s:	$[1 + \frac{V-60}{140}]$ donde V es la velocidad en km/h, para $V > 60\text{km/h}$ 1 para $V < 60\text{km/h}$
t:	1 para el 68.3% de probabilidad de ocurrencia. 2 Para el 95.4% de probabilidad de ocurrencia. 3 Para el 99.7% de probabilidad de ocurrencia.

Fuente: Van Dick, y otros, 2009

Para el TR-401, $q=0,1$ ya que luego de ser rectificadas las llantas y rodillos radiales, las superficies de contacto están en óptimas condiciones de trabajo; $s=1$ puesto que la velocidad tangencial de la pista es menor a 60 Km/Hr; y se toma $t=2$ ya que se asume que las cargas dinámicas tendrán un 95.4 % de ocurrencia bajo estas condiciones; de donde resulta que el factor de amplificación dinámica para condiciones ideales, queda como:

$$DAF=1+0,2*1*1=1,20$$

Para condiciones desfavorables, tales como llantas con deformaciones, socavaciones, desgaste en las zapatas y topes retenedores, alabeo; se debe aplicar un factor que amplifique aún más las cargas dinámicas. La ecuación de Eisenmman establece que para condiciones desfavorables, el máximo factor de amplificación es de 1,9; sin embargo se utilizó la ecuación de amplificación dinámica por impacto, Norton, (2011, p.39), debido a las altas vibraciones que se perciben cuando las llantas están en malas condiciones. Esta ecuación establece que:

$$K = \frac{F_D}{W} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2\eta h}{\delta_{st}}} \quad (\text{Ec. 13})$$

donde

- K: Factor de amplificación
- F_D : Fuerza dinámica
- W: Peso del equipo
- η : Factor de corrección
- h : Altura de caída
- δ_{st} : Deflección estática

Sustituyendo valores y resolviendo para $h=0$, queda que $K=2$ Finalmente se muestran las cargas dinámicas en la tabla 5

Tabla 5: Cargas dinámicas ideales y extremas

Condiciones ideales	Condiciones Extremas
$W=W_{P2} = 68.920,88 \text{ Kg}$	$W=W_{P2} = 68.920,88 \text{ Kg}$
DAF=1,2	DAF=2
$F_D = 82.705,10 \text{ Kg}$	$F_D = 137.841,76 \text{ Kg}$

4.2 GENERACIÓN DE MODELO COMPUTACIONAL Y PARAMETRIZACIÓN DE VARIABLES

En la figura 37 se muestran las dimensiones de la llanta y el rodillo del TR-401 que están sometidas a mayor carga por contacto rodante.

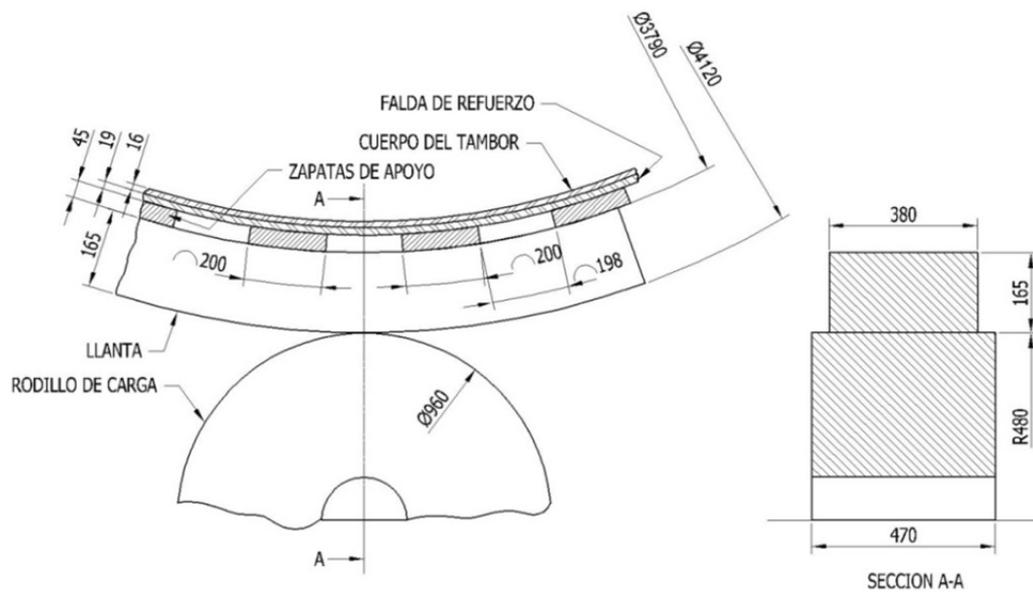


Figura 37: Dimensiones iniciales de llanta y rodillo de carga.

De todos los elementos mecánicos que integra al TR-401, el contacto rodante existente entre la llanta lado descarga y el rodillo radial rr1, fue el punto de estudio, tal como se muestra en la figura 38

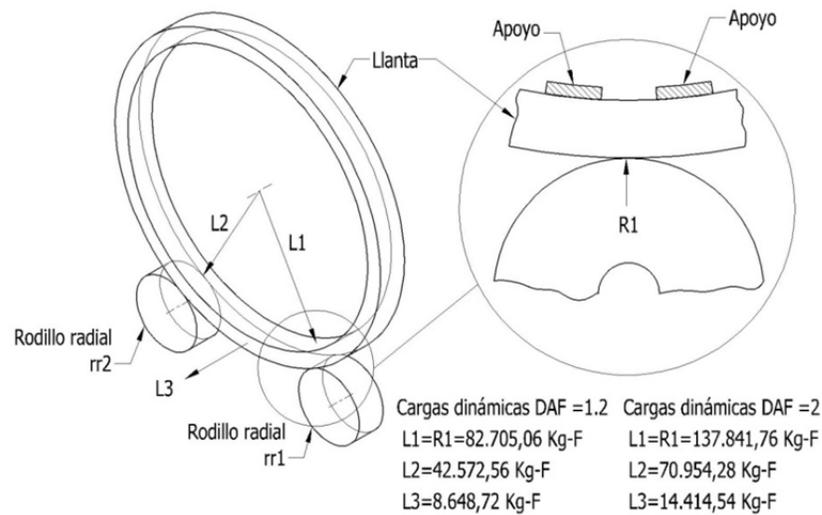


Figura 38: Modelo geométrico entre llanta y rodillo

Como se observa en la figura 38 de la izquierda, la llanta lado descarga se apoya sobre los dos rodillos de carga. En la Fig. 38, lado derecho, se observa a la llanta apoyada entre dos de las zapatas. En la parte inferior, está el rodillo radial ejerciendo la reacción que contrarresta la componente L1 del tambor. El valor de esta reacción es de 82.705,06 Kg-F para condiciones óptimas de trabajo y 137.841,76 Kg-F para condiciones extremas de trabajo.

La componente axial debida al peso del tambor se distribuye entre los cuatro rodillos radiales, quedando la carga axial en el rodillo rr1, de la siguiente forma:

$$Carga\ axial\ en\ rr1 = \frac{L_3}{4} \quad Ec. 14$$

$$Carga\ axial\ en\ rr1 = \begin{cases} 2.162,18\ Kg - F\ con\ DAF = 1,2 \\ 3.603,64\ Kg - F\ con\ DAF = 2 \end{cases}$$

En la figura 39 se observa el esquema general de cómo se alinean los rodillos y la llanta en un tambor rotativo, así como el sistema de soporte por porta-rodamientos.

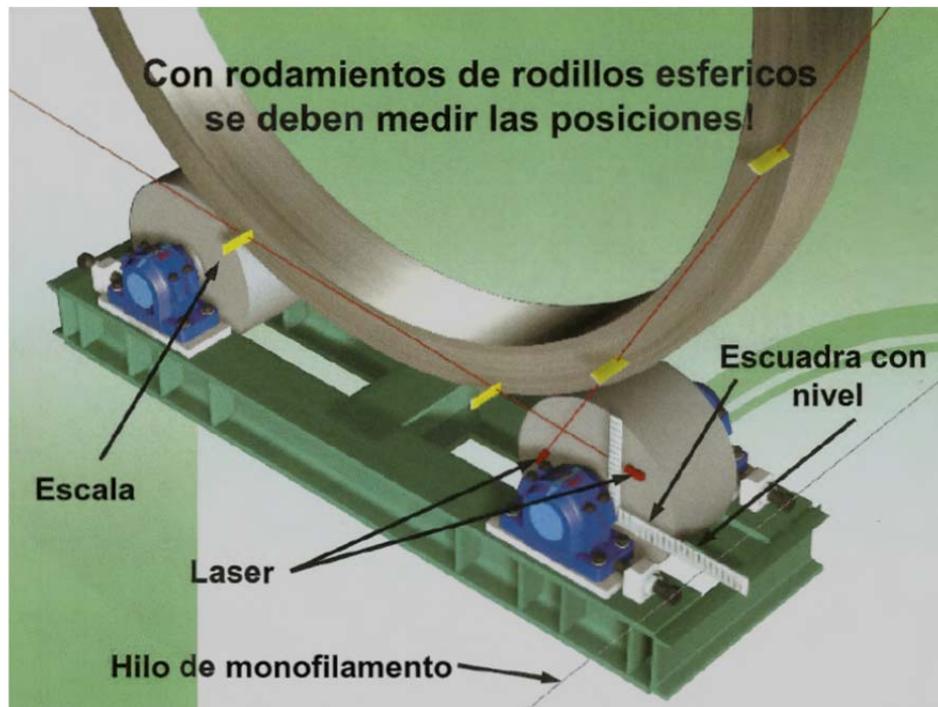


Figura 39: Alineación de rodillos y llanta

Fuente: Phillips (2005)

El cruce de los rodillos es una técnica habitual que se utiliza para contrarrestar la componente horizontal del peso del tambor. Este cruce (skew en inglés), por lo general no superan los $0^{\circ} 8' 29,29''$ de rotación entre eje del rodillo y el eje del tambor. En la figura 40 se muestra el cruce del rodillo respecto a la llanta, mostrando un ángulo α . (Phillips, 2005)

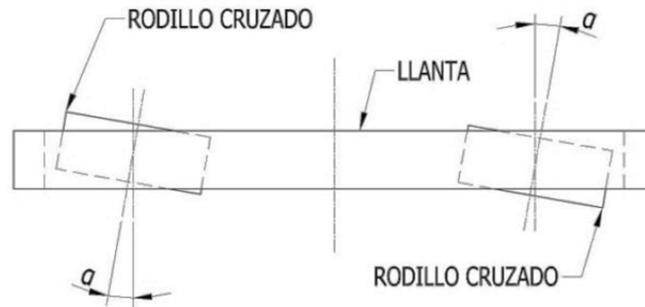


Figura 40: Cruce de rodillo respecto al eje paralelo al eje del tambor

El cruce de los rodillos, debe hacerse en todos los rodillos que soportan el peso del tambor, tal como se muestra en la figura 41.

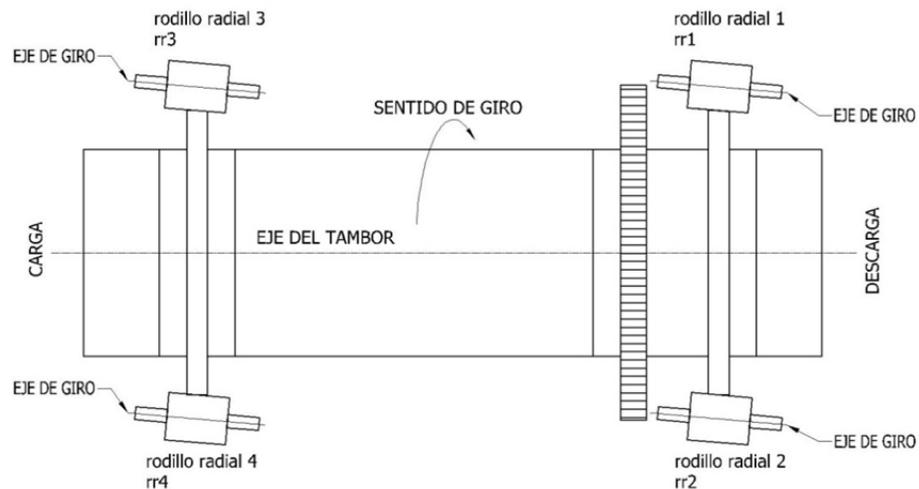


Figura 41: Vista en planta de tambor TR-401

Este cruce en los rodillos de carga, hacen que el contacto entre la llanta y el rodillo se realice en una zona menor; esto se logra desplazando uno de los portarodamientos en sentido perpendicular al plano vertical que corta el tambor

longitudinalmente. En este sentido, la variable de entrada para determinar los esfuerzos máximos mediante simulación fue la distancia “ $L= 2x$ ”, expresada en milímetros. Ver figuras 42 y 43

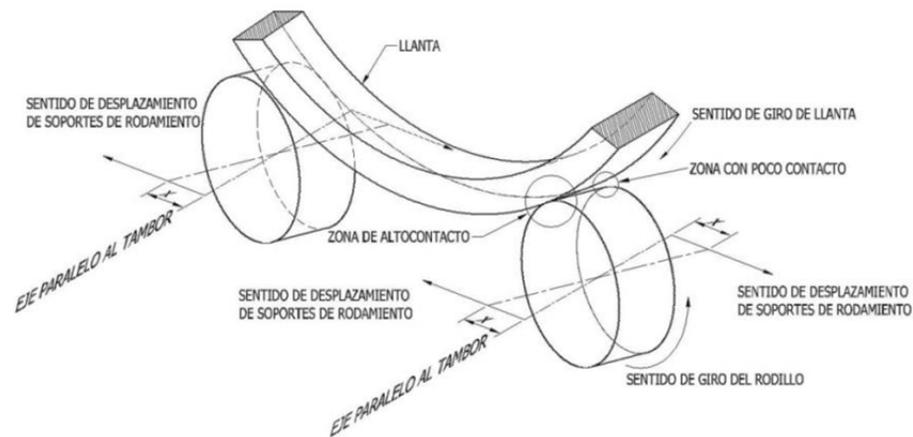


Figura 42: Zona de contacto entre rodillo cruzado y llanta.



Figura 43: Midiendo el cruce en los porta rodamientos.

Fuente: Phillips (2005)

Los porta-rodamientos son desplazados en incrementos de 0,10 mm por operación de alineación, hasta alcanzar que el tambor se mantenga estable en una posición axial en la que ejerza una carga casi nula sobre el rodillo axial. Estos movimientos se hacen con periodos de espera de entre 4 a 6 horas, con la finalidad de que se realice el asentamiento de la llanta sobre los rodillos y así contrarrestar la componente axial del peso del tambor.

Para la simulación por elementos finitos, se expresaron los desplazamientos de los porta-rodamientos en grados sexagesimales. Para el caso particular del TR-401, se muestra la distancia entre portarodamientos de los rodillos de carga, ver figura 44; y los valores de desplazamiento en la tabla 6

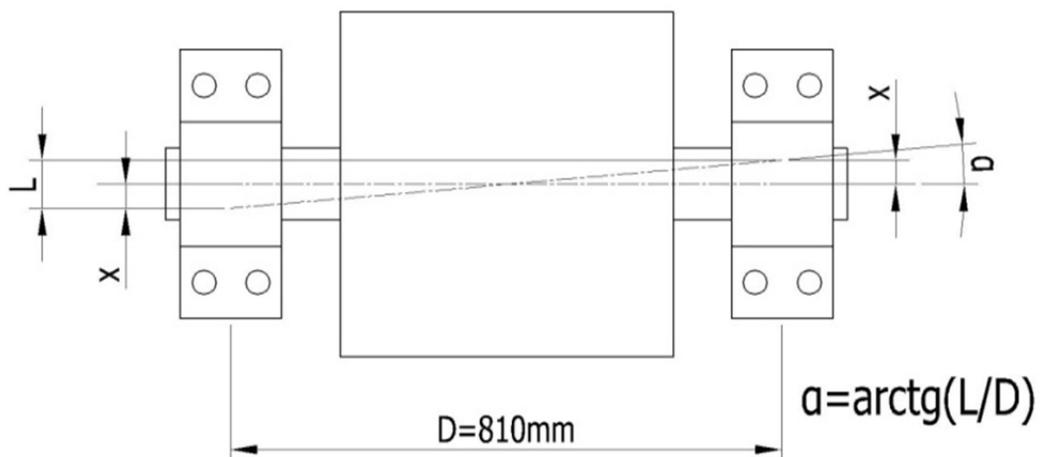


Figura 44: Disposición de rodillos de carga

Tabla 6: Desplazamientos de porta-rodamientos expresados en grados

Desplazamiento x (mm)	Cruce $L=2x$ (mm)	Grados Sexagesimales
0.00	0.00	0° 0' 0,00"
0.25	0.50	0° 2' 7,32"
0.50	1.00	0° 19' 5,90"
0.75	1.50	0° 6' 21,97"
1.00	2.00	0° 8' 29,29"
1.25	2.50	0° 10' 36,62"
1.50	3.00	0° 12' 43,94"

El modelo generado en el software Abaqus y los datos introducidos provienen de un análisis estático de equilibrio del cual se toma una parte de la pista y el rodillo radial de carga. El modelo fue establecido con el rodillo radial arriba y la sección de llanta abajo para una mejor interpretación de datos. Posteriormente se realizó un submodelo para convergencia de resultados, tal como se muestra en la figura 45

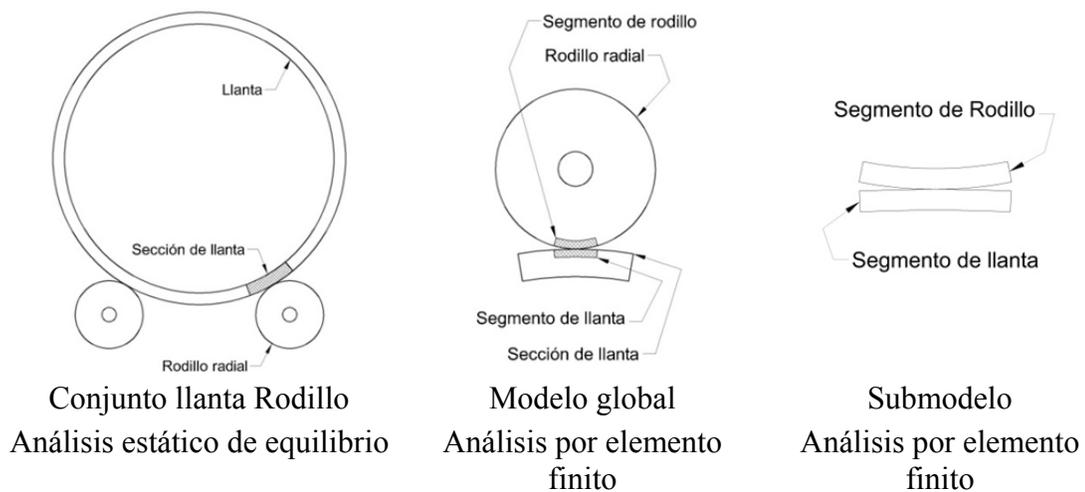


Figura 45: Análisis y modelo realizados.

En las figuras 46 y 47, se muestran el mallado usado en el modelo y sub modelo para el análisis por elementos finitos.

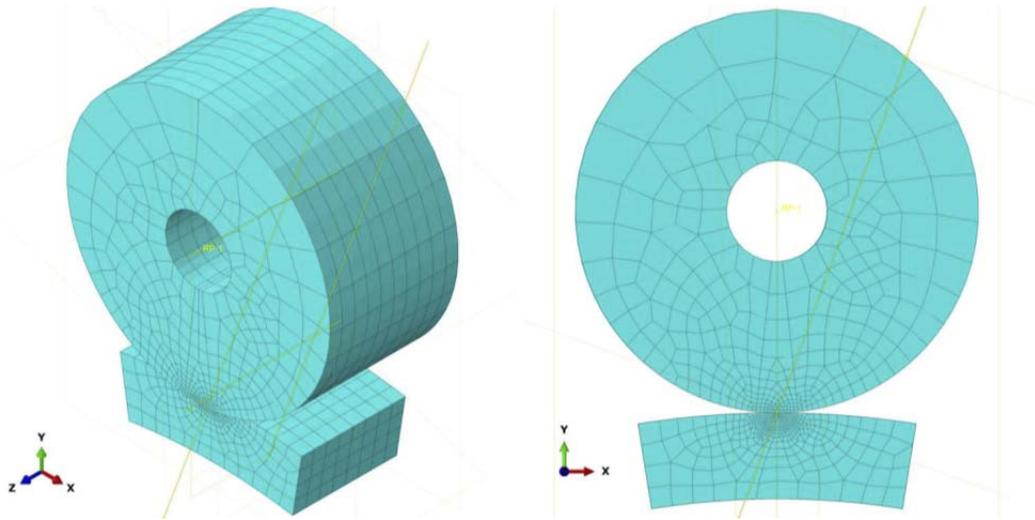


Figura 46: Mallado de modelo para contacto llanta- rodillo.

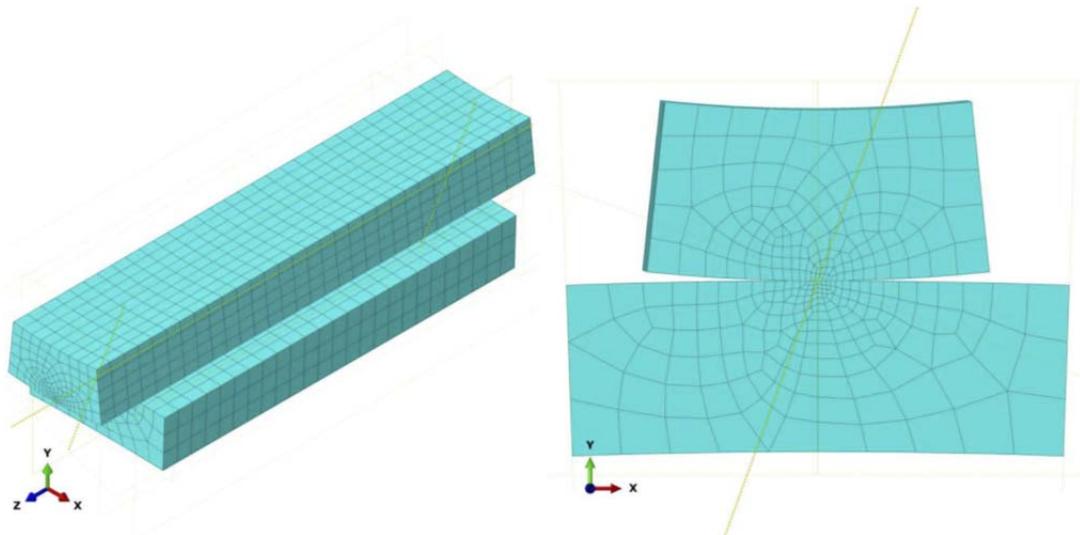


Figura 47: Mallado de submodelo para convergencia de resultados.

