

Simulation of failure by rolling contact of a rotating drum in a petrochemical company

Fendix Peña , Jorge Romero * 

Centro de Investigación en Materiales (CIM), Facultad de Ingeniería de la Universidad de Carabobo. Valencia, Venezuela



<https://doi.org/10.54139/revinguc.v29i2.283>

Abstract.- The purpose of this research was to develop the simulation of rolling contact failure between the rim and roller of a rotating drum belonging to a petrochemical plant, in order to determine the failure rate and the factors that influence it. For this one, a methodology was established and applied in the NPK granules plant of the Morón Petrochemical Complex, specifically in the rotary dryer of said plant. In this equipment, superficial fatigue phenomena occur between the rim and the radial rollers, such as the appearance of cracks, which after a certain time need to be repaired in order to guarantee safe operation. The fatigue problem is common in rotating drums, which are mainly composed of a cylinder that rests between tires and rollers that rotate with each other, producing a rolling contact during their operation, and therefore, a cyclical contact stress. The estimation of the failure rate due to cracks whose origin is located below the surface of the rim in a rotating drum, was achieved by simulation by finite elements, by using ABAQUS, to determine the contact stresses; the use of the Smith Watson and Topper equation to estimate crack nucleation; Neuber's equation for stress correction and the general fracture mechanics equation, together with the N'Pugno equation, for crack propagation. Finally, it is concluded that the higher the contact stress, the higher the rolling contact failure rate. These contact stresses are increased by skewing of radial rollers during alignment and by rim-related problems such as wobble, sidewall wear, surface wear, and rim deformation.

Keywords: Fatigue; rolling contact; crack nucleation; crack propagation.

Simulación de falla por contacto rodante de un tambor rotativo en una empresa petroquímica

Resumen.- 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 requieren reparación 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 debida 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 de 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 propagación de grietas. Finalmente se concluye que a mayor esfuerzo de contacto, la tasa de falla por contacto rodante es mayor. Estos esfuerzos de contacto se ven incrementados 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.

Palabras clave: Fatiga; contacto rodante; nucleación de grieta; propagación de grieta; modos de carga.

Recibido: 31 de mayo, 2022.

Aceptado: 30 de julio, 2022.

1. Introducción

Los tambores rotativos son equipos fundamentales en la elaboración de productos químicos de gran importancia para el sector industrial del

* Autor para correspondencia:

Correo-e: joromer@uc.edu.ve (J. E. Romero)

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 depende del producto procesado.

La elaboración de fertilizantes en Venezuela está a cargo del complejo petroquímico ubicado en la región de Morón, Estado Carabobo, en donde además de estos productos, se elabora una gama de productos químicos. En el proceso productivo, 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 (Figura 1).

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.



Figura 1: Formación de grieta sobre llanta de TR-401, comenzando en una de las caras

En este sentido, la presente investigación surgió 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.

2. Fundamentos

En esta sección se describen los conocimientos básicos relacionados con fallas por contacto rodante, cargas cíclicas con deformación plástica acumulada “Shakedown”, modos de carga en propagación de grietas y fallas típicas en un tambor rotativo.

2.1. Falla

Una falla se 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. Las fallas se clasifican en potencial y funcional. Una falla potencial es una condición física identificable, tal como 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. Una 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 [1]

La curva PF 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 [1] (Figura 2).

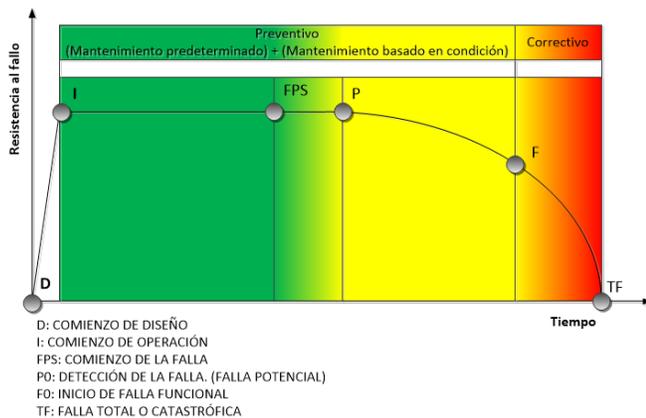


Figura 2: Gráfica típica de falla funcional y potencial [1]

La 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 [1], según la ecuación (1).

$$\lambda = \frac{\text{Número de fallas}}{\text{Tiempo total de operación del equipo}} \quad (1)$$

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. 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 [2].