4.3 SIMULACIÓN MECÁNICA DE FALLA POR CONTACTO RODANTE EN EL TAMBOR ROTATIVO TR-401 Y GENERACIÓN RESULTADOS.

Con los datos de entrada: Carga radial, carga axial ángulo de cruce; se procedió a correr las simulaciones por elementos finitos para obtener los esfuerzos de contacto entre llanta y rodillo radial.

Tabla 7: Datos de entrada para simulación de esfuerzos de contacto

Datos	Condiciones Ideales DAF=1,2	Condiciones extremas DAF= 2
Carga Radial	42572,56 Kg-F	137841,76 Kg-F
Carga Axial	2162,18 Kg-F	3603,64 Kg-F
Cruce	Ver tabla 6	Ver tabla 6

Los resultados se muestran cómo se describe a continuación: La distribución de presión de contacto en las figuras 48, 49, 50 y 51 para condiciones óptimas; y figuras 52, 53, 54 y 55 para condiciones extremas. La distribución de esfuerzos de Tresca se muestran en las figuras 56, 57, 58 y 59 para condiciones óptimas; y figuras 60, 61, 62 y 63 para condiciones extremas.

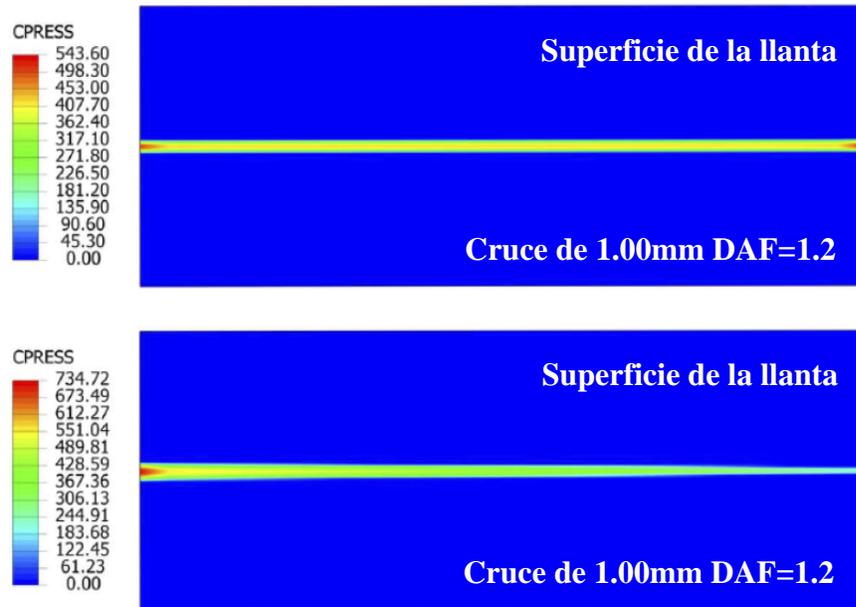


Figura 48: Distribución de presión de contacto sobre la superficie de la llanta, en MPa, para cruce en rodillo radial de 0.00 y 0.50 mm con DAF=1.2

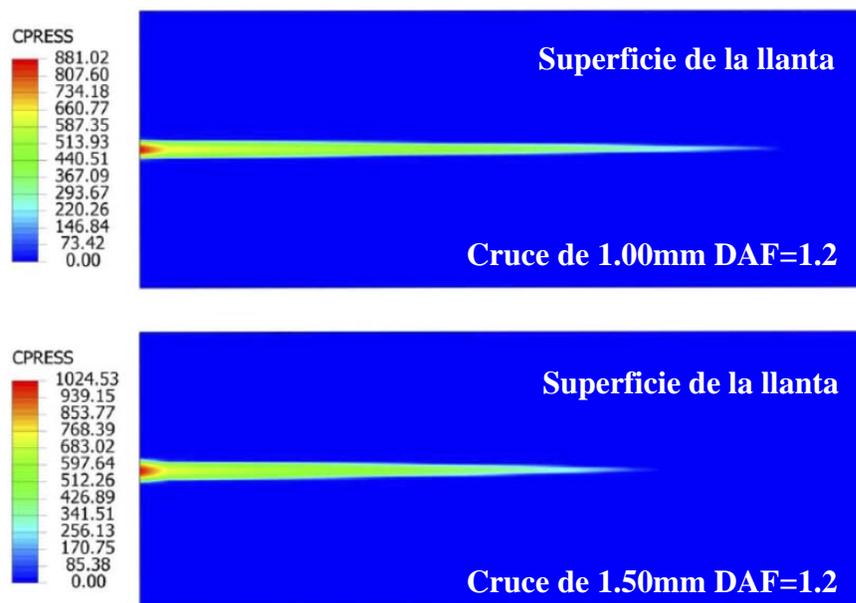


Figura 49: Distribución de presión de contacto sobre la superficie de la llanta, en MPa, para cruce en rodillo radial de 1.00 y 1.50 mm con DAF=1.2

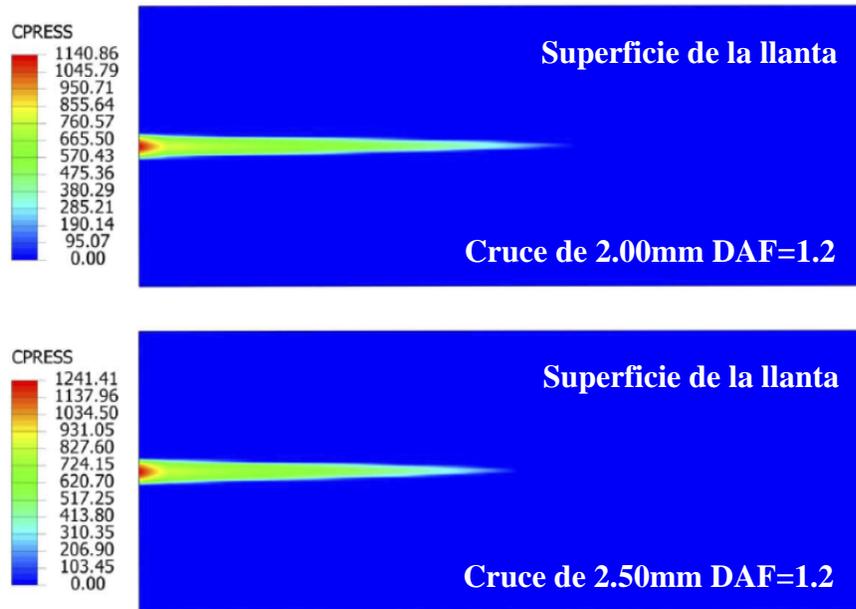


Figura 50: Distribución de presión de contacto sobre la superficie de la llanta, en MPa, para cruce en rodillo radial de 2.00 y 2.50 mm con DAF=1.2

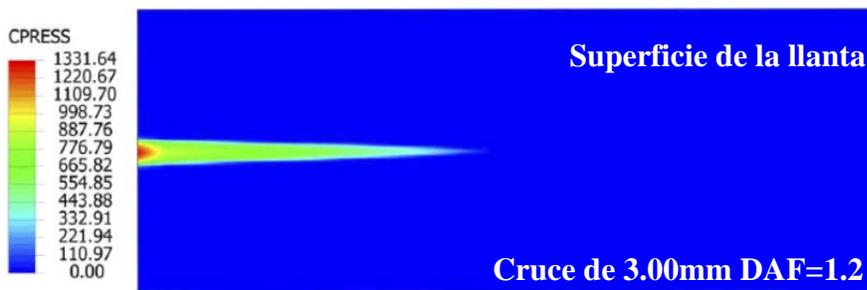


Figura 51: Distribución de presión de contacto sobre la superficie de la llanta, en MPa, para cruce en rodillo radial de 3.00 mm con DAF=1.2



Figura 52: Distribución de presión de contacto sobre la superficie de la llanta, en MPa, para cruce en rodillo radial de 0.00 y 0.50 mm con DAF=2.0

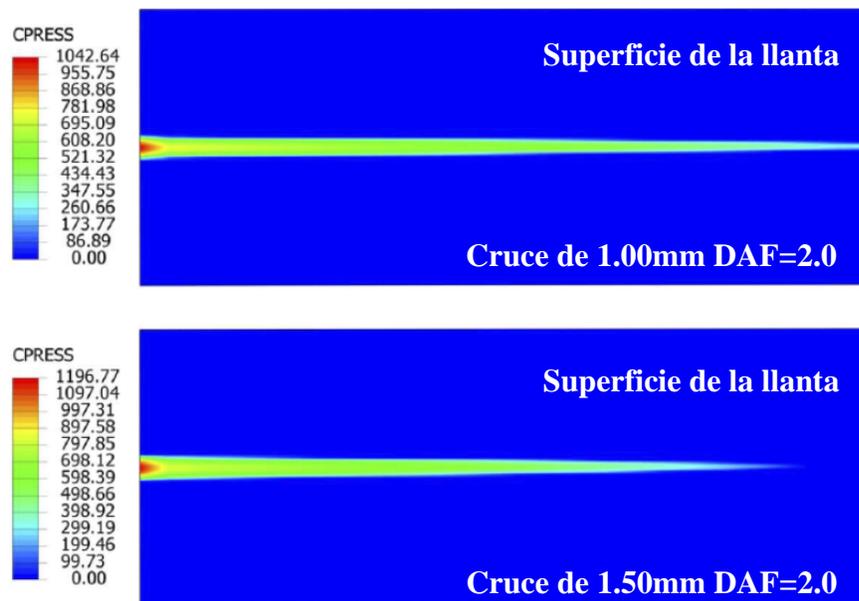


Figura 53: Distribución de presión de contacto sobre la superficie de la llanta, en MPa, para cruce en rodillo radial de 1.00 y 1.50 mm con DAF=2.0

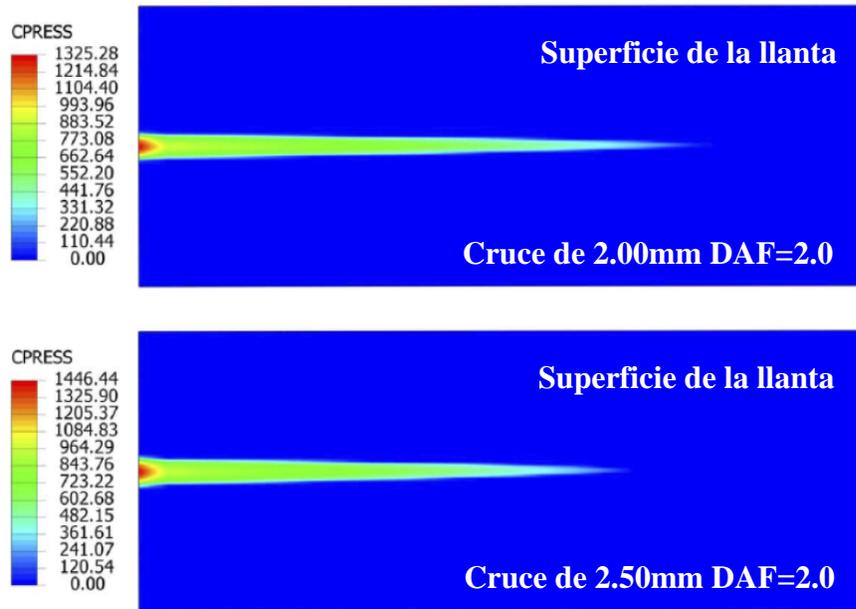


Figura 54: Distribución de presión de contacto sobre la superficie de la llanta, en MPa, para cruce en rodillo radial de 2.00 y 2.50 mm con DAF=2.0

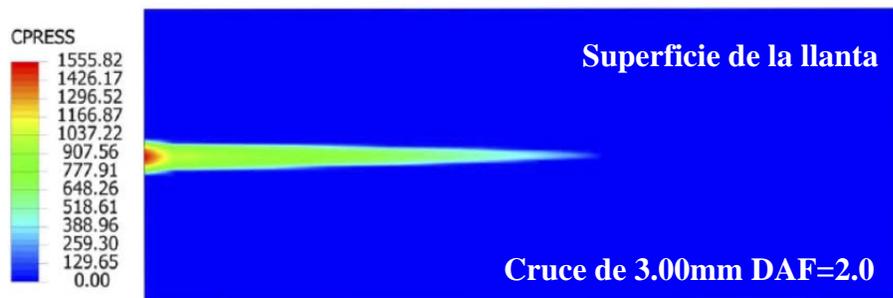


Figura 55: Distribución de presión de contacto sobre la superficie de la llanta, en MPa, para cruce en rodillo radial de 3.00 mm con DAF=2.0

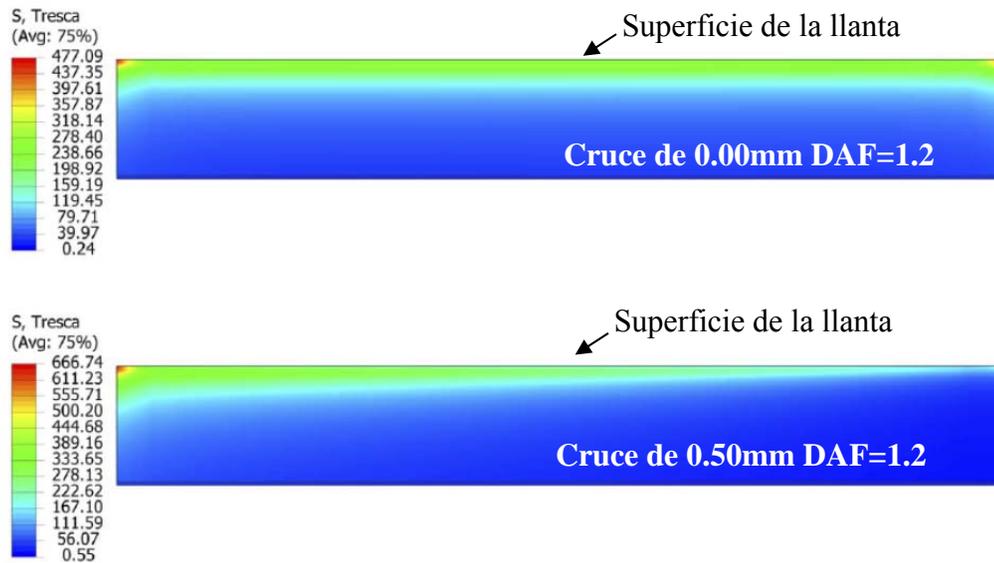


Figura 56: Esfuerzos de Tresca debajo de la superficie en una sección de la llanta para cruce de rodillo radial de 0.00 y 0.50 mm, en MPa con DAF=1.2

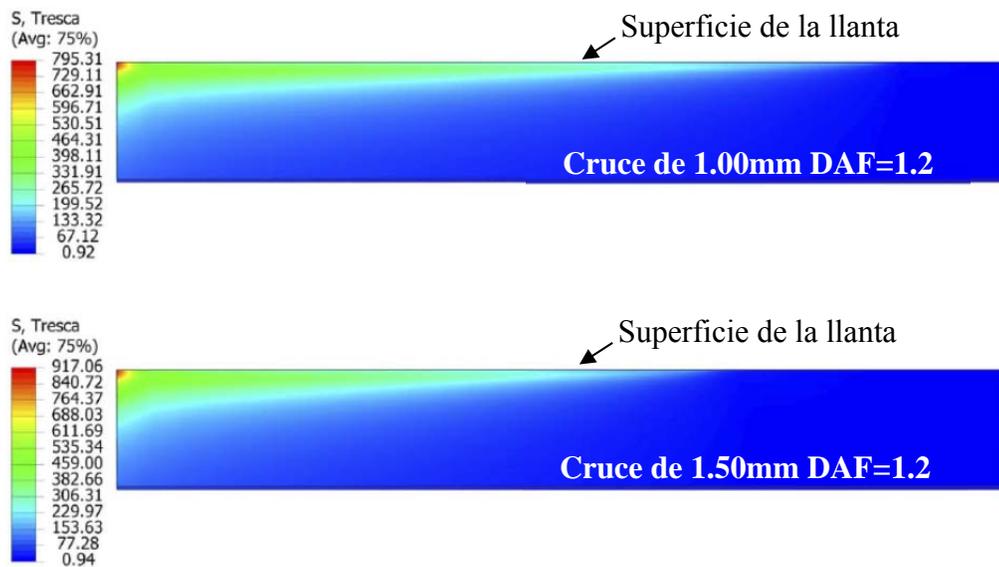


Figura 57: Esfuerzos de Tresca debajo de la superficie en una sección de la llanta para cruce de rodillo radial de 1.00 y 1.50 mm, en MPa con DAF=1.2

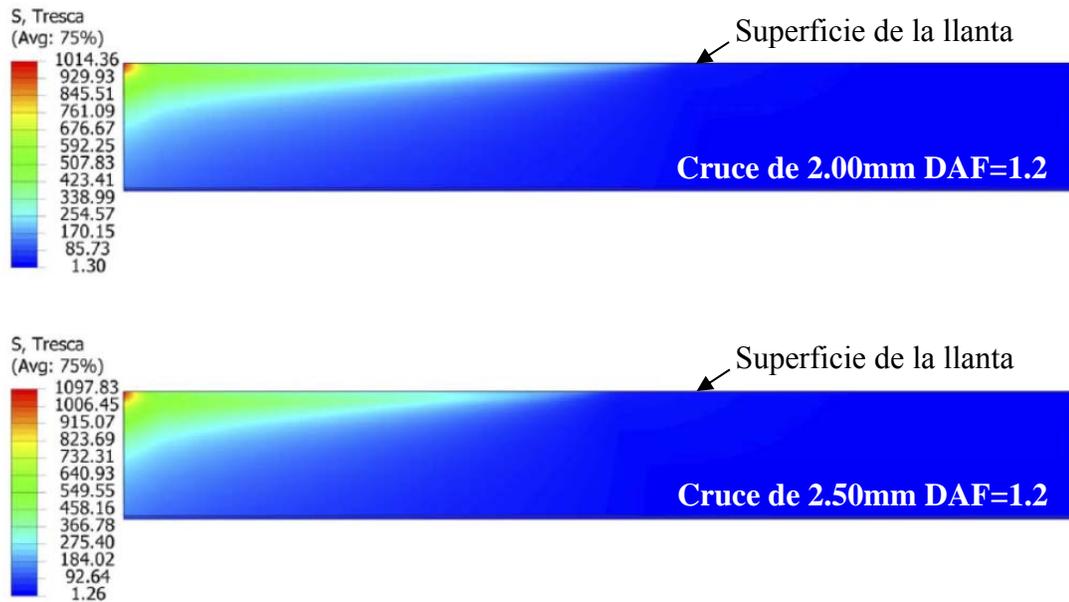


Figura 58: Esfuerzos de Tresca debajo de la superficie en una sección de la llanta para cruce de rodillo radial de 2.00 y 2.50 mm, en MPa con DAF=1.2



Figura 59: Esfuerzos de Tresca debajo de la superficie en una sección de la llanta para cruce de rodillo radial de 3.00 mm, en MPa con DAF=1.2

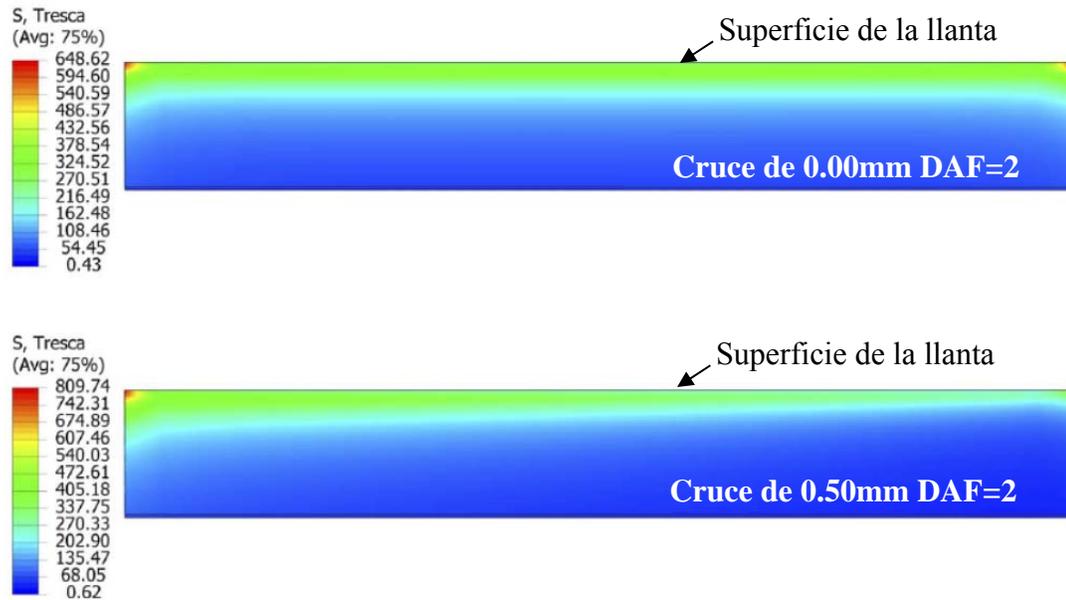


Figura 60: Esfuerzos de Tresca debajo de la superficie en una sección de la llanta para cruce de rodillo radial de 0.00 y 0.50 mm, en MPa con DAF=2

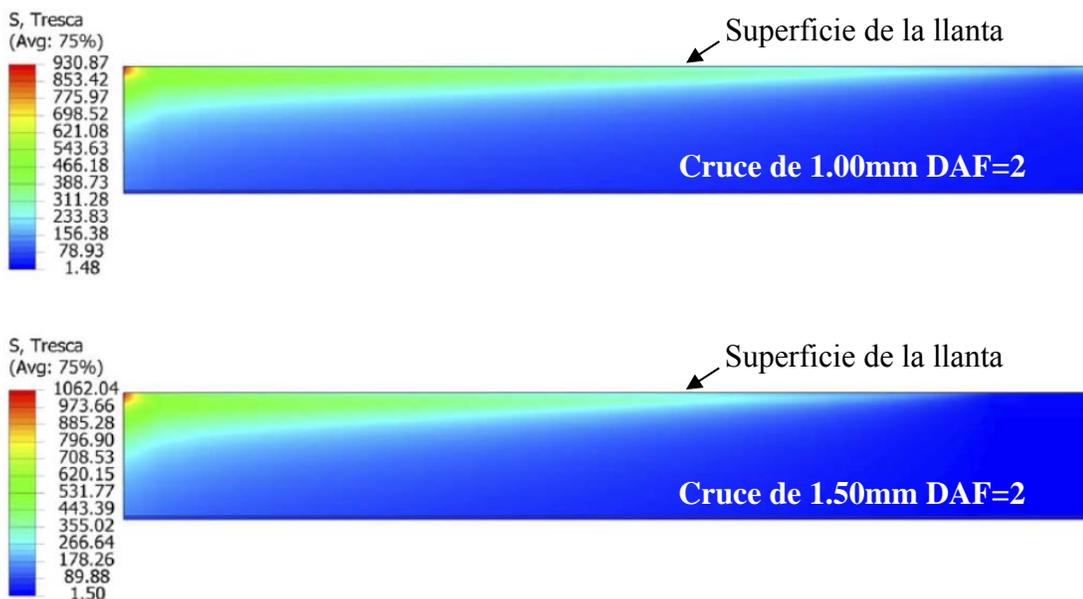


Figura 61: Esfuerzos de Tresca debajo de la superficie en una sección de la llanta para cruce de rodillo radial de 1.00 y 1.50 mm, en MPa con DAF=2

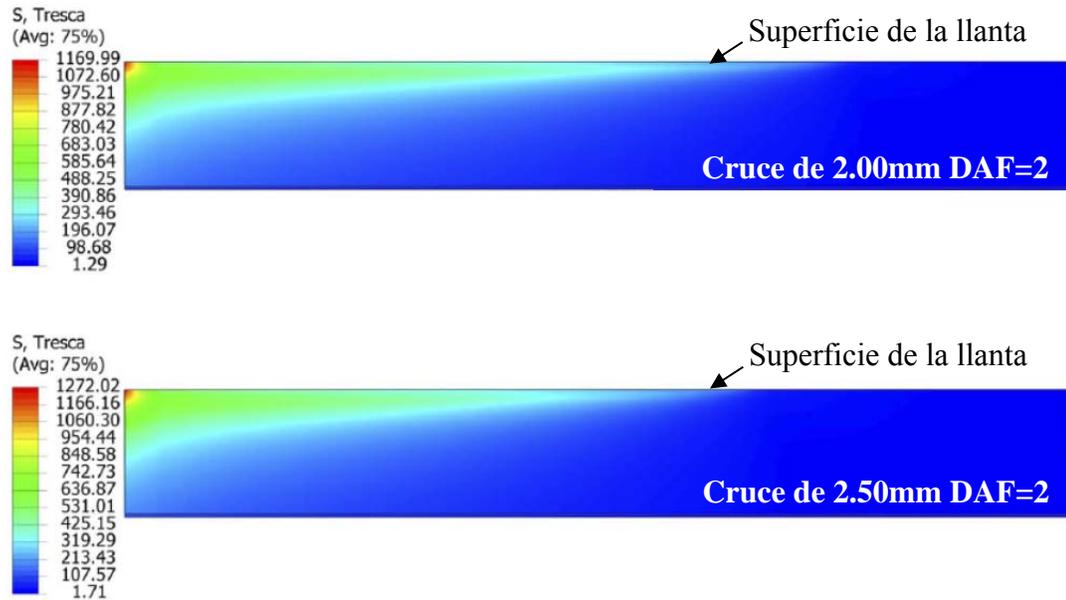


Figura 62: Esfuerzos de Tresca debajo de la superficie en una sección de la llanta para cruce de rodillo radial de 2.00 y 2.50 mm, en MPa con DAF=2

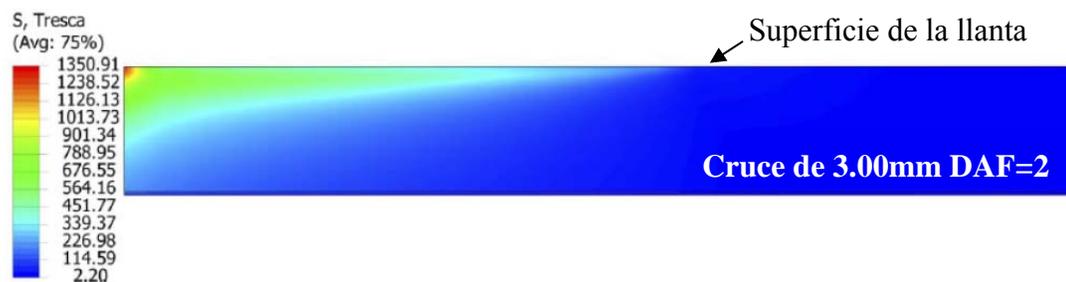


Figura 63: Esfuerzos de Tresca debajo de la superficie en una sección de la llanta para cruce de rodillo radial de 3.00 mm, en MPa con DAF=2

Debajo de la línea de contacto, se producen esfuerzos que causan deformaciones elásticas y plásticas cíclicas durante la rodadura. Estos esfuerzos alternantes van a producir nucleaciones de grieta que luego se propagarán a la

superficie. Los puntos donde se van a producir la nucleación de grieta, fueron determinados empleando el criterio de Dang Van.

El parámetro de material usado se determinó mediante la siguiente ecuación:

$$\alpha_{DV} = \frac{\tau_e - \frac{S_e}{2}}{\frac{S_e}{3}} \quad \text{Ec. 16}$$

Donde: $\tau_e \approx \frac{S_e}{\sqrt[3]{3}}$ siendo S_e : Resistencia a la fatiga en flexión
 $S_e = 0,504 S_{ut}$, siendo S_{ut} : Resistencia última a tracción

Resolviendo la ecuación 4.4, queda que:

$$\alpha_{DV} = 0,232$$

Los valores para la resistencia última a tracción y resistencia a la fatiga, se obtuvieron de la tabla 2

$$S_{ut} = 656,81 \text{ MPa}; S_e = 331,03 \text{ MPa}$$

Para representar los puntos, debajo de la línea de contacto, que cumplen con el criterio de Dang Van, se graficaron los nodos que satisfacen dicha desigualdad, generándose la siguiente distribución de estos puntos, para diferentes valores de cruce de rodillo. Se muestran en las figuras 64, 65, 66, 67 y 68 para condiciones óptimas; y las figuras.69, 70, 71, 72, 73, 74 y 75 para condiciones extremas de trabajo. En estos gráficos, los puntos rojos representan los nodos en donde se produce el mayor esfuerzo contante.