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 [3].

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 [4].

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. 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 [2].

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 periodos, resultan la cantidad de ciclos necesarios para alcanzar un determinado tamaño de grieta. 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 [5].

2.3. Cargas cíclicas con deformación plástica acumulada o Shakedown

Las cargas cíclicas con deformaciones plásticas acumuladas “Shakedown” se definen como el 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 [6], como se aprecia en la Figura 3.

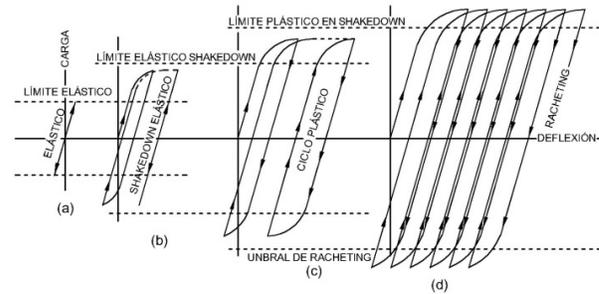


Figura 3: Diagrama de esfuerzo-deformación en modos de cargas cíclicas [6]

2.3.1. Carga con deformación plástica y agitación elástica “Elastic Shakedown”

Ocurre cuando el desarrollo de esfuerzos residuales resulta en un estado estable en el cual la deformación subsiguiente es puramente elástica [6].

La ecuación que predice el tiempo de nucleación de grietas en esta modalidad se representa en ecuación (2), la cual es conocida como criterio de Dang Van [7].

$$\begin{aligned} \tau_a(t) + \alpha_{DV}\sigma_h(t) &> \tau_e \\ \tau_a(t) - \alpha_{DV}\sigma_h(t) &< -\tau_e \end{aligned} \quad (2)$$

Donde:

$\tau_a(t)$: Esfuerzo cortante máximo 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} : Parámetro del material.

2.3.2. Carga con deformación plástica cíclica cerrada. “Plastic Shakedown”

Es el proceso donde se genera un ciclo cerrado de plasticidad sin que haya acumulación neta de deformación plástica [8]. El tiempo para que ocurra nucleación de grieta está dada por la ecuación (3).

$$\left\langle \sigma_{n,max} \frac{\Delta \epsilon_1}{2} \right\rangle + J \Delta \tau \Delta \gamma = \left\{ \begin{array}{l} \frac{\tau_f'^2}{G} (2N_f)^{2b_0} + \tau_f' \gamma_f' (2N_f)^{b_0+c_0} \\ \frac{\sigma_f'^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma_f' \epsilon_f' (2N_f)^{b+c} \end{array} \right\} \quad (3)$$

Donde:

$\sigma_{(n,max)}$: Esfuerzo maximo normal al planmo 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 : Módulo 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.

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.

2.4. 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 4. 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 [10].

2.3.3. Carga con deformación plástica cíclica creciente. "Racheting"

Es un proceso en el que cargas cíclicas son aplicadas sobre un material, en donde por 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 [9]. El tiempo de nucleación en este modelo está dado por la ecuación (4).

$$N_f = \frac{\epsilon_c}{\Delta \epsilon_r} = \frac{\epsilon_c}{\sqrt{(\Delta \tilde{\epsilon})^2 + \left(\frac{\Delta \tilde{\gamma}}{\sqrt{3}}\right)^2}} \quad (4)$$

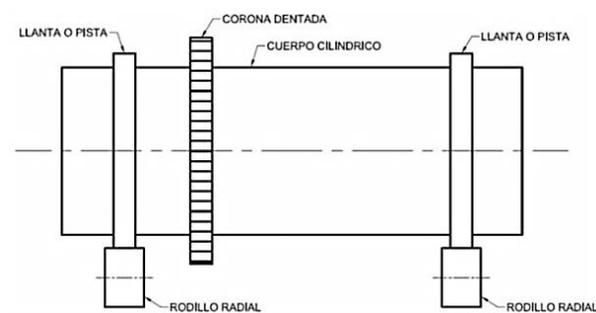


Figura 4: Vista lateral de un tambor rotativo [10]

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 (Figura 5).