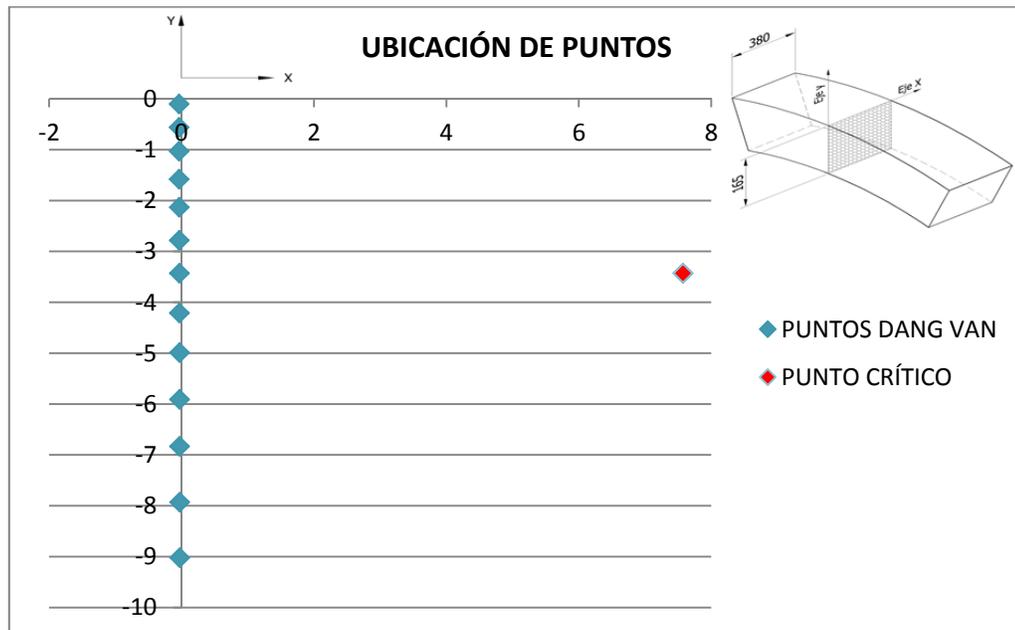


Figura 64: Distribución de nodos. Cruce de 1.10mm y con DAF=1,2

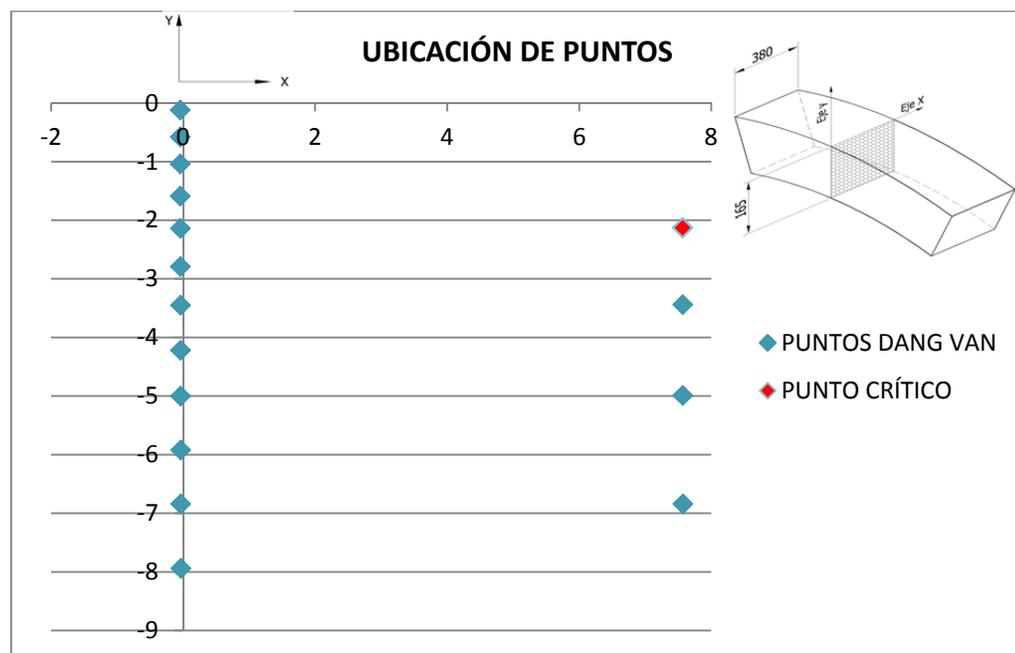


Figura 65: Distribución de nodos. Cruce de 1.50 mm y con DAF=1,2

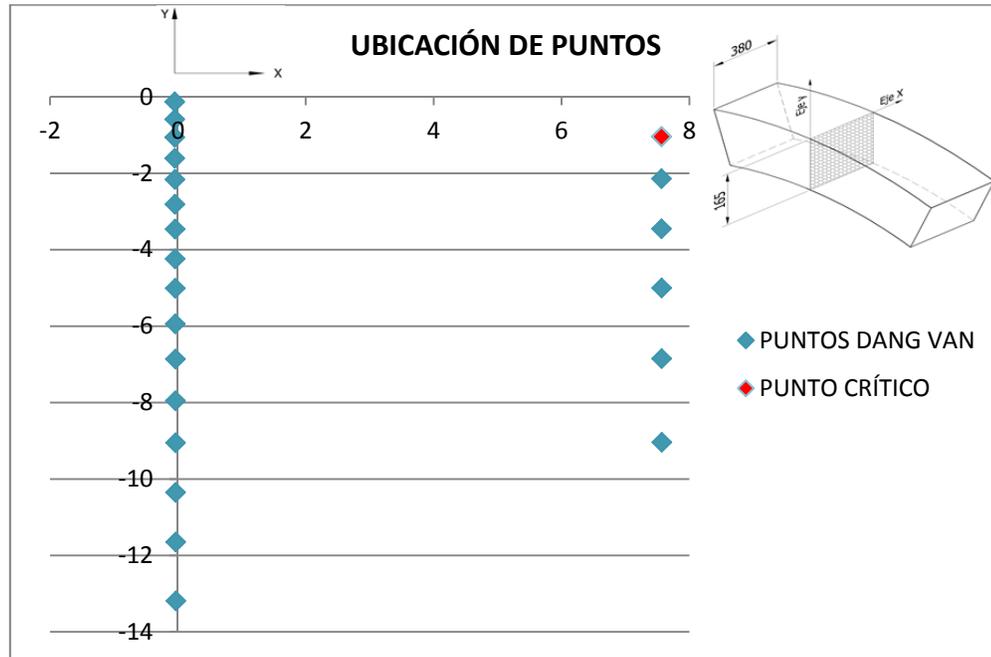


Figura 66: Distribución de nodos. Cruce de 2.00mm y con DAF=1,2

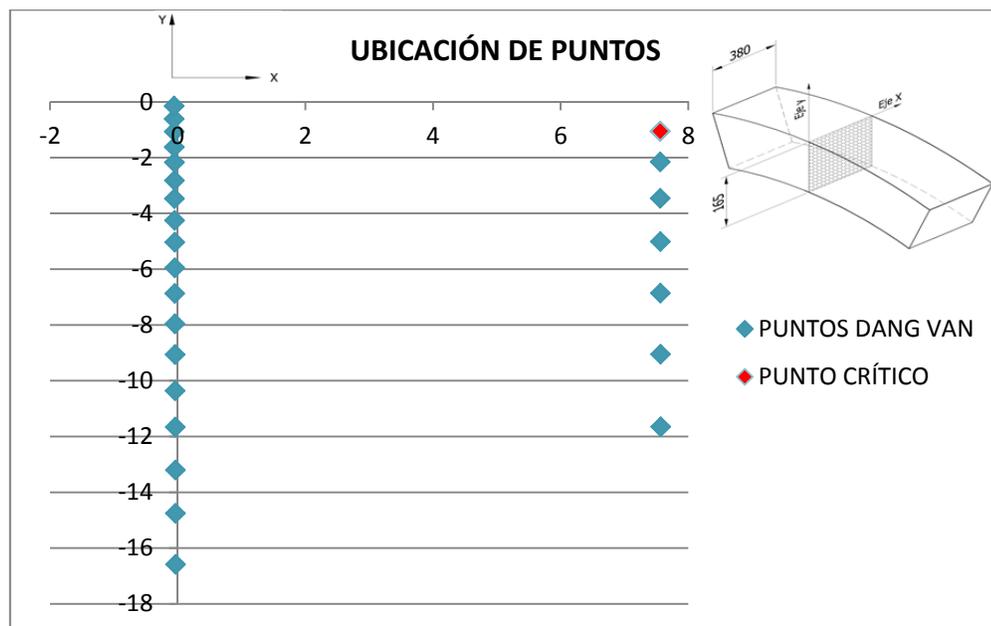


Figura 67: Distribución de nodos. Cruce de 2.50 mm y con DAF=1,2

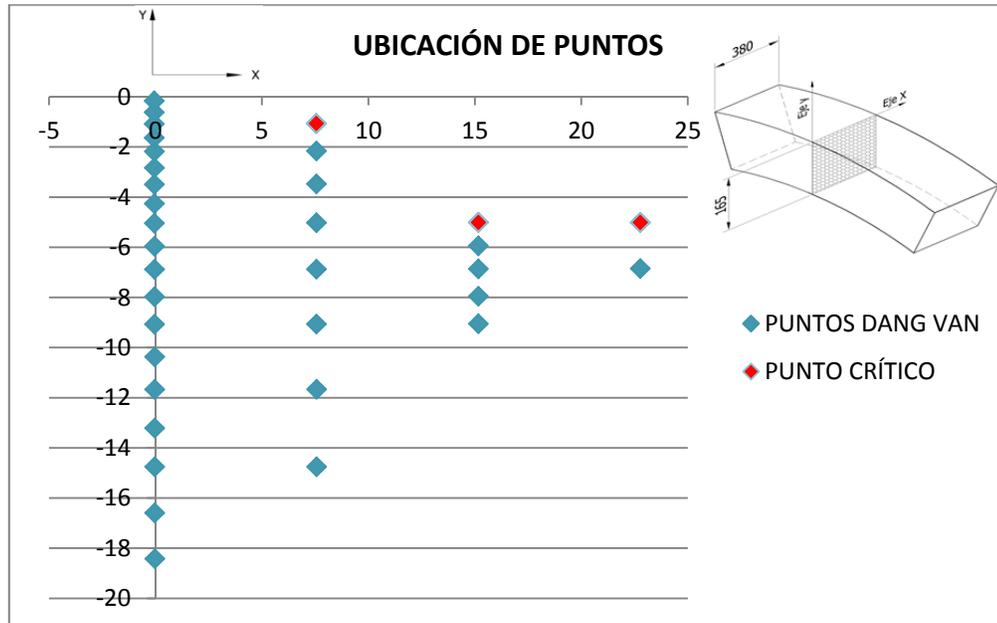


Figura 68: Distribución de nodos. Cruce de 3.00mm y con DAF=1,2

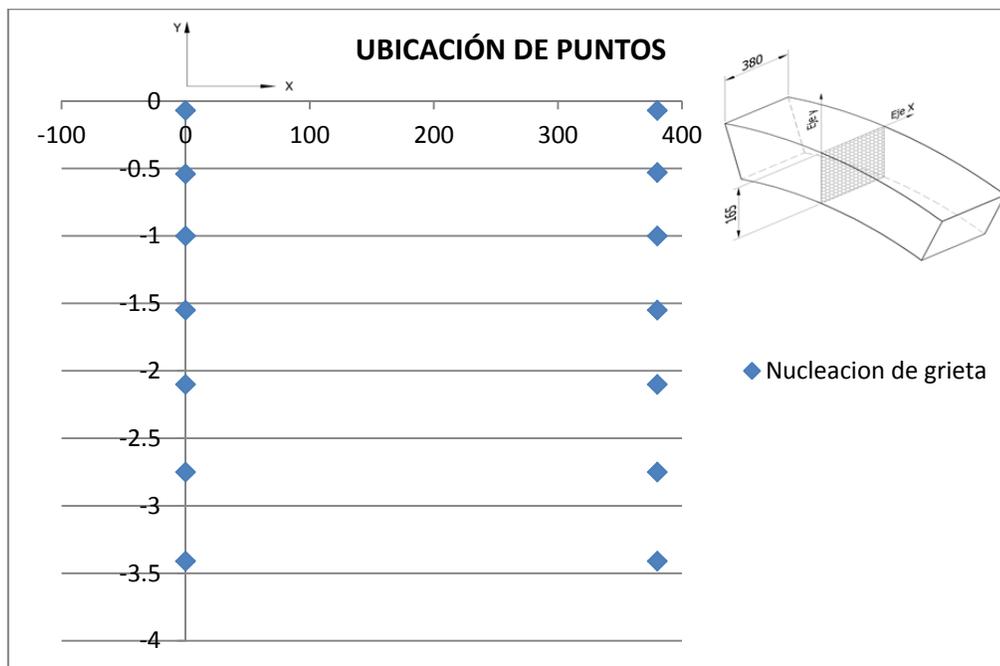


Figura 69: Distribución de nodos. Cruce de 0.0mm y con DAF=2

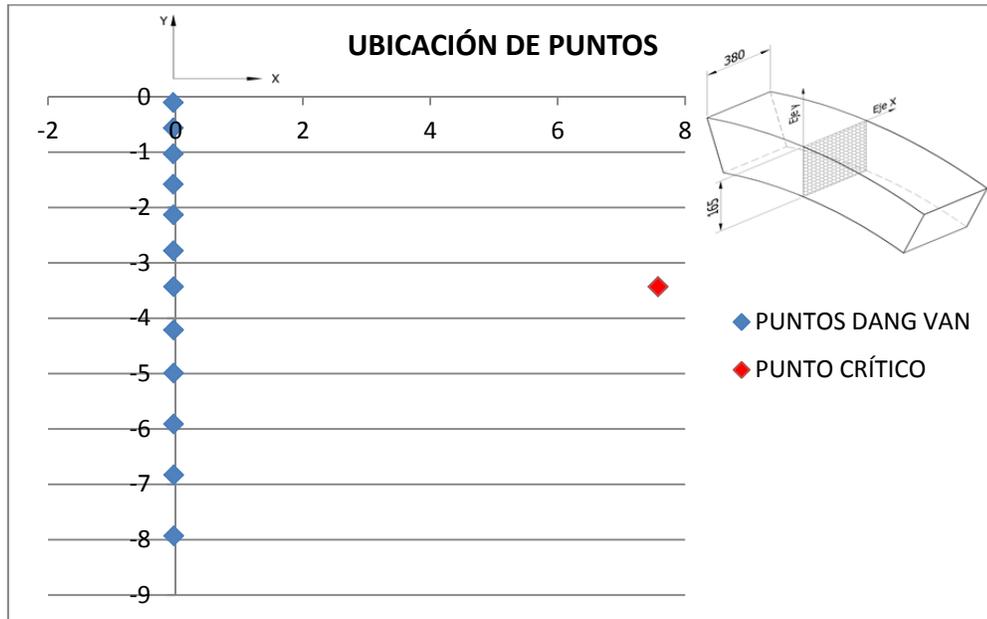


Figura 70: Distribución de nodos. Cruce de 0.50 mm y con DAF=2

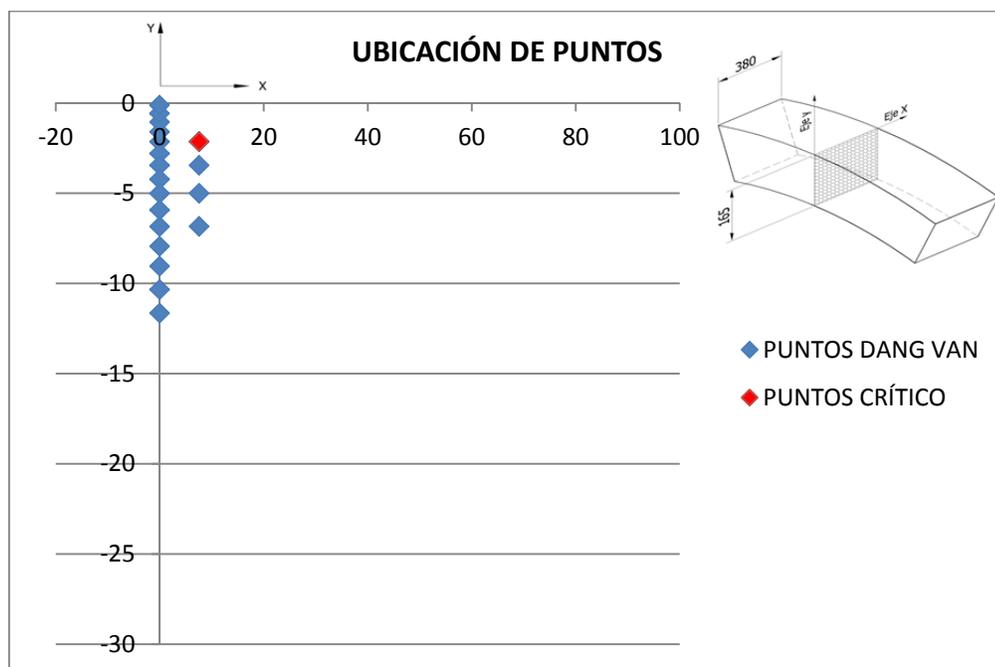


Figura 71: Distribución de nodos. Cruce de 1.00 mm y con DAF=2

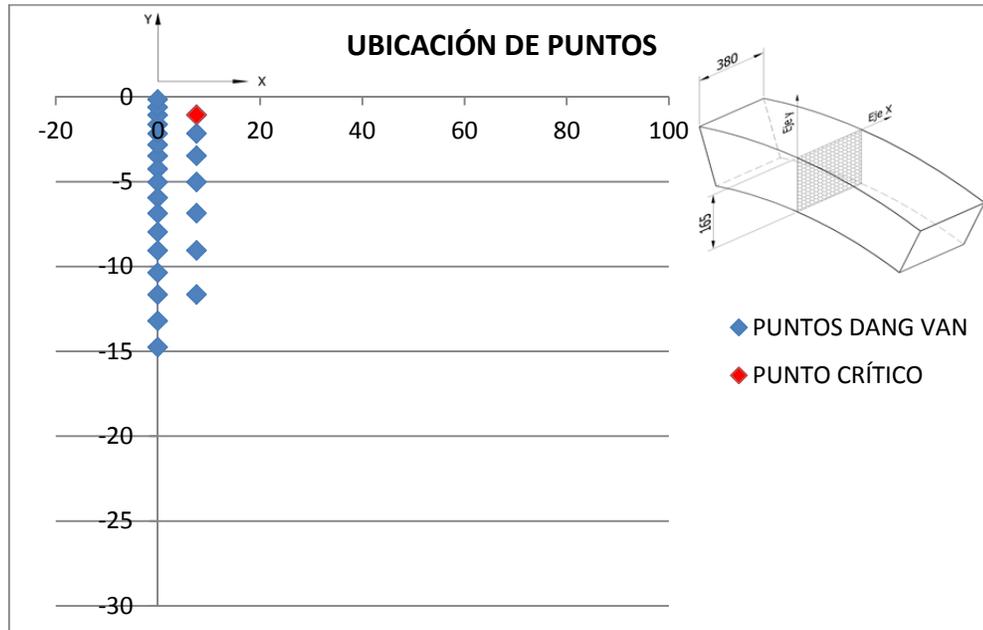


Figura 72: Distribución de nodos. Cruce de 1.50 mm y con DAF=2

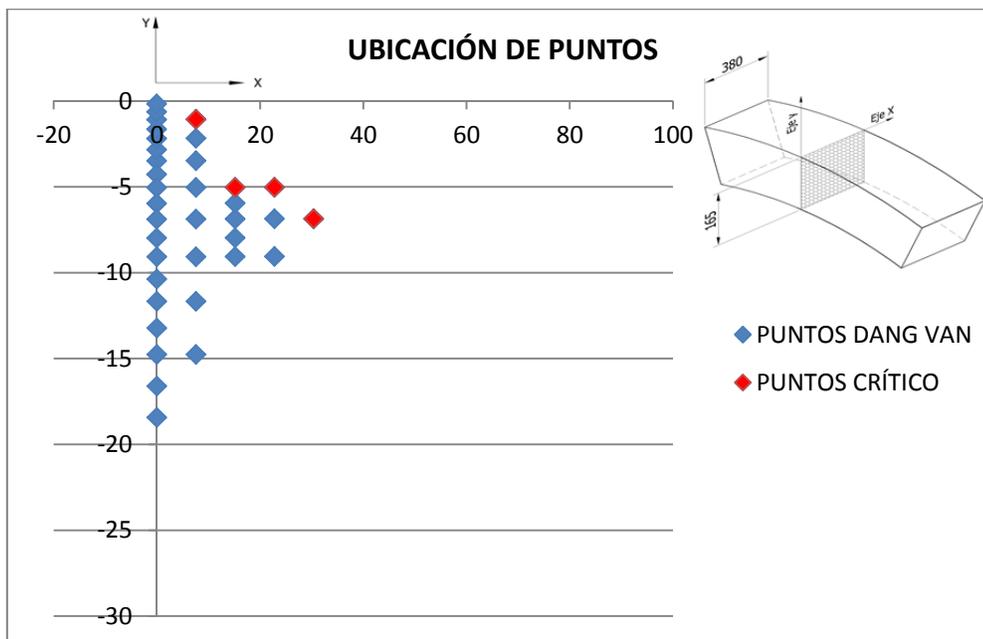


Figura 73: Distribución de nodos. Cruce de 2.00mm y con DAF=2

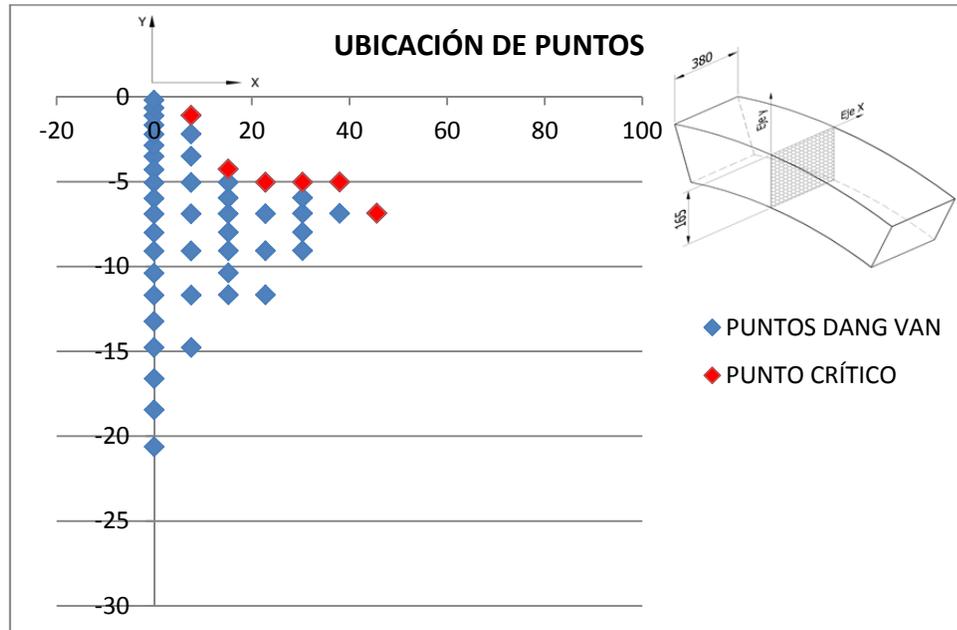


Figura 74: Distribución de nodos. Cruce de 2.50mm y con DAF=2

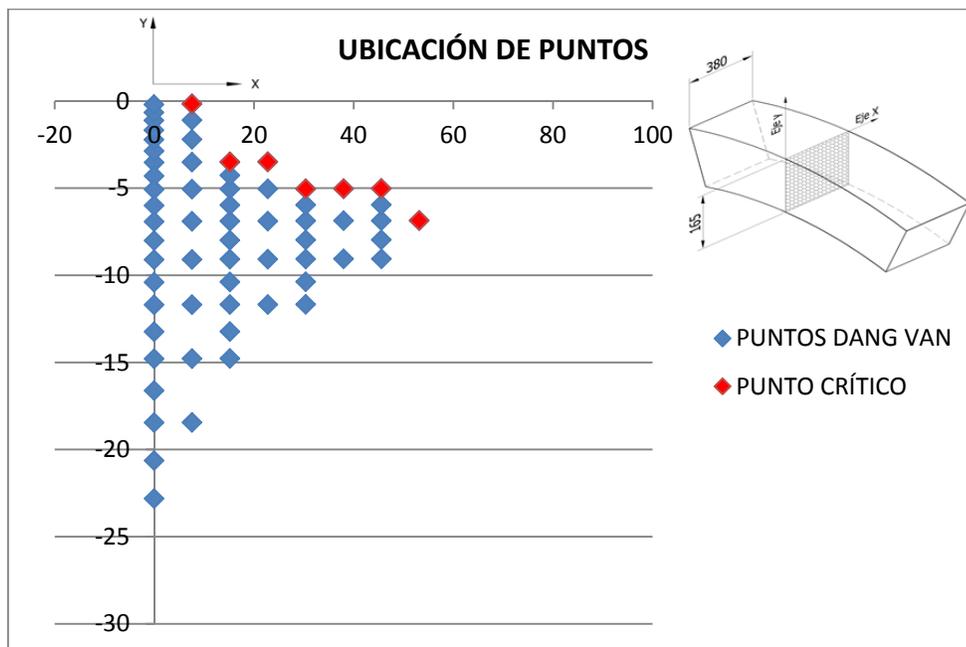


Figura 75: Distribución de nodos. Cruce de 3.00mm y con DAF=2

Como se puede observar en las figuras anteriores; desde la 64 a la 75, los puntos azules y rojos, son los que cumplen el criterio de Dang Van, en los cuales existe una alta probabilidad que la nucleación ocurra en cualquiera de ellos; sin embargo, los puntos rojos es en donde se desarrolla el mayor esfuerzo cortante; por lo tanto la probabilidad que la nucleación ocurra es mayor en ellos que en el resto de los demás. Esto obedece al hecho de que las inclusiones dentro del metal tienen una distribución aleatoria y su ubicación puede coincidir con cualquiera de estos puntos de máximo esfuerzo cortante. Por lo antes expresado, se asume que la nucleación ocurre en los nodos en donde se desarrolla el máximo esfuerzo cortante, para propagarse la grieta hasta la superficie, extendiéndose posteriormente. Para un cruce de rodillo nulo, no hay puntos que satisfagan el criterio de Dang Van debajo de la superficie; por lo tanto no va a haber nucleación de grietas. Los puntos de máximo esfuerzo cortante se muestra para ambas condiciones de carga, condiciones óptimas, $DAF=1,2$; y condiciones extremas, $DAF=2$ en las figuras 76 y 77, respectivamente

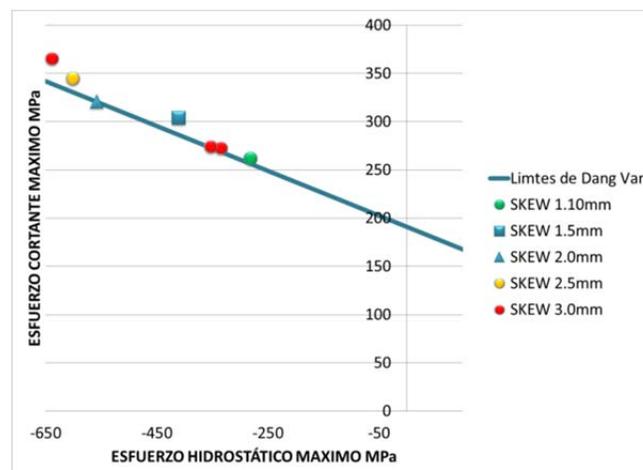


Figura 76: Diagrama de Dang Van donde se ubican los puntos críticos de máximo esfuerzo cortante y presión hidrostática con $DAF=1.2$

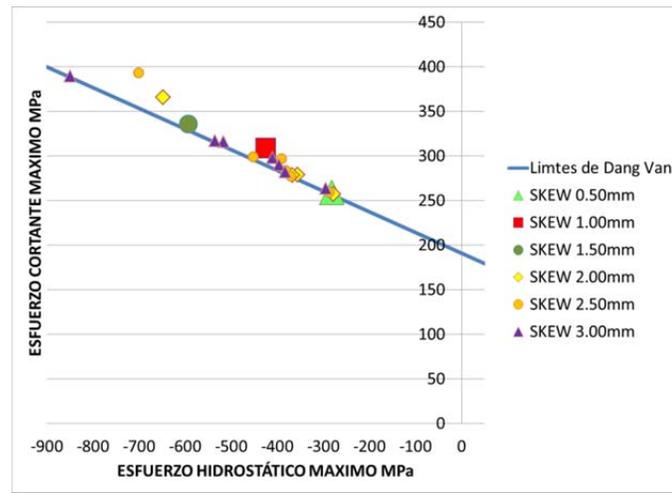


Figura 77: Diagrama de Dang Van donde se ubican los puntos de máximo esfuerzo cortante y presión hidrostática con DAF=2

La presión de contacto se distribuye a lo largo de la línea de unión entre ambas piezas, desde el punto de máxima presión hasta el de mínima presión, tal como se ve en las figuras 48 a la 55. La estimación del número de ciclos para que ocurra la nucleación de grieta, depende de la magnitud de la presión de contacto. Para un determinado rango de presión de contacto, aplica un modelo de predicción de nucleación de grieta en particular.

En la figura 78, se muestra representación gráfica del diagrama de esfuerzo-deformación del acero AISI-1045 sometidas a cargas alternantes, con inversión completa, expresando los diferentes esfuerzos en presión de contacto (PSmotion, 2018). En ella, se observa las cuatro modalidades de esfuerzo-deformación cíclico y los niveles de presión de contacto a los cuales ocurre. Como se observa en las figuras 48 a la 55, donde se muestra la distribución de la presión de contacto, los puntos

debajo de la zona de contacto que cumplen con el criterio de Dang Van, oscila entre los 768.22 a 1087.03 MPa, por lo tanto, entran dentro de la zona de plastic-shakedown.

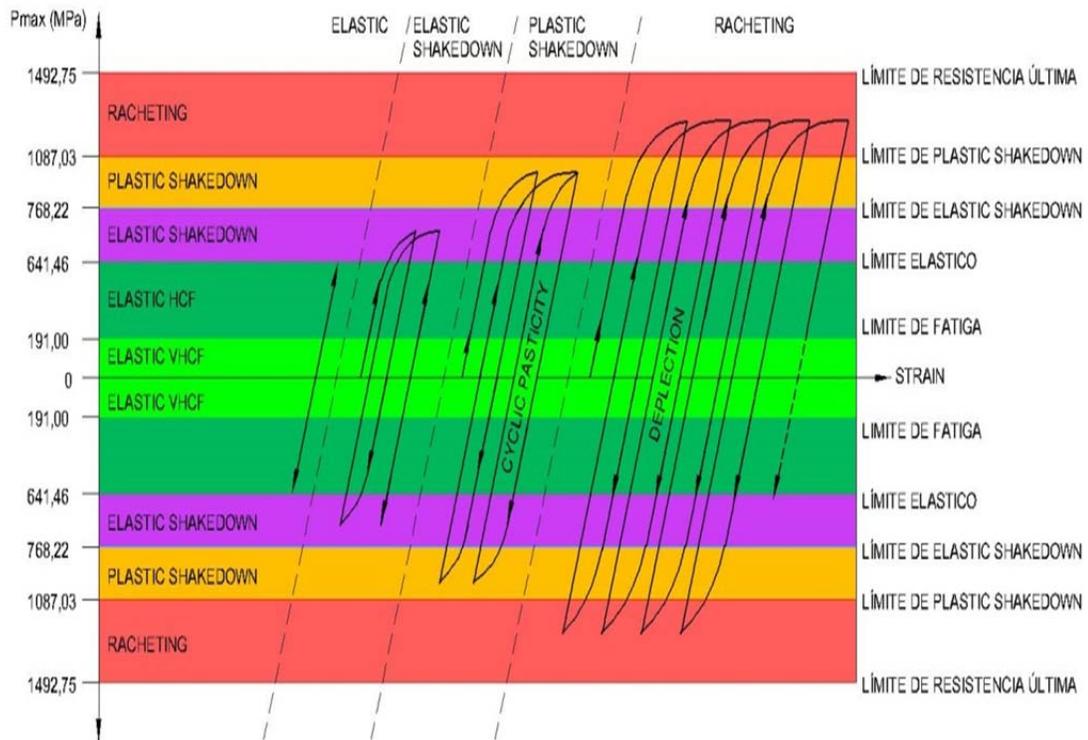


Figura 78: Diagrama de esfuerzo deformación para cargas cíclicas para el AISI-1045 expresadas en presión de contacto

4.4 Calculo de ciclos para el inicio de grieta de los puntos máximo esfuerzo cortante.

Para la estimación del tiempo para nucleación de grieta, se deben corregir los esfuerzos obtenidos mediante simulación por elemento finito, ya que se enfocó en forma elástica. Una vez determinado los esfuerzos elasto-plásticos, se seleccionó la

ecuación que predice la nucleación de grietas. Esta corrección de esfuerzos elásticos se realizó mediante la ecuación de Neuber's (Ver Ec. 4.5 a la 4.9), la cual transforma esfuerzos y deformación elásticos en esfuerzos y deformaciones elasto-plásticas.

La corrección de esfuerzos cortantes, mediante el principio de Neuber's, establece que:

$$\Delta\tau \Delta\gamma = \frac{(\Delta\tau_e^*)^2}{G} \quad (\text{Ec. 17})$$

donde $\Delta\tau$: Esfuerzo cortante elástico – plástico
 $\Delta\gamma$: Amplitud de la deformación elástica – plástica
 $\Delta\tau_e^*$: Esfuerzo elástico obtenido del análisis
 G : Módulo de rigidez

La ecuación de esfuerzo-deformación cíclico, está dada por

$$\frac{\Delta\gamma}{2} = \frac{\Delta\tau}{2G} + \left[\frac{\Delta\tau}{2K_0'} \right]^{1/n_0'} \quad (\text{Ec. 18})$$

donde $\Delta\tau$: Esfuerzo cortante elasto – plástico
 $\Delta\gamma$: Amplitud de la deformación elasto – plástico
 G : Módulo de Rigidez
 K_0' : Coeficiente de esfuerzo cíclico en cortante
 n_0' : Exponente de endurecimiento por deformación cíclica en cortante

Multiplicando ambos lados de la ecuación 18 por $2 \Delta\tau$, se obtiene

$$\Delta\tau \Delta\gamma = \frac{(\Delta\tau)^2}{G} + 2 \Delta\tau \left[\frac{\Delta\tau}{2K_0'} \right]^{1/n_0'} \quad (\text{Ec. 19})$$

Sustituyendo el término izquierdo de la ecuación 19 por la ecuación 17, se obtiene, la siguiente ecuación:

$$\frac{(\Delta\tau_e^*)^2}{G} = \frac{(\Delta\tau)^2}{G} + 2 \Delta\tau \left[\frac{\Delta\tau}{2K_0'} \right]^{1/n_0'} \quad (\text{Ec. 20})$$

La ecuación 20 fue resuelta en forma iterativa, mediante análisis numérico, usando el método de bisección. Con esta ecuación se obtuvo el valor de $\Delta\tau$ y con la ecuación 17, se obtuvo el valor de $\Delta\gamma$. Los resultados se muestran en las tablas 8 y 9

Tabla 8: Corrección de esfuerzos elásticos mediante ecuación de Neuber's para esfuerzos cortantes para condiciones óptimas. DAF=1.2

CRUCE DE RODILLOS (mm)	ELASTICO	ELASTO-PLASTICOS	
	Esfuerzo cortante τ_{max} (Mpa)	Deformación angular γ_{max}	Esfuerzo cortante τ_{max} (Mpa)
0.00	-	-	-
0.50	-	-	-
1.00	-	-	-
1.10	261.83	3.59E-03	242.69
1.50	303.27	4.30E-03	271.84
2.00	321.03	4.62E-03	283.40
2.50	344.54	5.06E-03	297.90
3.00	364.89	5.46E-03	309.77
	373.77	3.79E-03	251.42
	372.43	3.77E-03	250.45

El color verde claro indica que no hay nucleación de grietas
 El color amarillo claro, indica que habrá nucleación de grieta

Tabla 9: Corrección de esfuerzos elásticos mediante ecuación de Neuber's para esfuerzos cortantes para condiciones extremas. DAF=2

CRUCE DE RODILLOS (mm)	ELASTICO	ELASTO-PLASTICOS	
	Esfuerzo cortante τ_{max} (Mpa)	Deformación angular γ_{max}	Esfuerzo cortante τ_{max} (Mpa)
0.00	-	-	-
0.50	259	3.54E-03	240.58
1.00	308.46	4.39E-03	275.28
1.50	335.74	4.90E-03	292.57
2.00	365.81	5.48E-03	310.29
	278.57	3.87E-03	254.85
	279.19	3.88E-03	255.29
	257.15	3.51E-03	239.19
2.50	393.03	6.04E-03	325.25
	298.81	4.22E-03	268.86
	296.98	4.19E-03	267.62
	283.96	3.96E-03	258.65
	277.59	3.85E-03	254.15
	259.56	3.55E-03	241.00
3.00	389.45	5.96E-03	323.34
	317.05	4.55E-03	280.85
	316.23	4.53E-03	280.33
	297.92	4.21E-03	268.26
	289.86	4.06E-03	262.76
	281.90	3.93E-03	257.21
	263.72	3.62E-03	244.09

El color verde claro indica que no hay nucleación de grietas
El color amarillo claro, indica que habrá nucleación de grieta

La ecuación empleada en la estimación del número de ciclos para nucleación de grieta, fue la de Smith-Watson-Topper para esfuerzos cortante. Ver ecuación 4.9.

$$\left\langle \sigma_{n,\max} \frac{\Delta\epsilon_1}{2} \right\rangle + J\Delta\tau\Delta\gamma = \frac{\tau_f'^2}{G} (2N_f)^{2b_0} + \tau_f'\gamma_f'(2N_f)^{b_0+c_0} \quad (\text{Ec. 21})$$

donde $\sigma_{n,\max}$: Esfuerzo normal máximo

$\frac{\Delta\epsilon_1}{2}$: Amplitud de la deformación real máxima en el sentido de $\sigma_{n,\max}$

J: Constante del material

τ_f' : Coeficiente de esfuerzo a la fatiga en cortante

G: Módulo de rigidez

γ_f' : Coeficiente de ductilidad a la fatiga en cortante

b_0 : Exponente de esfuerzo a la fatiga en cortante

c_0 : Exponente de ductilidad a la fatiga en cortante

N_f : Número de ciclos para inicio de grieta

Resolviendo la ecuación 4.9 para los puntos donde se cumple el criterio de Dang Van y con el mayor esfuerzo cortante, mediante el método de bisección, se obtuvieron los siguientes resultados, mostrados en la tabla 10 para condiciones óptimas de trabajo; y en la tabla 11 para condiciones extremas.

Tabla 10: Determinación de ciclos para nucleación de grieta para condiciones óptimas. DAF=1.2

CRUCE DE RODILLOS (mm)	Valores elasto plásticos		Ciclos
	Deformación angular $\Delta\gamma_{\max}$ (MPa)	Esfuerzo cortante $\Delta\tau_{\max}$ (Mpa)	
0.00	-	-	-
0.50	-	-	-
1.00	-	-	-
1.10	3.59E-03	242.69	2.86E+06
1.50	4.30E-03	271.84	1.18E+06
2.00	4.62E-03	283.40	8.60E+05
2.50	5.06E-03	297.90	5.77E+05
3.00	5.46E-03	309.77	4.22E+05
	3.79E-03	251.42	2.19E+06
	3.77E-03	250.45	2.25E+06

El color verde claro indica que no hay nucleación de grietas
 El color amarillo claro, indica que habrá nucleación de grieta

Tabla 11: Determinación de ciclos para nucleación de grieta para condiciones extremas. DAF=2

CRUCE DE RODILLOS (mm)	Valores elasto plásticos		Ciclos
	Deformación angular $\Delta\gamma_{\max}$ (MPa)	Esfuerzo cortante $\Delta\tau_{\max}$ (Mpa)	
0.00	-	-	-
0.50	3.54E-03	240.58	3.08E+06
1.00	4.39E-03	275.28	1.08E+06
1.50	4.90E-03	292.57	6.63E+05
2.00	5.48E-03	310.29	4.16E+05
	3.87E-03	254.85	1.96E+06
	3.88E-03	255.29	1.94E+06
	3.51E-03	239.19	3.22E+06
2.50	6.04E-03	325.25	2.85E+05
	4.22E-03	268.86	1.29E+06
	4.19E-03	267.62	1.34E+06
	3.96E-03	258.65	1.75E+06
	3.85E-03	254.15	2.01E+06
	3.55E-03	241.00	3.04E+06
3.00	5.96E-03	323.34	3.00E+05
	4.55E-03	280.85	9.18E+05
	4.53E-03	280.33	9.34E+05
	4.21E-03	268.26	1.31E+06
	4.06E-03	262.76	1.55E+06
	3.93E-03	257.21	1.82E+06
	3.62E-03	244.09	2.75E+06

Las celdas color verde claro indican que no hay nucleación de grietas

Las celdas color amarillo claro indican que habrá nucleación de grieta

4.5 Tasa de crecimiento de grietas

Para el cálculo de crecimiento de grieta, se utilizó la siguiente ecuación, la cual fue utilizada en el trabajo realizado por Maziarz, y otros (1992) y su desarrollo proviene de análisis de mecánica de la fractura.

$$N_f = \frac{2\Theta^{m/2}}{(m-2)C(\Delta\sigma)^m \pi^{m/2} M_k^m} \left(\frac{1}{a_0^{(m-2)/2}} - \frac{1}{a_{kr}^{(m-2)/2}} \right) \quad (\text{Ec. 22})$$

Donde: $\Theta = 1.65$; Factor de forma de la grieta
 a_0 = Longitud inicial de grieta en mm
 a_{kr} = Longitud crítica de grieta en mm
 $\Delta\sigma$ = Amplitud del esfuerzo cíclico axial en MPa
 N_f = Número de ciclos para obtener una longitud de grieta a_{kr}
 $m = 3.5$; constante que depende del material
 $C = 5.191E - 15$; constante que depende del material

Para el patrón de crecimiento de grieta, se asumió una forma elíptica debajo de la superficie de la llanta; se muestra en la figura 79.

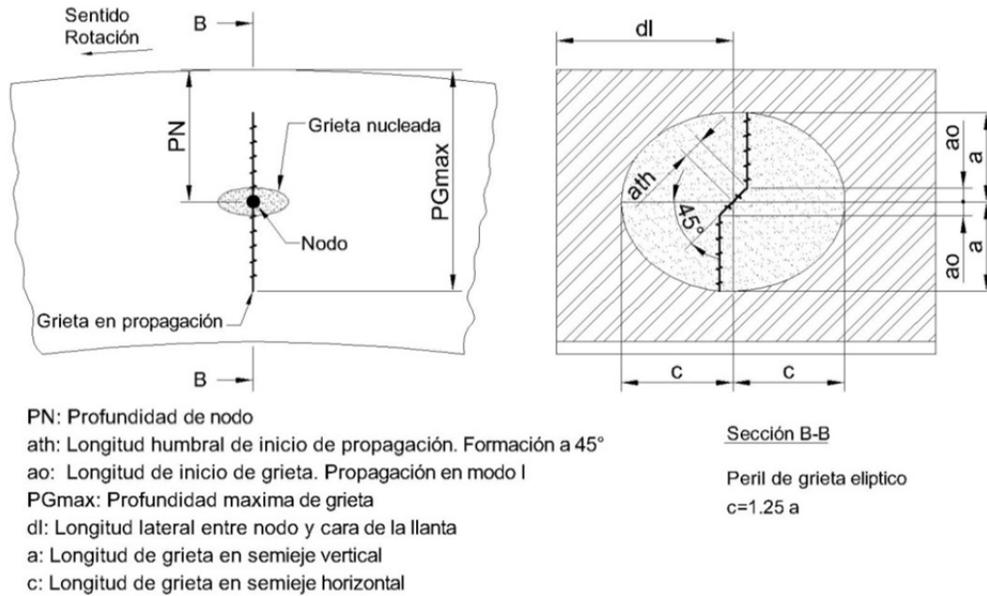


Figura 79: Forma de grieta debajo de la llanta.

Para que haya propagación de grieta, se debe cumplir que el tamaño inicial $a_0 \geq a_{th}$; por lo tanto, la longitud de grieta inicial a_0 , fue calculada mediante la siguiente ecuación, y se asumió que durante el periodo de nucleación, se alcanzó dicha longitud:

$$a_0 = a_{th} = \frac{\Theta}{\pi M_k^2} \left(\frac{\Delta K_{th}}{\Delta \sigma} \right)^2 \quad (\text{Ec. 23})$$

Dónde: a_{th} : Tamaño de grieta para que haya propagación en mm
 $\Theta = 1.02$; Factor de forma de grieta en su comienzo
 $M_k = 1.03$: Factor de corrección
 $\Delta K_{th} = 5 \text{ MPa}$: Humbral de propagación de grieta en $\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$
 $\Delta \sigma$ = Amplitud del esfuerzo cíclico axial en MPa

Por otra parte, existe un valor de tamaño crítico de grieta, el cual una vez alcanzado, su propagación crece de manera impredecible. A este tamaño de grieta se le denomina longitud crítica y fue determinado mediante la siguiente ecuación.

$$a_{kr} = \frac{\Theta}{\pi M_k^2} \left(\frac{\Delta K_{Ic}}{\Delta \sigma} \right)^2 \quad (\text{Ec. 24})$$

Dónde: $\Theta = 1.65$; Factor de forma de grieta en crecimiento
 a_{kr} = Longitud crítica de grieta en mm
 $\Delta \sigma$ = Amplitud del esfuerzo cíclico axial en MPa
 $C = 5.191E - 15$; constante que depende del material
 $M_k = 1.03$; Factor de corrección
 $\Delta K_{Ic} = 40 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ (Valor típico para aceros al mediano carbono)

Los esfuerzos de tracción que propician la propagación de grieta en el modo I, son resultado de la flexión que sufre la llanta durante el funcionamiento del tambor; por lo tanto la amplitud del esfuerzo por flexión está dado por $\Delta \sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min}$. La ecuación planteada por Maziarz y otros (1992), no contempla los esfuerzos por contacto rodante para cargas en el modo I. En la figura 80, se observa su ubicación en la llanta. Su valor máximo y mínimo, en los puntos donde hay nucleación se muestra en la tabla 12 y 13; obtenidos mediante análisis por elementos finitos. Los resultados de resolver la ecuación 22 se muestran en las tablas de la 14 a la 17 para condiciones óptimas y extremas de trabajo.

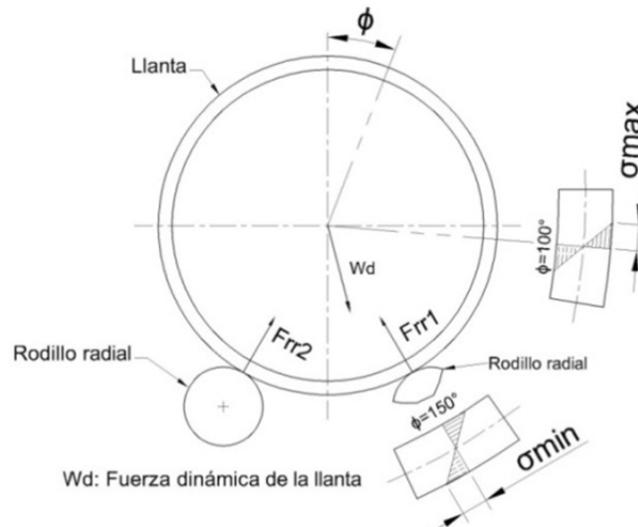


Figura 80: Ubicación de Esfuerzos por flexión en la llanta.

Tabla 12: Valores de esfuerzo máximo y mínimo en la superficie y de la llanta debidas a flexión en condiciones óptimas (DAF=1.2)

CRUCE DE (mm)	Profundidad (mm)	σ_{max} (Mpa)	σ_{min} (Mpa)
0.00	-		
0.50	-		
1.00	-		
1.10	-3.43	62.98	-139.74
1.50	-2.13	64.01	-142.04
2.00	-1.04	64.88	-143.97
2.50	-1.05	64.87	-143.95
3.00	-1.06	64.87	-143.93
	-5.01	61.72	-136.95
	-5.01	61.72	-136.95

Las celdas color verde claro indican que no hay nucleación de grietas

Las celdas color amarillo claro indican que habrá nucleación de grieta

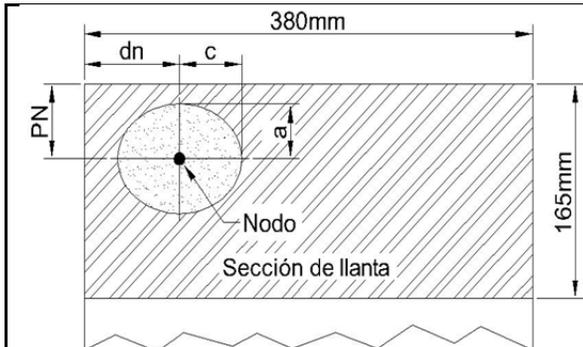
Tabla 13: Valores de esfuerzo máximo y mínimo en la superficie y de la llanta debidas a flexión en condiciones extremas (DAF=2)

Cruce (mm)	Profundidad (mm)	σ_{max} (Mpa)	σ_{min} (Mpa)
0.00	0	-	-
0.50	-3.43000	127.18	-280.98
1.00	-2.14000	129.25	-285.57
1.50	-1.06000	130.99	-289.41
2.00	-1.07000	130.97	-289.37
	-5.03000	124.61	-275.30
	-5.02000	124.62	-275.33
	-6.86000	121.66	-268.79
2.50	-1.09000	130.94	-289.30
	-4.26000	125.84	-278.03
	-5.03000	124.61	-275.30
	-5.03000	124.61	-275.30
	-5.02000	124.62	-275.33
3.00	-6.86000	121.66	-268.79
	-0.17000	132.42	-292.57
	-3.50000	127.07	-280.73
	-3.49000	127.08	-280.77
	-5.04000	124.59	-275.26
	-5.03000	124.61	-275.30
	-5.02000	124.62	-275.33
	-6.86000	121.66	-268.79

Las celdas color verde claro indican que no hay nucleación de grietas

Las celdas color amarillo claro indican que habrá nucleación de grieta

Tabla 14: Número de ciclos para que la grieta alcance la superficie versus cruce de rodillo radial en condiciones óptimas (DAF=1.2)



Donde:
 PN: Profundidad de nodo
 dn: Distancia lateral entre nodo y orilla de llanta
 a: Longitud vertical de grieta
 c: Longitud horizontal de grieta

Grieta con perfil elíptico. $c=1.25a$

Cruce de rodillos (mm)	dn (mm)	PN (mm)	Total de ciclos	Tiempo en años
0.00	$0 \leq X \leq 380$	0.00	-	-
0.50	$0 \leq X \leq 380$	0.00	-	-
1.00	$0 \leq X \leq 380$	0.00	-	-
1.10	7.57	-3.43	4.571E+06	3.22
1.50	7.568	-2.13	2.734E+06	1.93
2.00	7.56	-1.04	2.085E+06	1.47
2.50	7.56	-1.05	1.808E+06	1.27
3.00	7.554	-1.06	1.658E+06	1.17
	15.162	-5.01	4.039E+06	2.85
	22.756	-5.01	4.102E+06	2.89

Las celdas color verde claro indican que no hay nucleación de grietas
 Las celdas color amarillo claro indican que habrá nucleación de grieta

Tabla 15: Número de ciclos para que la grieta alcance la superficie versus cruce de rodillo radial en condiciones extremas (DAF=2)

Cruce de rodillos (mm)	dn (mm)	PN (mm)	Total de ciclos	Tiempo en años
0.00	$0 \leq X \leq 380$	0.00	-	-
0.50	7.575	-3.43	3.545E+06	2.50
1.00	7.568	-2.14	1.519E+06	1.07
1.50	7.56	-1.06	1.074E+06	0.76
2.00	7.544	-1.07	8.275E+05	0.58
	15.161	-5.03	2.454E+06	1.73
	22.764	-5.02	2.429E+06	1.71
	30.368	-6.86	3.737E+06	2.63
2.50	7.548	-1.09	6.968E+05	0.49
	15.155	-4.26	1.773E+06	1.25
	22.759	-5.03	1.830E+06	1.29
	30.362	-5.03	2.243E+06	1.58
	37.964	-5.02	2.502E+06	1.76
3.00	45.567	-6.86	3.553E+06	2.50
	7.542	-0.17	5.269E+05	0.37
	15.15	-3.5	1.384E+06	0.98
	22.754	-3.49	1.400E+06	0.99
	30.358	-5.04	1.802E+06	1.27
	37.961	-5.03	2.043E+06	1.44
	45.563	-5.02	2.314E+06	1.63
	53.166	-6.86	3.265E+06	2.30

Las celdas color verde claro indican que no hay nucleación de grietas
 Las celdas color amarillo claro indican que habrá nucleación de grieta

Tabla 16: Número de ciclos para alcanzar longitud superficial crítica en sentido longitudinal en condiciones óptimas (DAF=1.2)

Cruce de rodillos (mm)	Long. grieta LG (mm)	Prof. de grieta (mm)	Total de ciclos	Tiempo en años
0.00	-	-	-	-
0.50	-	-	-	-
1.00	-	-	-	-
1.10	25.10	17.45	4.75E+06	3.34
1.50	24.53	15.70	3.05E+06	2.15
2.00	24.07	14.25	2.67E+06	1.88
2.50	24.07	14.26	2.39E+06	1.68
3.00	24.07	14.27	2.23E+06	1.57
	33.41	19.61	4.19E+06	2.96
	41.01	19.61	4.26E+06	3.00

Las celdas color verde claro indican que no hay nucleación de grietas
 Las celdas color amarillo claro indican que habrá nucleación de grieta

Tabla 17: Número de ciclos para alcanzar longitud superficial crítica en sentido longitudinal en condiciones extremas (DAF=2)

Cruce de rodillos (mm)	Long. grieta LG (mm)	Prof. de grieta (mm)	Total de ciclos	Tiempo en años
0.00	0	0.00	-	-
0.50	11.89	6.89	3.54E+06	2.50
1.00	11.75	5.49	1.53E+06	1.08
1.50	11.63	4.32	1.10E+06	0.78
2.00	11.62	4.33	8.55E+05	0.60
	19.66	8.63	2.45E+06	1.73
	27.27	8.62	2.42E+06	1.71
2.50	35.09	10.64	3.73E+06	2.63
	11.63	4.35	7.24E+05	0.51
	19.57	7.79	1.77E+06	1.25
	27.26	8.63	1.83E+06	1.29
3.00	34.86	8.63	2.24E+06	1.58
	42.47	8.62	2.50E+06	1.76
	50.29	10.64	3.54E+06	2.50
	11.53	3.36	7.29E+05	0.51
	19.48	6.96	1.38E+06	0.98
3.00	27.08	6.95	1.40E+06	0.99
	34.86	8.64	1.80E+06	1.27
	42.46	8.63	2.04E+06	1.44
	50.06	8.62	2.31E+06	1.63
	57.89	10.64	3.26E+06	2.29

Las celdas color verde claro indican que no hay nucleación de grietas
 Las celdas color amarillo claro indican que habrá nucleación de grieta

4.6 Determinación de tasa de falla de los datos simulados

Una discontinuidad en la estructura de la llanta cuya longitud sea menor al umbral de propagación, no debería crecer bajo niveles de esfuerzo de contacto para lo cual el equipo fue diseñado. Discontinuidades mayores a estos valores, son consideradas como grietas que inevitablemente se van a propagar hasta un tamaño mayor, conduciendo a una posible fractura de la llanta (Maziartz y otros, 1992). Por otra parte, la gerencia técnica de la empresa cementera Vencemos Pertigalete, Ing. Hector Villaroel, y bajo la asesoría de CEMEX (Cementos Mejicanos), quienes tienen una amplia experiencia en el mantenimiento y reparación a hornos rotativos, utilizan el siguiente criterio de evaluación: Una grieta superficial con una longitud de 20mm o mayor, se deben considerar peligrosa y debe ser monitoreado su crecimiento para su pronta reparación. En tal sentido, se toma el valor de 20mm como señal de falla potencial. Una grieta cuya longitud sea igual o mayor a 80mm como comienzo de falla funcional y grietas de 150mm ameritan parada inmediata para su reparación Ver figura 81.

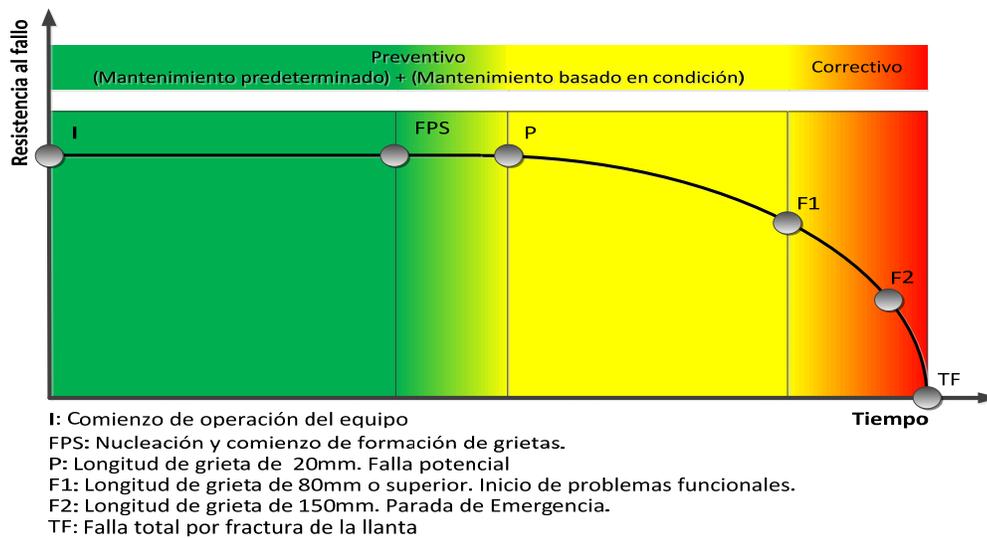


Figura. 81: Curva PF para TR-401.

Fuente: Nowlan y otros. (1978)

De los datos obtenidos mediante simulación, el número de ciclos para que las grietas aparezcan en la superficie con una longitud superficial de 20 mm, es considerado como ocurrencia de falla potencial. Para el presente trabajo se tomó el nodo más cercano a la pared lateral de la llanta como punto de inicio de grieta y a partir del cual habrá propagación en sentido longitudinal.

Por otro lado, para estimar el crecimiento de grieta más allá de la longitud crítica, se empleó la ecuación generalizada de Paris, desarrollada para carga en modo I (N'Pugno y otros, 2006). La ecuación constitutiva para el acero AISI-1045 tiene la siguiente forma:

$$\frac{da}{dn} = 0.93 * 10^{-69} * \Delta\sigma^{21.3} \quad (\text{Ec. 25})$$

En donde $\frac{da}{dn}$ esta dada en metros/ciclo y $\Delta\sigma$ en MPa.

Resolviendo la ecuación anterior, queda:

$$(a_f - a_0) = 0,93 * 10^{-69} * \Delta\sigma^{21.3} (N_f - N_0) \quad (\text{Ec. 26})$$

Donde: a_f : Longitud final de grieta en m
 a_0 : Longitud inicial de grieta en m
 $\Delta\sigma$: Amplitud de esfuerzo cíclico axial en MPa
 N_f : Número de ciclos para obtener una longitud de grieta a_f
 N_0 : Número de ciclos correspondientes a una longitud de grieta a_0

La resolución de la ecuación 26 está resumida en la tabla 18 y 19 en donde se muestra su respectiva tasa de falla según el criterio antes mencionado para condiciones óptimas y extremas de trabajo.

Tabla 18: Resumen de tasa de falla potencial y funcional simulada para condiciones óptimas de trabajo. DAF=1.2

Cruce de rodillo	Long. Grieta (mm)	Prof. (mm)	Tiempo de falla (Años)	Tasa de Falla λ (Años/Falla)
0.00	20	0	-	-
	80	0	-	-
	150	0	-	-
0.50	20	0	-	-
	80	0	-	-
	150	0	-	-
1.00	20	0	-	-
	80	0	-	-
	150	0	-	-
1.10	20	9.95	3.33	0.300
	80	58.00	255.44	0.004
	150	114.00	576.85	0.002
1.50	20	9.95	2.11	0.474
	80	58.00	19.42	0.051
	150	114.00	41.22	0.024
2.00	20	9.95	1.84	0.54
	80	58.00	5.42	0.18
	150	114.00	9.85	0.10
2.50	20	9.95	1.64	0.61
	80	58.00	3.30	0.30
	150	114.00	5.31	0.19
3.00	20	9.95	1.53	0.65
	80	58.00	2.44	0.41
	150	114.00	3.52	0.28

Las celdas color verde claro indican que no hay nucleación de grietas
 Las celdas color amarillo claro indican que habrá nucleación de grieta
 Las cifras en color azul, indican comienzo de falla potencial
 Las cifras en color morado, indican comienzo de falla funcional
 Las cifras en color rojo intenso, significan parada inmediata

Tabla 19: Resumen de tasa de falla potencial y funcional obtenida de la simulación para condiciones extremas de trabajo. DAF=2

Cruce de rodillo	Long. Grieta (mm)	Prof. (mm)	Tiempo de falla (Años)	Tasa de Falla λ (Años/Falla)
0.00	20	0	-	-
	80	0	-	-
	150	0	-	-
0.50	20	9.9400	7.09	0.14
	80	58.00	41.12	0.02
	150	114	80.82	0.01
1.00	20	9.9456	1.36	0.74
	80	58.00	3.43	0.29
	150	114.00	5.84	0.17
1.50	20	9.9520	0.83	1.20
	80	58.00	1.18	0.85
	150	114.00	1.60	0.63
2.00	20	9.9648	0.62	1.61
	80	58.00	0.78	1.28
	150	114.00	0.95	1.05
2.50	20	9.9616	0.52	1.92
	80	58.00	0.60	1.67
	150	114.00	0.68	1.47
3.00	20	9.9664	0.52	1.92
	80	58.00	0.56	1.79
	150	114.00	0.60	1.67

Las celdas color verde claro indican que no hay nucleación de grietas
 Las celdas color amarillo claro indican que habrá nucleación de grieta
 Las cifras en color azul, indican comienzo de falla potencial
 Las cifras en color morado, indican comienzo de falla funcional
 Las cifras en color rojo intenso, significan parada inmediata

4.7 VALIDACIÓN DE RESULTADOS OBTENIDOS DURANTE LA SIMULACIÓN CON DATOS HISTÓRICOS DE FALLAS EN ESTUDIO

Para hacer una validación de los datos simulados, se comparó los resultados obtenidos mediante simulación contra el crecimiento de grieta observada en la llanta del tambor, desde el año 2013 hasta Febrero de 2019. Cabe resaltar que durante el periodo 2013-2014, la planta de NPK tuvo mantenimiento general. En esta parada de planta, al TR-401 se le realizaron reparaciones localizadas de grietas que no superaron los 80 mm de longitud, ni los 10 mm de profundidad. Adicionalmente se efectuó un rectificando con lo cual se corrigieron deformaciones y socavaciones en las llantas. Se alineó el tambor dejando un valor de cruce entre rodillos y llanta de aproximadamente 1.50 mm.

En el año 2015, momento en que finaliza la parada, se deja disponible la planta de NPK. El TR-401 ha estado en operación, a carga completa, por un lapso de 1 año y 10 meses (1,83 años) hasta abril del año 2019. Durante este tiempo se ha mantenido los parámetros de alineación dejado en el año 2014, de 1.50 mm de cruce.

Para efectos de este trabajo, se efectuó una inspección localizada mediante tintas penetrantes en una sección de la llanta lado descarga, en donde se observaron grietas ramificadas en la superficie a una distancia de la cara lateral de entre 4,0 y 7,5 mm; tal como se observa en la figura 82.

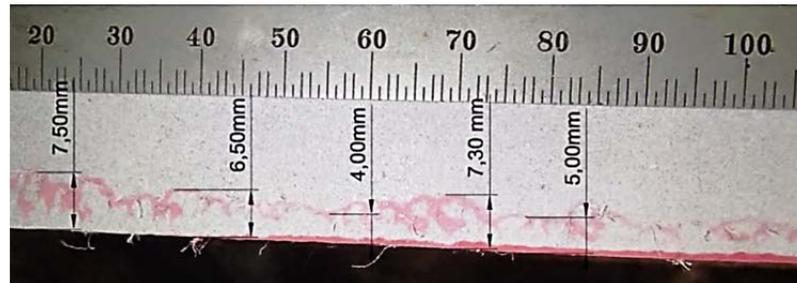


Figura 82: Extensión de grietas en la llanta lado descarga.

Fuente: Pequiven, (2019)

En la tabla 20 se hace una comparación entre tiempo de aparición de grietas superficiales entre lo observado y lo simulado con un cruce de rodillos de 1.50mm, asumiendo que no hay deformaciones ni desgaste en la llanta.

Tabla 20: Comparación entre el tiempo para aparición de grieta observada en planta y simulada

Longitud de Grieta superficial (mm)	Operación continua en planta (años)	Operación continua simulado (años)	Error (%)
7,5	1,83	1,93	5,46%

Adicionalmente se coloca un resumen de las reparaciones de grietas realizadas en el tambor TR-401 registradas en el sistema de gestión SAP, implementado en Pequiven. Ver figura 83



Figura 83: Resumen de grietas reparadas y año de reparación.

Fuente: Sistema integral de gestión SAP R730, Pequiven Morón

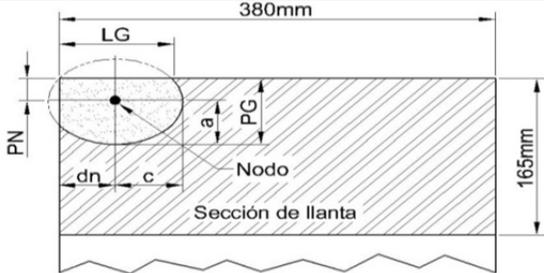
Para estimar los tamaños de grietas reparados en el año 2013, tomando como punto de inicio de operación el año 2006, se simuló la propagación para tamaños de grietas con longitudes de 80 y 50 mm.

Es importante resaltar que, que durante el periodo de 8 años, comprendido entre el año 2006 hasta el año 2013, no necesariamente el tambor trabajó en condiciones extremas, ya que luego de la reparación del año 2006, este quedó en óptimas condiciones de trabajo. En tal sentido, se asumió que el tambor TR-401 haya trabajado en condiciones extremas, al menos la mitad de este periodo. Por lo tanto se tomó como periodo de trabajo en condiciones extremas la cantidad de 4 años el cual es la mitad del periodo desde el 2006 hasta el 2013.

Es importante mencionar que las simulaciones están realizadas asumiendo que el material es isotrópico y la iniciación de fatiga debajo de la superficie, obedece a un fenómeno aleatorio, ya que la distribución de discontinuidades, incrustaciones o contaminantes en el material es igualmente, aleatorio. Por otra parte, se pudiera asumir que ocurren cambios microestructurales en los granos que forman la estructura metálica del material, cambiando sus propiedades físicas (Pandkar, 2014); luego de varios cientos de ciclos de carga, específicamente en los puntos de máximo esfuerzo cortante. Este fenómeno también obedece a un proceso de ocurrencia aleatoria por lo que puede aparecer en cualquier punto que cumpla con el criterio de Dang Van y donde se desarrollen esfuerzos cortantes máximos.

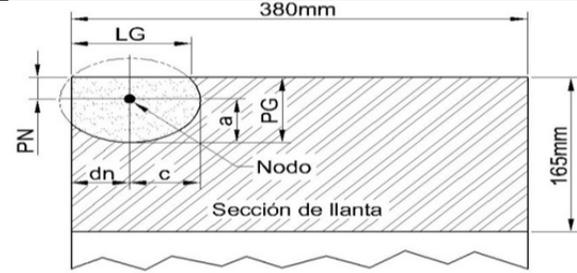
Los cálculos de nucleación y propagación de grietas mediante simulación para longitudes de grietas reparadas mostradas en la figura 4.50, se muestran en las tablas 21, 22 y 23. En ella se asume condiciones extremas de trabajo.

Tabla 21: Validación de resultado para longitud de grieta reparada de 50mm. DAF= 2

				
				<p>Donde:</p> <p>LG: Longitud de grieta superficial</p> <p>PN: Profundidad de nodo</p> <p>PG: Profundidad de grieta</p> <p>dn: Distancia lateral entre nodo y cara de llanta</p> <p>a: Longitud vertical de grieta</p> <p>c: Longitud horizontal de grieta</p> <p>Grieta con perfil elíptico. $c=1.25a$</p>
Cruce de rodillos (mm)	Longitud de grieta LG (mm)	Prof. de grieta(mm)	Total de ciclos	Tiempo en años
0.00	50	0.00	-	-
0.50		37.37	3.42E+07	24.11
1.00		36.09	3.40E+06	2.39
1.50		35.01	1.43E+06	1.01
2.00		35.03	9.93E+05	0.70
		32.90	5.64E+06	3.97
		26.81	5.35E+06	3.77
2.50		22.57	2.16E+07	15.21
		35.05	7.92E+05	0.56
		32.14	2.51E+06	1.77
		26.82	3.01E+06	2.12
		20.74	3.48E+06	2.45
		14.65	3.39E+06	2.39
3.00		10.41	3.25E+06	2.29
		34.14	7.63E+05	0.54
	31.38	1.63E+06	1.15	
	25.29	1.61E+06	1.13	
	20.75	2.42E+06	1.71	
	14.66	2.50E+06	1.76	
		8.57	2.30E+06	1.62

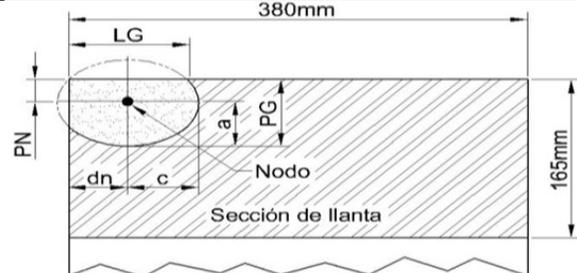
Las celdas en amarillo indican las condiciones que más se asemejan a lo observado en planta

Tabla 22: Validación de resultado para longitud de grieta de 80mm reparada. DAF= 2

				
		Donde:		
		LG: Longitud de grieta superficial		
		PN: Profundidad de nodo		
		PG: Profundidad de grieta		
		dn: Distancia lateral entre nodo y cara de llanta		
		a: Longitud vertical de grieta		
		c: Longitud horizontal de grieta		
		Grieta con perfil elíptico. $c=1.25a$		
Cruce de rodillos (mm)	Longitud de grieta LG (mm)	Prof. de grieta(mm)	Total de ciclos	Tiempo en años
0.00	80	0.00	-	-
0.50		61.37	5.84E+07	41,12
1.00		60.09	4.86E+06	3,43
1.50		59.01	1.68E+06	1,18
2.00		59.03	8.45E+05	0,78
		56.90	3.24E+06	6,19
		50.81	4.56E+06	6,48
		46.57	5.95E+06	40,52
2.50		59.05	8.45E+05	0.60
		56.14	3.24E+06	2.28
		50.82	4.56E+06	3.22
		44.74	5.95E+06	4.19
3.00		38.65	6.92E+06	4.88
		34.41	3.36E+07	23.68
		58.14	7.90E+05	0.56
		55.38	1.87E+06	1.32
		49.29	1.88E+06	1.32
		44.75	3.66E+06	2.58
		38.66	4.36E+06	3.07
		32.57	5.04E+06	3.55
28.33	2.09E+07	14.70		

Las celdas en amarillo indican las condiciones que más se asemejan a lo observado en planta

Tabla 23: Simulación para longitud de grieta reparada de 150mm. DAF= 2

				
			Donde: LG: Longitud de grieta superficial PN: Profundidad de nodo PG: Profundidad de grieta dn: Distancia lateral entre nodo y cara de llanta a: Longitud vertical de grieta c: Longitud horizontal de grieta Grieta con perfil elíptico. $c=1.25a$	
Cruce de rodillos (mm)	Longitud de grieta LG (mm)	Prof. de grieta(mm)	Total de ciclos	Tiempo en años
0.00		0.00	-	-
0.50		117.37	1.15E+08	80.82
1.00		116.09	8.29E+06	5.84
1.50		115.01	2.27E+06	1.60
2.00	150	115.03	1.35E+06	0.95
		112.90	1.61E+07	11.38
		106.81	1.82E+07	12.83
		102.57	1.41E+08	99.57
2.50	150	115.05	9.68E+05	0.68
		112.14	4.94E+06	3.48
		106.82	8.20E+06	5.78
		100.74	1.17E+07	8.25
3.00	150	94.65	1.52E+07	10.69
		90.41	1.04E+08	73.58
		114.14	8.53E+05	0.60
		111.38	2.44E+06	1.72
		105.29	2.51E+06	1.77
		100.75	6.55E+06	4.62
		94.66	8.68E+06	6.12
88.57	1.14E+07	8.06		
		84.33	7.66E+07	53.99

Las celdas en amarillo indican las condiciones para generación de grietas de 150mm en condiciones extremas

De los resultados obtenidos en las tablas, se determinó la diferencia entre lo simulado y lo encontrado en planta, generándose la tabla 24.

Tabla 24: Diferencia porcentual entre lo simulado y lo reparado

Longitud de Grieta superficial (mm)	Periodo de operación en condiciones extremas (años)	Periodo determinado por simulación en años DAF= 2	Diferencia %
50	4	3,97	1,00%
80	4	4,19	4,75%

Con respecto a la tabla 23, los valores resaltados en amarillo representan las condiciones en las cuales se desarrollarían grietas de 150 mm en la llanta durante un periodo de trabajo de 4 años de condiciones extremas. La posibilidad de ocurrencia de este evento depende de la probabilidad de que alguna inclusión, defecto, contaminante o cambio microestructural coincida con la ubicación de estos puntos, a partir del cual se produce la nucleación y propagación de grietas.

CAPÍTULO V

ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

En esta sección, se analizaron los datos obtenidos de las simulaciones y que están resumidos en las tablas mostradas en el desarrollo de la investigación.

En las tablas 8 y 9 se observa la transformación de esfuerzos elásticos a esfuerzos elasto-plásticos. Para el acero AISI-1045, la resistencia a la fluencia en cortante es de 222,78 MPa, el cual es el 58% de la resistencia a la fluencia, cuyo valor es 384,11 MPa para el AISI-1045. Como se puede ver en las tablas 8 y 9, los valores elasto-plásticos obtenidos están por encima de 222,78 MPa. Este detalle indica que hay fluencia en el material; sin embargo no se ha llegado al punto de resistencia última en cortante $S_{us} = 492,6 \text{ MPa}$, que es el 75% de la resistencia última en tracción del metal ($S_{ut} = 656,81 \text{ MPa}$), desarrollándose un endurecimiento del material.

En la tabla 10 se muestra el número de ciclos para que se produzca la nucleación en los puntos donde se desarrolla el mayor esfuerzo cortante y que cumplen el criterio de Dang Van, en condiciones de trabajo óptimas. Igualmente se puede observar que para cruces de rodillos entre 0mm y 1mm, no se van a producir nucleación de grietas. A partir de un cruce igual o mayor a 1,10 mm se comienza a dar las condiciones para la nucleación de grieta. Se deduce también que a mayor

cruce de rodillo, mayor es la cantidad de puntos donde se producirán la nucleación de grietas.

En la tabla 11 se muestran los números de ciclos para que se produzca la nucleación de grietas en los puntos donde el esfuerzo cortante es máximo y cumplen con el criterio de Dang Van, en condiciones de trabajo severas. Para un cruce de rodillo nulo, no hay nucleación de grieta; sin embargo este valor no es usado en la alineación del TR-401. A partir de 0,50 mm de cruce de rodillo, comienzan a aparecer las condiciones para que se produzcan nucleaciones de grietas debajo de la superficie de la llanta. Igualmente cabe destacar que el número de puntos para fatiga es mayor en condiciones severas de trabajo, que en condiciones óptimas de trabajo.

En las tablas 12 y 13 se muestran los valores de esfuerzos normal máximo y mínimo que se desarrollan en los puntos donde hay nucleación de grietas como consecuencia de la flexión que sufre la llanta durante su operación. Acá se observa que a mayor profundidad, menor es el esfuerzo de tracción o compresión generado. En ambas tablas se muestran condiciones óptimas y condiciones severas de trabajo, respectivamente.

En la tabla 14 y 15 se observan el número de ciclos para que la grieta alcance la superficie de la llanta en condiciones óptimas y condiciones extremas de trabajo, respectivamente. En la tabla 14 hay un rango de cruce de rodillos que van desde 0mm hasta 1 mm en los que no hay nucleación. Mientras que la tabla 15, este rango no

existe, debido a los altos esfuerzos que se generan motivadas a las condiciones severas de trabajo.

En la tabla 16 y 17 se observa el número de ciclos, expresado también en años, para que la grieta alcance longitudes críticas. Para interpretar estos valores, se hizo la semejanza en que la llanta es una viga que está sometida a esfuerzos de flexión. Estos esfuerzos de flexión producen momentos flectores que generan esfuerzos normales a la sección transversal de la llanta, y es máximo en la superficie y cero en el eje neutro de dicha sección. Por ende, los puntos donde ocurre la nucleación, están debajo de la superficie de la llanta y los esfuerzos de tracción en dichos puntos, van disminuyendo a medida que su profundidad es mayor. Por consiguiente, a menor esfuerzo de tracción, el número de ciclos para alcanzar una determinada longitud de grieta es mayor. De estas tablas se observa que a mayor cruce del rodillo radial, la velocidad de propagación de la grieta es mayor. En condiciones óptimas, hay un rango de cruce de rodillos en los que no hay nucleación ni propagación de grietas. En condiciones severas, no hay dicho rango y siempre se va a producir nucleación y propagación de grieta,

En la tabla 18 y 19 se muestran la tasa de falla potencial y funcional obtenida mediante simulación, usando como criterio la regla 20-80-150. En esta tabla se toma como punto de referencia, el nodo más cercano a la cara lateral de la llanta y se asume que es partir de allí que va a comenzar la nucleación y propagación de la grieta. En la tabla 18 se muestra los valores para condiciones óptimas de trabajo y en la tabla 19 los valores para condiciones extremas de trabajos. En condiciones óptimas

existe un rango de trabajo que va desde 0mm hasta 1 mm de cruce de rodillo en el cual no va a ver nucleación ni propagación de grietas. En condiciones extremas de trabajo, este rango no existe; no hay nucleación con un cruce neutro, lo cual no es usado en este equipo. En ambos casos, una vez alcanzado la condición para nucleación y propagación de grietas, a mayor cruce de rodillos, la tasa de falla es mayor. Para condiciones extremas de trabajo, la tasa de falla es mayor comparada contra condiciones de trabajo óptimas.

En la tabla 20 se hace la comparación entre el tiempo necesario para que se desarrolle una grieta de 7,5 mm sobre la superficie. La diferencia entre ambos tiempos es del 5,46%. La diferencia que existe entre ambos valores, se puede atribuir al hecho que durante el funcionamiento del tambor, las llantas sufren desgaste y el área de contacto cambia a medida que el equipo opera.

En las tabla 21, 22 y 23 se muestran el número de ciclos para que se desarrollen varias longitudes, entre las cuales están: 50, 80 y 150 mm respectivamente, en la superficie de la llanta. Estas grietas son comparadas con grietas reparadas en el año 2013 y se formaron durante un periodo de 8 años aproximadamente. Para la simulación se consideró condiciones extremas de trabajo durante un periodo operación efectiva de 4 años, el cual es la mitad del periodo 8 años, asumiendo que al menos durante la mitad de este tiempo, el equipo operó en condiciones extremas de trabajo. En dichas tablas se muestran una serie de datos que corresponden a nodos en donde se van a dar las condiciones para que se produzca nucleación y propagación de grietas, mostrando el número de ciclos para alcanzar las

longitudes antes mencionadas. La ocurrencia de estas grietas dependen de la cantidad de impureza, incrustaciones, microporos, etc; que estén presentes en la estructura metalográfica del metal de la llanta. Por la naturaleza aleatoria de la distribución de estas discontinuidades, se presentan todas las posibilidades de ocurrencia de grietas y su semejanza con la realidad se plasma en la tabla 24.

En la tabla 23 se observa todas las condiciones posibles que pudieran darse para que un grieta de 150mm de longitud, se desarrolle en la llanta; indicando su ubicación, profundidad y número de ciclos. Esto con la finalidad de explicar la reparación de una grieta de 150 mm en el año 2005

En la tabla 24 se muestra la diferencia porcentual entre las grietas simuladas de 50 y 80 mm de longitud contra las grietas reparadas en el año 2013, como parte de la validación de los resultados obtenidos.

Los resultados de esta investigación se resumen en las imágenes 84 y 85, en donde se observa la relación entre la tasa de falla por formación de grietas y el cruce de rodillos para condiciones óptimas y condiciones críticas del tambor TR-401

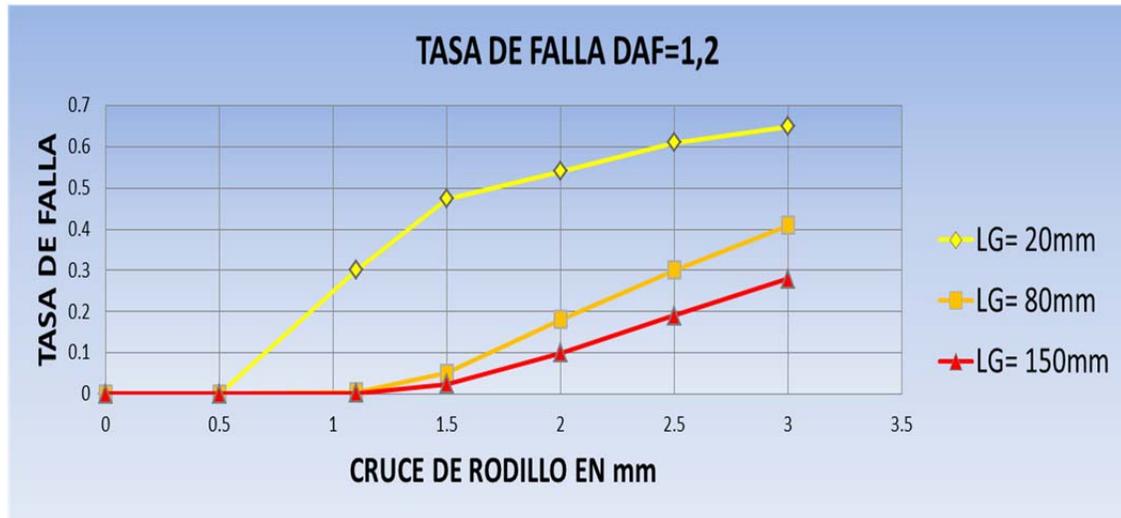


Figura 84: Tasa de falla versus cruce de rodillos en tambor rotativo TR-401 para condiciones óptimas de trabajo DAF=1,2. Falla potencial con grietas de 20mm; Falla funcional con grietas de 80mm y parada de emergencia con grietas de 150mm.

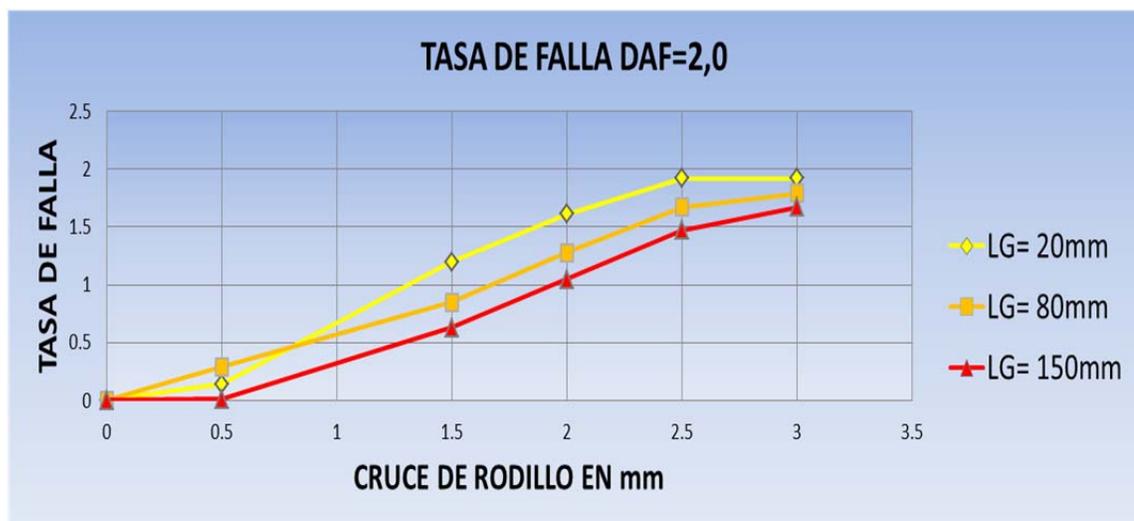


Figura 85: Tasa de falla versus cruce de rodillos en tambor rotativo TR-401 para condiciones críticas de trabajo DAF=2. Falla potencial con grietas de 20mm; Falla funcional con grietas de 80mm y parada de emergencia con grietas de 150mm.

CAPÍTULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

La principal variable que genera falla por contacto rodante en la llanta del TR-401, es el cruce de los rodillos radiales. No solo el efecto de cruzar el rodillo genera altos esfuerzos de contacto; también son generados cuando la llanta comienza a tener movimientos de alabeo como consecuencia en el desgaste de las zapatas que la sostienen. Este proceso de alabeo es semejante al hecho de cruzar un rodillo radial más allá de 3mm.

El modelo matemático planteado por Smith-Watson and Tooper para estimar la nucleación de grietas en base a esfuerzos cortantes ; y los modelos planteados por Maziarz y otros, (1992) y por N'Pugno y otros, (2006) para el crecimiento de grieta mediante la ecuación de Paris, predicen con un error menor al 20% el tiempo de formación de grietas de tamaños variables.

Las tasas de falla obtenidas mediante simulación dan indicios sobre las condiciones en las que se debe operar el TR-401. Para condiciones óptimas, el cruce de rodillo no debe superar 1 mm de cruce; y de ocurrir, saber en qué

momento parar el equipo para inspeccionar, estimando el tamaño de la grieta que se va a encontrar. Por otra parte se debe procurar operar el equipo en condiciones óptimas de trabajo, para evitar tener tasas de fallas más altas.

Los resultados obtenidos mediante la simulación tienen una diferencia menor al 20% con respecto a los datos observados y registrados en el TR-401, haciendo confiable los resultados simulados.

RECOMENDACIONES

Generar un programa que permita predecir la trayectoria y el tiempo de propagación en modo II de las grietas que se propagan debajo de la superficie del contacto rodante. Esto permitirá tener una mejor idea del número de ciclos para alcanzar la superficie cuando no haya momentos flectores y solo contacto rodante puro.

Rediseñar el sistema de fijación actual de los rodillos radiales por otro que evite la concentración de esfuerzos en las puntas de la llanta. Este sistema ya ha sido implementado en otros países dando resultados satisfactorio. Consiste en que la base del rodillo radial es perpendicular a la línea que une los centros de rotación de la llanta y el rodillo radial. Este sistema evitaría el contacto en las esquinas de la llanta con el rodillo radial. Ver figura 84

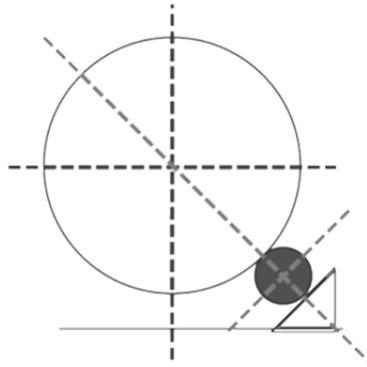


Figura 86: Rodillo radial de base inclinada

Fuente: R. Worth, (2003)

Se recomienda hacer uso de barras de grafito de menor dureza a las actuales para lubricar las llantas y rodillos radiales, ya que el proceso de desgaste que se observa en las llantas obedece a que no hay suficiente lubricación entre ambas superficies. Igualmente, no utilizar aceite u otro líquido lubricante entre llanta y rodillo, esto tiende a generar problemas de inestabilidad en el equipo al aumentar el crecimiento de grietas existentes por efectos de la presión hidrostática generada.

Se recomienda seguir el siguiente plan de inspección: Con una frecuencia anual o interanual, hacer inspección visual al 100 % de la superficie de la llanta. Si se observan desprendimientos de material, se deberá hacer una inspección con tintas penetrantes a fin de identificar grietas y poros. De existir grietas muy cercanas entre sí, con tendencia a unirse, se hará inspección con ultrasonido para verificar la extensión y profundidad de defectos internos o externos, tales

como socavaciones, poros o grietas; aunque sean incipientes, en el área de rodadura, cara interna o laterales. Si se llega a encontrar defectos en el caso de socavaciones o grietas no mayores a 20 mm de longitud, se debe proceder a identificar y marcar su posición exacta y hacerles seguimiento hasta la próxima parada de planta, la cual pudiera ser dentro de 1 año o menos. Si durante la siguiente inspección, luego del año, las grietas o poros presentan un crecimiento cercano o mayor al 400% (hasta 80 mm) de su tamaño anterior registrado, se debe iniciar la programación para reparar en la próxima parada de mantenimiento mayor. Si se observan fisuras internas o externas, en sentido radial y longitudinal en la llanta, con longitudes mayores a 150 mm se debe parar y efectuar su reparación inmediata.

Se recomienda mantener el equipo perfectamente alineado, cruzando los cuatro rodillos y no solo uno. Se debe evitar en lo posible el alabeo y la migración excesiva de la llanta. El alabeo incrementan los esfuerzos de contacto entre la llanta y el rodillo radial, dando el efecto de sobrepasar el cruce en más de 1,5mm. La realineación del equipo, se debe efectuar con una frecuencia de cada 6 meses.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Arias, F. (2009). *El proyecto de investigación. Introducción a la metodología científica*. Caracas-Venezuela: Epistense.
- Barceló, J. (1996). *Simulación de sistemas discreto*. España: Isdefe.
- Bormetti, E., Donzella, G., & Mazzu, A. (2002). Surface and subsurface cracks in rolling contact fatigue of hardened components. *Tribology transactions*, 274-283.
- Budynas, R., & Nisbett, K. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. Distrito Federal, México: McGraw Hill Interamericana.
- Comite Europeo de Normalización. (Noviembre de 2017). Mantenimiento: Terminología del mantenimiento. *Norma EN 13306*.
- D. Systèmes. (2016). *Abaqus theory guide*. Vélizy-Villacoublay, Francia: 3DExperience.
- El Sayed, H., Lofty, M., El din Zohny, H., & Riad, H. (2017). Prediction of fatigue crack initiation life in railheads using finite element analysis. *Ain Shams Engineering Journal*, 1-14.
- Fajdiga, G., & Sraml, M. (2009). Fatigue crack initiation and propagation under cyclic contact loading. *Engineering Fracture Mechanics*, 1320-1335.
- Francis Bonnen, J. (1998). *Multiaxial fatigue response of normalized 1045 steel subjected to periodic overloads: Experiments and analysis*. Ontario, Canada: University of Waterloo.
- Garrido, A. (2010). *Estudio de defectología en ruedas ferroviarias*. Madrid: Carlos III de Madrid.
- Herbert, H. (09 de Noviembre de 2005). *Web del profesor*. Recuperado el 21 de Abril de 2017, de <http://webdelprofesor.ula.ve/ingenieria/hhoeger/simulacion/>
- Jhonson, K. (1989). *Resistencia superficial en contacto rodante*. Massachusetts, USA: SAGE.

- Kim , T. Y., & Kim, H. K. (2014). Three-dimensional elastic-plastic finite element analysis for wheel-rail rolling contact fatigue. *International Journal of Engineering and Technology*, 1593-1600.
- Maziarz, M., & Tasak, E. (1992). Case study of fatigue failures in the support rings of cement kiln. *International Journal of fatigue*, 84-90.
- Mora, A. (2009). *Mantenimiento. Planeación, ejecución y control*. Ciudad de México: Alfa Omega.
- Nava D., J. (2009). *Teoría de mantenimiento fiabilidad*. Mérida, Merida, Venezuela: Universidad de los Andes.
- Norton, R. L. (2011). *Diseño de máquinas*. Nacalpan: Prentice Hall.
- Nowlan, F. S. (1978). *Mantenimiento centrado en confiabilidad*. California: Departamento de comercio de los Estados Unidos de America.
- Pandkar, A., Nagaraj, A., & Ghatu, S. (2014). Microstructure-sensitive accumulation of plastic strain due to ratcheting in bearing steel subject to rolling contact fatigue. *International Journal Fatigue*, 191-202.
- Peixoto, D., Ferreira, L., & de Castro, P. (2012). The Dang Van criterion for fatigue design. *Material Science Forum*, (págs. 555-561). Portugal.
- Pérez, N. (2004). *Fracture Mechanics*. Boston: Kluwer Academic Publishers.
- Phillips, K. S. (2005). *Manual de mantenimiento de tambores rotativos*. Sioux City.
- PSmotion. (s.f.). *CAD Designed to move*. Recuperado el primero de Agosto de 2018, de <http://mechdesigner.support/index.htm?welcome-to-mechdesigner-help.htm>
- Pugno, N., Ciavarella, M., Cornetti, P., & Carpinteri, A. (2006). A generalized Paris' law for fatigue crack growth. *Journal of mechanics and physics of solids*, 1333-1349.
- Richard L., W. J. (2003). Trunnion Adjustment. *TRUNNIONS*, 44.
- Rosal, L., & Santos, Z. (2001). *Determinación de la ecuación elastoplástica del acero 1045 tratado térmicamente y con recubrimiento superficial*. Universidad Central de Venezuela. Caracas: Producción Intelectual UCV.
- Sabino, C. (2002). *El proceso de investigación*. Buenos Aires: Limusa.
- Sáenz, L. (2009). *Fenómenos de creep y fatiga y sus aplicaciones en la industria*. Valencia.

- Sexto, L. F. (15 de Mayo de 2017). *Radical Mangement*. Obtenido de <http://planetrams.iusiani.ulpgc.es/?author=349&lang=es>
- Suarez, D. (2001). *Guía Teórico – Práctico Mantenimiento Mecánico*. Puerto La Cruz: Universidad de Oriente.
- Suresh, S. (1998). *Fatigue of materials*. Masachusets, Ohio, USA: Cambridge university press.
- Van Dyk, B., Dersch, M. S., Edwards, R. J., Ruppert, C. J., & Barkan, C. P. (2013). Evaluation of dynamic and impact wheel load factor and their application for design. *RAILTEC*, 4-5.
- Yiping, S., Songlai, W., Xuejun, L., & B.S., D. (2009). Life prediction for rolling contact fatigue crack initiation of kiln wheels. *Engineering Sciences*, 58-64.

ANEXOS

ANEXO A

Validación de software mediante comparación de resultados entre elementos finitos y solución analítica usando teoría de Hertz

Tabla A1: Datos de entrada para el cálculo de esfuerzos de contacto entre llanta y rodillo radial mediante teoría de Hertz

Fuerza (New)=	1352227.67
Ø cilindro #1 (m)=	9.60E-01
Módulo de Poisson v1=	0.3
Modulo de elasticidad E1(Pa)	2.03E+11
Ø cilindro #2 (m)=	4.21E+00
Módulo de Poisson v2=	0.3
Modulo de elasticidad E2(Pa)	2.03E+11

Tabla A2: Comparación de resultados entre ambos métodos

PARAMETRO	ANALITICO	ANÁLISIS ELEMENTO FINITO ABAQUS
<i>Max. esfuerzo de Von Mises (Mpa)</i>	316.67	318.75
<i>Max. Presión de contacto (Mpa)</i>	568.53	568.80
<i>Max. Esfuerzo cortante (MPa)</i>	170.56	171.93
<i>Principal Stress S11 (Mpa)</i>	-568.53	-567.92
<i>Principal Stress S22 (Mpa)</i>	-568.53	-568.85
<i>Principal Stress S33 (Mpa)</i>	-341.12	-341.02

Anexo B: Gráficos de contorno con resultados de esfuerzo de contacto para validación de software mediante teoría de Hertz

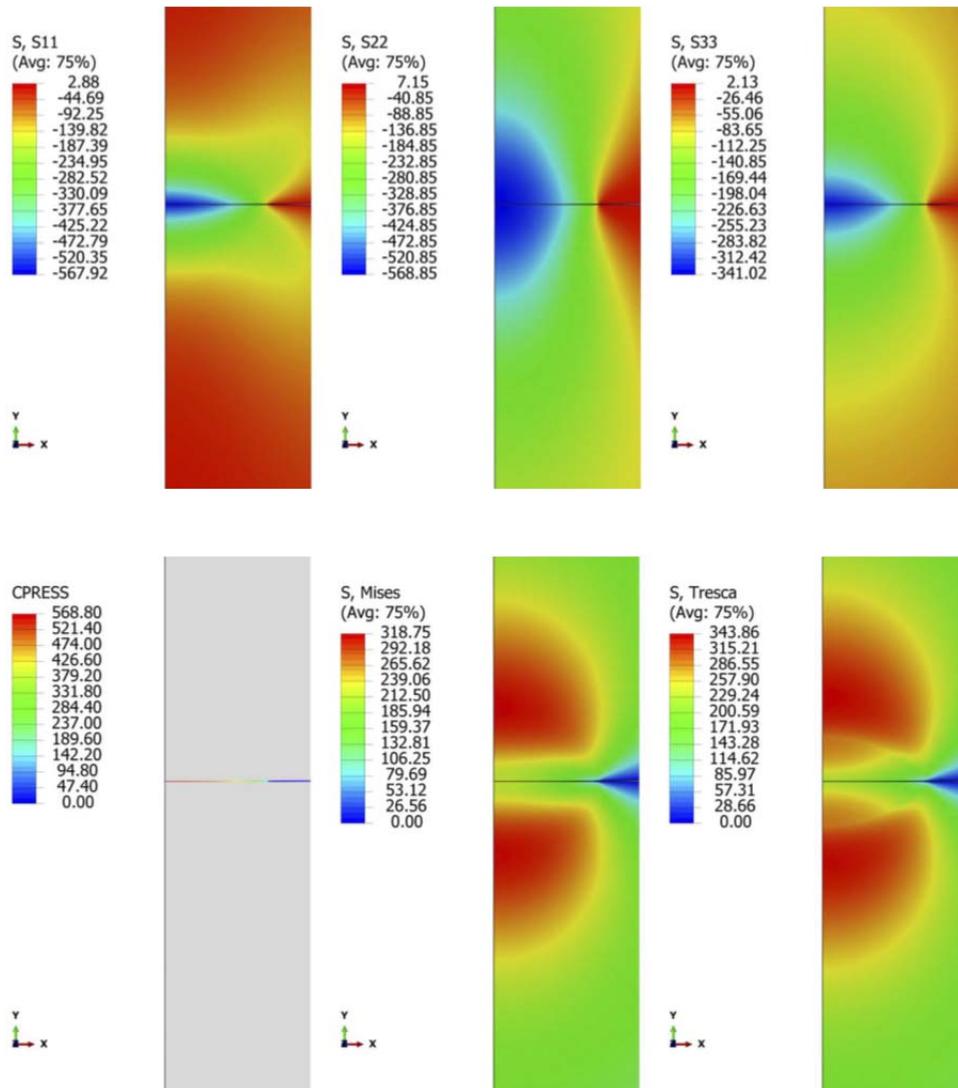


Figura A1: Gráfico de contorno para validación de software mediante teoría de contacto de -hertz

ANEXO C: Código de programa en matlab para la resolución de ecuación de NEUBER`s

```

%Esta rutina proporciona la raiz mediante el método de bisección de una
%función externa, llamada a partir de esta ubicación
%y=(-1)*(dse^2)/E+(x.^2)/E+2*x.*(x./(2*kp)).^(1/np)
clc;
a=0;
b=5000;
E=203e3;
dse=input('Introduzca la amplitud del máximo esfuerzo elastico, en MPa, ');
kp=input('Introduzca el valor del coeficiente de esfuerzo cíclico en MPa, K', ');%1480 MPa
np=input('Introduzca el exponente de endurecimiento por deformación cíclica, adimensional, ');%0.221
tol=1e-3;
iter=0;
xm=(b-a)/2;
error=abs(b-a);
vector=[iter,a,b,xm,error,tol];
if fneuber(a,E,dse,kp,np)*fneuber(b,E,dse,kp,np)<0
    disp(' ');
    disp('Hay una raiz en el intervalo dado [a,b]');
    disp(' ');
    disp('ITERACION    A    B    XM    ERROR    TOL');
    disp(vector)
    while error>=tol
        iter=iter+1;
        xm=(a+b)/2;
        if fneuber(a,E,dse,kp,np)*fneuber(xm,E,dse,kp,np)<0
            b=xm;
        else
            a=xm;
        end
        error=abs(b-a);
        vector=[iter,a,b,xm,error,tol];
        disp(vector)
    end
else
    disp(' ');
    disp('No hay raiz en el intervalo introducido');
    disp(' ');
    disp('Fin del programa');
    break
end
dsr=xm;
der=(dse^2)/(E*dsr);
disp('La amplitud de esfuerzo elasto-plastico es, ');
display(xm);
disp('La amplitud de la deformación elastoplastico es, ');
display(der);
disp('Fin del programa')

```

ANEXO D: Código de programa en matlab para la resolución de ecuación de Smith-Watson and Tooper en esfuerzos normales

```

%Esta rutina proporciona la raiz mediante el método de bisección de una
%función externa, llamada a partir de esta ubicación
%La función llamada es funcion_swt.m que contiene
% $y = (-1) * dsr * der / 2 + fsc * fdc * (2 * Nf)^{(b+c)} + ((fsc^2) / E) * (2 * Nf)^{(2*b)}$ 
clc;
a=input('Introduzca el valor menor del intervalo a buscar, ');
b=input('Introduzca el valor mayor del intervalo a buscar, ');
E=input('Introduzca modulo de elasticidad, E en MPa, ');
dsr=input('Introduzca la amplitud del máximo esfuerzo principal máximo real, en MPa, ');
der=input('Introduzca la deformación principal máxima real, ');
fdc=input('Introduzca el coeficiente de ductilidad a la fatiga, ');%0.7325
fsc=input('Introduzca el coeficiente de esfuerzo a fatiga, en MPa, ');%1580MPa
fseb=input('Introduzca el exponente de esfuerzo a fatiga (b), ');%0.136
fdec=input('Introduzca el exponente de ductilidad a fatiga (c), ');%0.566
tol=input('Introduzca el valor de la tolerancia de error, tol, ');%0.001
iter=0;
xm=(b-a)/2;
error=abs(b-a);
vector=[iter,a,b,xm,error,tol];
if funcion_swt( a,dsr,der,fdc,fsc,E,fseb,fdec)*funcion_swt( b,dsr,der,fdc,fsc,E,fseb,fdec)<0
    disp(' ')
    disp('Hay una raiz en el intervalo dado [a,b]')
    disp(' ')
    disp('ITERACION   A       B       XM       ERROR   TOL')
    disp(vector);
    while error>=tol
        iter=iter+1;
        xm=(a+b)/2;
        if funcion_swt( a,dsr,der,fdc,fsc,E,fseb,fdec)*funcion_swt( xm,dsr,der,fdc,fsc,E,fseb,fdec)<0
            b=xm;
        else
            a=xm;
        end
        error=abs(b-a);
        vector=[iter,a,b,xm,error,tol];
        disp(vector)
    end
else
    disp(' ')
    disp('No hay raiz en el intervalo introducido')
    disp(' ')
    disp('Fin del programa')
    break
end
disp(['El número de ciclos para iniciar la fatiga, es ',num2str(xm)]);
disp('Fin del programa')

```

ANEXO E: Código de programa en matlab para la resolución de ecuación de Neuber en esfuerzos cortantes

```

%Esta rutina proporciona la raiz mediante el método de bisección de una
%función externa, llamada a partir de esta ubicación
%y=(-1)*(dse^2)/G+(x.^2)/G+2*x.*(x./(2*kp)).^(1/np)
clc;
a=0;
b=5000;
G=input('Introduzca el módulo de rigidez, G, en MPa, ');%Modulo de rigidez 78.68e3
dse=input('Introduzca la amplitud del máximo esfuerzo cortante, elastico, en MPa, ');
kp=input('Introduzca el valor del coeficiente de esfuerzo cíclico en cortante en MPa, KSO', ');%756.8
np=input('Introduzca el exponente de endurecimiento por deformación cíclica en cortante, n´o,
adimensional, ');%0.221
tol=1e-3;
iter=0;
xm=(b-a)/2;
error=abs(b-a);
vector=[iter,a,b,xm,error,tol];
if fneuber(a,G,dse,kp,np)*fneuber(b,G,dse,kp,np)<0
    disp(' ');
    disp('Hay una raiz en el intervalo dado [a,b]');
    disp(' ');
    disp('ITERACION    A    B    XM    ERROR    TOL');
    disp(vector)
    while error>=tol
        iter=iter+1;
        xm=(a+b)/2;
        if fneuber(a,E,dse,kp,np)*fneuber(xm,E,dse,kp,np)<0
            b=xm;
        else
            a=xm;
        end
        error=abs(b-a);
        vector=[iter,a,b,xm,error,tol];
        disp(vector)
    end
else
    disp(' ')
    disp('No hay raiz en el intervalo introducido');
    disp(' ');
    disp('Fin del programa');
    break
end
dsr=xm;
der=(dse^2)/(E*dsr);
disp('La amplitud de esfuerzo cortante elasto-plastico es, ');
display(xm);
display('La amplitud de la deformación en cortante elasto-plastica, es, ')
display(der); disp('Fin del programa')

```

ANEXO F: Código de programa en matlab para la resolución de ecuación de Smith-Watson and Tooper en esfuerzos cortantes

```

%Esta rutina proporciona la raiz mediante el método de bisección de una
%función externa, llamada a partir de esta ubicación
%La función llamada es funcion_swt_cortante.m que contiene
clc;
a=input('Introduzca el valor menor del intervalo a buscar, ');
b=input('Introduzca el valor mayor del intervalo a buscar, ');
G=input('Introduzca modulo de G, en MPa, ');%78.68e3MPa
dsr=input('Introduzca la amplitud del esfuerzo máximo normal al plano crítico, elastoplastico, en MPa, ');%dsr, delta sigma real
der=input('Introduzca la amplitud de la deformación maxima normal al plano crítico, elastoplástica, ');%der, delta epsilon real
dt=input('Introduzca la amplitud del esfuerzo cortante máximo elasto-plastico, en MPa, ');%(dsr: delta tau real)
dg=input('Introduzca la deformación principal máxima real, '); %(dgr: delta gamma real)
fdcc=input('Introduzca el coeficiente de ductilidad a la fatiga en cortante, ');%1.268
fscc=input('Introduzca el coeficiente de esfuerzo a fatiga, en MPa en cortante, ');%912.21MPa
fsebc=input('Introduzca el exponente de esfuerzo a fatiga (b) en cortante, ');%-0.136
fdecc=input('Introduzca el exponente de ductilidad a fatiga (c) en cortante, ');%-0.566
tol=input('Introduzca el valor de la tolerancia de error, tol, ');%1e-3
iter=0;
xm=(b-a)/2;
error=abs(b-a);
vector=[iter,a,b,xm,error,tol];
if funcion_swt_cortante( a,dsr,der,fdcc,fscc,G,fsebc,fdecc,dt,dg)*funcion_swt_cortante(
b,dsr,der,fdcc,fscc,G,fsebc,fdecc,dt,dg)<0
    disp(' ')
    disp('Hay una raiz en el intervalo dado [a,b]')
    disp(' ')
    disp('ITERACION    A        B        XM        ERROR        TOL')
    disp(vector);
    while error>=tol
        iter=iter+1;
        xm=(a+b)/2;
        if funcion_swt_cortante( a,dsr,der,fdcc,fscc,G,fsebc,fdecc,dt,dg)*funcion_swt_cortante(
xm,dsr,der,fdcc,fscc,G,fsebc,fdecc,dt,dg)<0
            b=xm;
        else
            a=xm;
        end
        error=abs(b-a);
        vector=[iter,a,b,xm,error,tol];
        disp(vector)
    end
else

```

```
disp(' ')
disp('No hay raiz en el intervalo introducido')
disp(' ')
disp('Fin del programa')
break

end
disp(['El número de ciclos para iniciar la fatiga, es ',num2str(xm)]);
disp('Fin del programa')
```

ANEXO G: Código de programa en matlab para las funciones usadas

Función para transformar esfuerzos elásticos en esfuerzos elasto-plásticos

```
function [ y ] = neuber( x,GE,dse,kp,np)
%x: esfuerzo elasto-plástico
%E: MODULO DE ELASTICIDAD O RIGIDEZ, dse: DELTA SIGMA elastico
%kp y np
y=(-1)*(dse^2)/GE+(x.^2)/GE+2*x.*(x./(2*kp)).^(1/np);
end
```

Función para nucleación de grieta en cortante (Smith-Watson and Tooper en cortante)

```
function [ y ] = funcion_swt_cortante( Nf, dsr,der,fdc,fsc,G,b0,c0,dt,dg)
%FUNCION TRASCENDENTAL QUE DA LAS RAICES PARA UN DETERMINADO VALOR
%DE ESFUERZO Y DEFORMACIÓN PRINCIPAL .
y=(-0.2)*dt*dg+fsc*fdc*(2*Nf).^(b0+c0)+((fsc^2)/G)*(2*Nf).^(2*b0);
%y=(-1)*dg/2+fdc*(2*Nf).^(c0)+((fsc)/G)*(2*Nf).^(b0);
%y=(-1)*(((dsr*der/2).^2+(dt*dg/4).^2).^(0.5)) + ((fsc^2)/G)*(2*Nf).^(2*b0) + fsc*fdc*(2*Nf).^(b0+c0);
%y=(-1)*(dsr*der/4+(dt*dg/4)) + ((fsc^2)/G)*(2*Nf).^(2*b0) + fsc*fdc*(2*Nf).^(b0+c0);
end
```


Anexo I: Copia de análisis de material a rodillo radial de TR-401



No: NPK-07-11	Fecha de Solicitud: 19/06/2007
Código:	Fecha de Entrega : 20/06/2007
Planta: Granulados NPK	
Equipo: Tambor Secador	Siglas: TR-401
Parte Analizada: Ejes de los Rodillos Radiales (04 pzas)	

Equipo utilizado XMET3000	Analista M. BOCA
-------------------------------------	----------------------------

Técnica Utilizada: Aire Argón RX

RESULTADOS

Composición			Tipo de Aleación:
Fe : 98.8%	Ni : 0.00%	Cu: 0.00%	ASTM : ----
C : ----	Cr : 0.20%	Pb: ----	AISI/SAE:1045
S : ----	Mo: 0.01%	Sn: ----	DUREZA: #01: 173 HB #02: 193 HB #03: 188 HB #04: 253 HB
Mn: 0.8%	Al : ----		MAGNETICO: SI
Si : ----	Zn: ----		

Observaciones: La enumeración de los rodillos corresponde a la realizada por personal de Rotativo.

ANEXO J

Registro tomado directamente de SAP, desde su implementación donde se muestra las órdenes de mantenimiento para reparar grietas incluido el tambor TR-401.

Visualizar operaciones: Lista operaciones orden						
Orden	Op.	PstoTbjo	Texto breve operación	Ubicación técnica	Fecha ref.	
3000001854	0030	AYU-CAMP	REPARAR GRIETAS SEGUN INSPECCION	356A TR-401	19.01.2000	
3000002088	0020	PIN-CIVI	ARENAR CUÑAS Y GRIETAS DE PISTA TR-401	356A TR-401	22.12.1999	
3000002088	0050	SOL-CAMP	SOLDAR CUÑAS Y GRIETAS DAÑADAS DE PISTA	356A TR-401	22.12.1999	
3000005376	0020	SOL-CAMP	PERFORAR GRIETAS CON CHAFERTRUDE	356A TR-401	07.09.2000	
3000013621	0010	00005716	REPARAR CORREGIR GRIETA EN BANDEJA	356A ET-503B	05.09.2000	
3000020503	0010	00005716	CORREGIR GRIETAS EN SOPORTES CAMB TORNIL	356A TR-401	11.09.2000	
3000021921	0010	00005716	REPARAR GRIETAS EN PISTA LADO ESTE TR401	356A TR-401	08.09.2000	
3000028202	0010	00005716	Corregir grieta aro lado alm. TR-201	356A TR-201	13.09.2000	
3000053832	0030	00005716	Instalar cuñas y reparar grietas	356A TR-401	06.09.2005	
3000054405	0030	00005716	reparar grietas	356A TR-401	07.09.2005	
3000055822	0010	MEC-FOSF	REPARAR GRIETAS Y BAJANTE EN TR-201	356A TR-201	07.09.2005	
3000057440	0010	00005716	REPARAR GRIETAS Y BAJANTE EN TR-201 (ARO POSTERIOR)	356A TR-201	07.09.2005	
3000072136	0030	PPA-SOL	REPARAR GRIETAS	356A TR-401	29.09.2005	
3000076235	0010	SOL-CAMP	REPARAR GRIETAS EN SOPORTE CORONA TR-401	356A TR-401	24.10.2005	
3000076235	0030	SOL-CAMP	CORREGIR GRIETAS EN SOPORTES DEL TAMBOR	356A TR-401	24.10.2005	
3000076428	0010	SOL-CAMP	REPARACION DE GRIETAS TR-401	356A TR-401	19.10.2005	
3000077309	0010	MEC-FOSF	REPARAR GRIETAS Y CAMBIO DE ESPARRAGOS	356A TR-401	24.10.2005	
3000077309	0020	SOL-CAMP	REPARAR GRIETAS DE SOPORTES	356A TR-401	24.10.2005	
3000084878	0020	SOL-CAMP	SOLDAR GRIETAS	356A	24.10.2005	
3000103194	0080	SOL-CAMP	REPARAR GRIETAS EN BASE DE CAJA	356A TR-401	05.01.2006	
3000104948	0080	SOL-CAMP	CORREGIR GRIETAS EN EL TAMBOR	356A TR-401	23.08.2006	
3000105545	0110	SOL-CAMP	CORREGIR GRIETAS EN EL TAMBOR	356A TR-401	24.08.2006	
3000106157	0120	SOL-CAMP	CORREGIR GRIETAS EN EL TAMBOR	356A TR-401	31.03.2006	
3000107405	0040	MEC-FOSF	INSPECCIONAR ZONA DE GRIETAS	356A TR-401	30.08.2006	
3000107405	0050	SOL-CAMP	CORREGIR GRIETAS	356A TR-401	30.08.2006	
3000108497	0100	MEA-TALL	PERFORAR TERMINAL DE GRIETAS	356A TR-401	02.05.2006	
3000108497	0110	SOL-CAMP	CORREGIR GRIETAS Y SOLDAR SOPORTES EN EL	356A TR-401	02.05.2006	
3000109484	0060	SOL-CAMP	CORREGIR GRIETAS	356A TR-201	31.05.2006	
3000110995	0040	SOL-CAMP	CORREGIR GRIETAS	356A TR-401	03.07.2006	
3000111704	0060	SOL-CAMP	CORREGIR GRIETAS	356A TR-401	03.07.2006	
3000113244	0060	SOL-CAMP	CORREGIR GRIETAS	356A TR-401	31.08.2006	
3000114089	0080	SOL-CAMP	CORREGIR GRIETAS	356A TR-401	20.12.2006	
3000114382	0030	00005715	ARMAR ANDAMIOS PARA CORREGIR GRIETAS	356A TR-401	27.12.2006	
3000114382	0080	SOL-CAMP	SOLDAR GRIETAS EN FAJA Y SOPORTES DE CRE	356A TR-401	27.12.2006	
3000114993	0030	00005715	ARMAR ANDAMIOS PARA CORREGIR GRIETAS	356A TR-401	27.12.2006	
3000145727	0030	SOL-CAMP	COLOCAR CARTELAS O SOLDAR GRIETAS SI ES	356A TR-401	14.11.2007	
3000159290	0070	SOL-CAMP	SOLDAR GRIETA	356A TR-201	29.07.2008	
3000159290	0080	AYU-CAMP	LDAR AREA DE GRIETA	356A TR-201	29.07.2008	
3000160544	0020	SOL-CAMP	SOLDAR GRIETA EN ARO	356A TR-201	11.09.2008	
3000160544	0030	AYU-CAMP	SOLDAR GRIETA EN ARO	356A TR-201	11.09.2008	
3000162815	0040	SOL-CAMP	Reparar Grietas	356A SC-601	09.11.2009	
3000163985	0030	SOL-CAMP	SOLDAR GRIETAS EN SOPORTE CREMALLERA	356A TR-601	25.09.2009	
3000163985	0040	AYU-CAMP	SOLDAR GRIETAS EN SOPORTE CREMALLERA	356A TR-601	25.09.2009	
3000174854	0003	ALB-MTTO	CALAFATEAR GRIETAS SECCIÓN CILINDRICA	356A H-401	29.10.2010	
3000174961	0010	SOL-CAMP	CORREGIR GRIETA BAJANTE ET-101A-C/B-C	356A ET-101A-C	18.09.2009	
3000183780	0010	SOL-CAMP	HPK SI-103 CORREGIR FUGA POR GRIETA	356A SI-103	17.02.2010	
3000203743	0040	SOL-CAMP	REPARAR GRIETA EN CARCAZA	356A ET-508	25.05.2011	
3000207549	0030	SOL-CAMP	REPARAR GRIETA	356A SI-105	29.09.2011	
3000207549	0032	SOL-CAMP	REPARAR GRIETA	356A SI-105	29.09.2011	
3000209252	0140	SOL-CAMP	SOLDAR GRIETA EN ARO DE RETENCIÓN	356A TR-201	08.09.2011	
3000225070	0020	SOL-CAMP	SOLDAR GRIETA EN CARCAZA	356A ET-508	15.03.2013	
3000267760	0040	SOL-CAMP	REPARAR GRIETA EN VIGA PRINCIPAL	356A TR-401	18.11.2015	
3000301916	0040	SOL-CAMP	Soldar Grietas/Perforaciones de Tolva	CPMOR-FOSF-NPK-1MP-DOS	02.01.2018	
3000305386	0020	SOL-CAMP	Corregir grieta interna s/reporte	CPMOR-FOSF-NPK-1MP-DOS	01.08.2017	
3000305386	0030	AYU-CAMP	Corregir grieta interna s/reporte	CPMOR-FOSF-NPK-1MP-DOS	01.08.2017	
3000305386	0040	FAB-CAMP	Corregir grieta interna s/reporte	CPMOR-FOSF-NPK-1MP-DOS	01.08.2017	
3000311418	0050	FAB-CAMP	Soldar grieta en aro interno	CPMOR-FOSF-NPK-2RE-GRA	01.02.2018	
3000311418	0060	SOL-CAMP	Soldar grieta en aro interno	CPMOR-FOSF-NPK-2RE-GRA	01.02.2018	
3000311418	0070	AYU-CAMP	Soldar grieta en aro interno	CPMOR-FOSF-NPK-2RE-GRA	01.02.2018	

ANEXO K: Electrodo para reparar llanta de TR-401

Electrodos usado para un recubrimiento inicial de la superficie del bisel

EutecTrode 680 CGS®

Alta resistencia al fisuramiento en la soldadura de aceros de difícil soldabilidad

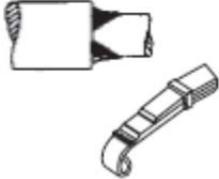
CA, CC(+)
Punta Azul





CARACTERISTICAS PRINCIPALES

- Máxima resistencia a tracción.
- Excelente soldabilidad en aceros disímiles.
- Depósitos densos y libres de poros.
- Fácil remoción de escoria.
- Control metalúrgico del tamaño de grano.



PROCEDIMIENTO DE APLICACION

Limpie las zonas a soldar, elimine todo tipo de soldaduras antiguas y material fatigado y bisele con ángulo de 60°-70°. Precaliente solamente si el metal así lo requiere. Use CA o CC polaridad invertida. No se recomienda depositar cordones muy anchos; es preferible soldar varios cordones con poco o sin vaivén. El arco debe mantenerse lo más corto posible. Deje enfriar el cordón y luego elimine la escoria que saldrá fácilmente.

USOS

Reparación de resortes, ejes, cilindros hidráulicos, engranajes, herramientas, turbinas de agua, base de recubrimientos duros, cinceles de minería, etc.

AMPERAJES RECOMENDADOS

Ø Electrodo		3/32"	1/8"	5/32"	3/16"
Corriente (A)	Rango A	60-70	85-100	115-130	200-240
	Rango B	40-50	60-75	90-105	175-220

DATOS TECNICOS

Resistencia tensil : 750-830 N/mm² (≅120,000PSI)
 Límite de fluencia : 520 N/mm²
 Alargamiento : 20-30%
 Dureza : 210-250 HB



LOS ESPECIALISTAS EN SOLDADURA

ANEXO L: Electrodo para relleno

Electrodo usado para rellenar el bisel, una vez recubierto previamente



Xuper 2222 XHD®

Unión de aceros frágiles

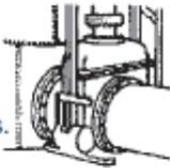
CA, CC(+)
Punta Violeta





CARACTERISTICAS PRINCIPALES

- Depósitos resistentes al calor y a corrosión.
- Excelente soldabilidad en aceros disímiles.
- Excelente resistencia a ciclos térmicos.
- Electrodo de "Contacto" para espesores gruesos.
- Excelente tenacidad en un amplio rango de temperatura (-196 a 1,000°C).
- Buena soldabilidad con CA y alta velocidad de depósito.



PROCEDIMIENTO DE APLICACION

Limpie el acero a soldar y elimine material fatigado con **XuperExoTrode** o **ChamferTrode**. Bisele con ángulo de 60°-70° y use CA o CC polaridad invertida. El electrodo debe llevarse con ángulo de 5° a 10° en la dirección de avance con un arco lo más corto posible. En uniones de elementos muy rígidos se recomienda enchapar primero las caras del bisel y luego realizar la unión. Es ventajoso martillar el depósito a aproximadamente 400°C para aliviar tensiones.

USOS

Unión de secciones muy macizas y rígidas, equipos criogénicos, equipos y herramientas para tratamiento térmico, etc.

AMPERAJES RECOMENDADOS

Ø Electrodo		3/32"	1/8"	5/32"
Corriente (A)	Rango A	90-125	130-170	250-280
	Rango B	80-90	110-130	140-160

DATOS TECNICOS

Resistencia tensil : 560-630 N/mm² (≈ 90,000PSI)
 Alargamiento : 30-40%
 Dureza : 170-210 HB



LOS ESPECIALISTAS EN SOLDADURA



ANEXO M: RESUMEN DE ECUACIONES

Ecuación	Referencia
Esfuerzo deformación cíclica para carga axial. (Li, 2018)	
$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\Delta\sigma}{2E} + \left(\frac{\Delta\sigma}{2K'}\right)^{1/n'}$	
Curva de esfuerzo deformación cíclico para esfuerzos cortante. (Li, 2018)	
$\frac{\Delta\gamma}{2} = \frac{\Delta\tau}{2G} + \left(\frac{\Delta\tau}{2K'_0}\right)^{1/n'_0}$	
Correlaciones entre coeficientes normales y cortantes. (Li y otros, 2018)	
$\tau'_f = \frac{\sigma'_f}{\sqrt{3}}$	
$\gamma'_f = \sqrt{3}\varepsilon'_f$	
$b_0 = b$	
$c_0 = c$	
$K'_0 = 3^{-\left(\frac{1+n'}{2}\right)}K'$	
$n'_0 = n'$	
Ecuación de Manson-Coffin para esfuerzos axiales. (Li y otros, 2018)	
$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f}{E}(2N_f)^b + \varepsilon'_f(2N_f)^c$	
Ecuación Manson-Coffin para esfuerzos cortantes. (Li y otros, 2018)	
$\frac{\Delta\gamma}{2} = \frac{\tau'_f}{G}(2N_f)^{b_0} + \gamma'_f(2N_f)^{c_0}$	
Criterio de DangVan. (Akama, 2007)	
$\tau_a(t) + \alpha_{DV}\sigma_h(t) > \tau_e$	
$\tau_a(t) - \alpha_{DV}\sigma_h(t) < \tau_e$	
Ecuación de Smith-Watson and Tooper. (Akama, 2007)	
$\sigma_{n,max} \frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma_f'^2}{E}(2N_f)^{2b} + \sigma_f'\varepsilon'_f(2N_f)^{b+c}$	
Ecuación de Rolovic y Tipton. (Akama, 2007)	
$(\tau_{ns,a} + 0.3\sigma_n)\gamma_{ns,a} + \sigma_{n,max}\varepsilon_{n,a} = \frac{(\sigma_f')^2}{E}(2N_f)^{2b} + \sigma_f'\varepsilon'_f(2N_f)^{b+c}$	

Ecuación de Chen y otros para nucleación en modo I. (Akama, 2007)
$\Delta\varepsilon_n \Delta\sigma_n + \Delta\gamma_{ns} \Delta\tau_{ns} = 4 \frac{(\sigma_f')^2}{E} (2N_f)^{2b} + 4\sigma_f' \epsilon_f' (2N_f)^{b+c}$
Ecuación de Chen y otros, para nucleación en modo II. (Akama, 2007)
$\Delta\varepsilon_n \Delta\sigma_n + \Delta\gamma_{ns} \Delta\tau_{ns} = 4 \frac{(\tau_f')^2}{G} (2N_f)^{2b_0} + 4\tau_f' \gamma_f' (2N_f)^{b_0+c_0}$
Ecuación de Jiang y Sehitoglu para parámetro de fatiga. (Akama, 2007)
$FP = \langle \sigma_{n,max} \rangle \frac{\Delta\varepsilon}{2} + J\Delta\tau\Delta\gamma$
Ecuación de Smith-Watson and Tooper para esfuerzos normales. (Akama, 2007)
$FP_{max} = \left(\langle \sigma_{n,max} \rangle \frac{\Delta\varepsilon}{2} + J\Delta\tau\Delta\gamma \right)_{max} = \frac{(\sigma_f')^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma_f' \epsilon_f' (2N_f)^{b+c}$
Ecuación de Smith Watson and Tooper para esfuerzos cortantes. (El Sayed, 2017)
$FP_{max} = \left(\langle \sigma_{n,max} \rangle \frac{\Delta\varepsilon}{2} + J\Delta\tau\Delta\gamma \right)_{max} = \frac{(\tau_f')^2}{G} (2N_f)^{2b_0} + \tau_f' \gamma_f' (2N_f)^{b_0+c_0}$
Ciclos para nucleación de grieta en Ratcheting. (Akama, 2007)
$N_f = \frac{\epsilon_c}{\Delta\varepsilon_r} = \epsilon_c / \sqrt{(\Delta\varepsilon)^2 + \left(\frac{\Delta\tilde{\gamma}}{\sqrt{3}}\right)^2}$
Relación entre resistencia en cortante y resistencia a tracción. (Shigley, 2008)
$S_{us} = 0.75S_{ut} ; S_{ys} = 0.58S_{yt}$
Longitud de grieta inicial y umbral de crecimiento. (Maziarz, 1992)
$a_0 = a_{th} = \frac{\Theta}{\pi M_k^2} \left(\frac{\Delta K_{th}}{\Delta\sigma} \right)^2$
Longitud crítico de grieta. (Maziarz, 1992)
$a_{kr} = \frac{\Theta}{\pi M_k^2} \left(\frac{\Delta K_{Ic}}{\Delta\sigma} \right)^2$
Número de ciclos para alcanzar longitud de grieta crítico. (Maziarz, 1992)
$N_f = \frac{2\Theta^{m/2}}{(m-2)C(\Delta\sigma)^m \pi^{m/2} M_k^m} \left(\frac{1}{a_0^{(m-2)/2}} - \frac{1}{a_{kr}^{(m-2)/2}} \right)$
Ecuación generalizada de Paris para el AISI 1045. (N'Pugno y otros, 2006)
$\frac{da}{dn} = 0.93 * 10^{-69} * \Delta\sigma^{21.3}$