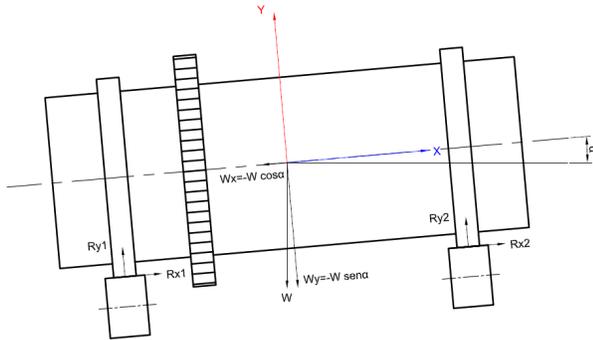


Figura 5: Inclinación de un tambor rotativo, necesaria para el flujo interno de material [10]

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.

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, (Figura 6). El punto de contacto entre los cilindros, es en donde se desarrollan esfuerzos mecánicos variables que van desgastando y fatigando las piezas [10].

Para que un tambor rotativo funcione correctamente, este debe ser alineado llevando a cabo un procedimiento que consiste en cruzar los rodillos radiales. Este cruce de rodillos (llamado Skew en inglés) se realiza variando la posición del eje del rodillo respecto al eje de giro del tambor rotativo.

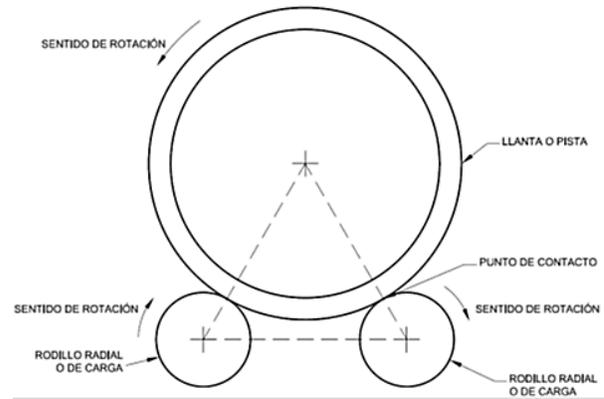


Figura 6: Configuración típica de llanta y rodillos radiales, conocido como trunion.[10]

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 1,00 mm 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. 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. 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, [11] (Figura 7)

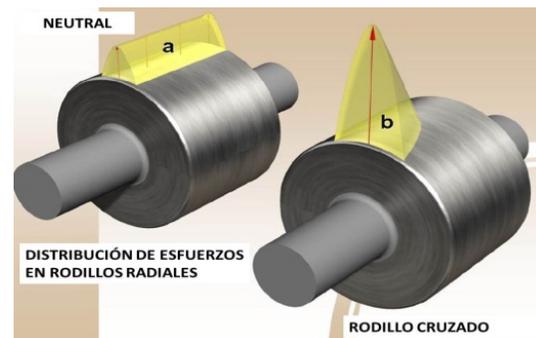


Figura 7: Relación entre distribución de esfuerzos de contacto y cruce de rodillo radial [11]

3. Metodología

El presente estudio se realizó en la Planta de Granulados de NPK de un Complejo Petroquímico. En dicha planta existe una población de cuatro tambores denominados como: 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.

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 movimiento del material a secar dentro del tambor se produce gracias al giro y a la inclinación que hay en el tambor, como se muestra en la Figura 8.



Figura 8: Tambor rotativo TR-401. Planta de NPK; Complejo Petroquímico Morón.

Para el desarrollo de esta investigación se determinó el tiempo para alcanzar una determinada longitud de grieta y el tipo de falla al que pertenece, según su longitud. De esta forma se evitará llegar a una posible fractura de la llanta (Figura 9).

A los fines de determinar el tiempo para alcanzar una determinada longitud, se utilizó el procedimiento que está condensado en el diagrama de flujo que se muestra en la Figura 10.

Para la determinación de la tasa de falla, se utilizó el criterio dado por la empresa Vencemos Pertigalete, la cual consiste en que grietas con longitudes de 20 milímetros representan falla potencial; grietas con longitudes de 80 milímetros



Figura 9: Falla típica de llanta por fractura transversal

representan falla funcional; longitudes de 150 milímetros, parada de emergencia (Figura 11).

Determinación de fuerzas dinámicas

La configuración del tambor estudiado se detalla en las Figuras 12, 13 y 14.

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

Se establecieron 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; mientras que para 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.

El factor de amplificación dinámico usado para condiciones óptimas de trabajo, se determinó mediante el uso de la ecuación (5), de Eisenmann [11] y para condiciones extremas, la ecuación (6), de amplificación por impacto [2].

$$DAF = 1 + q \cdot s \cdot t \quad (5)$$

DAF: Factor de amplificación.

q: Factor de calidad.

s: Factor de velocidad.

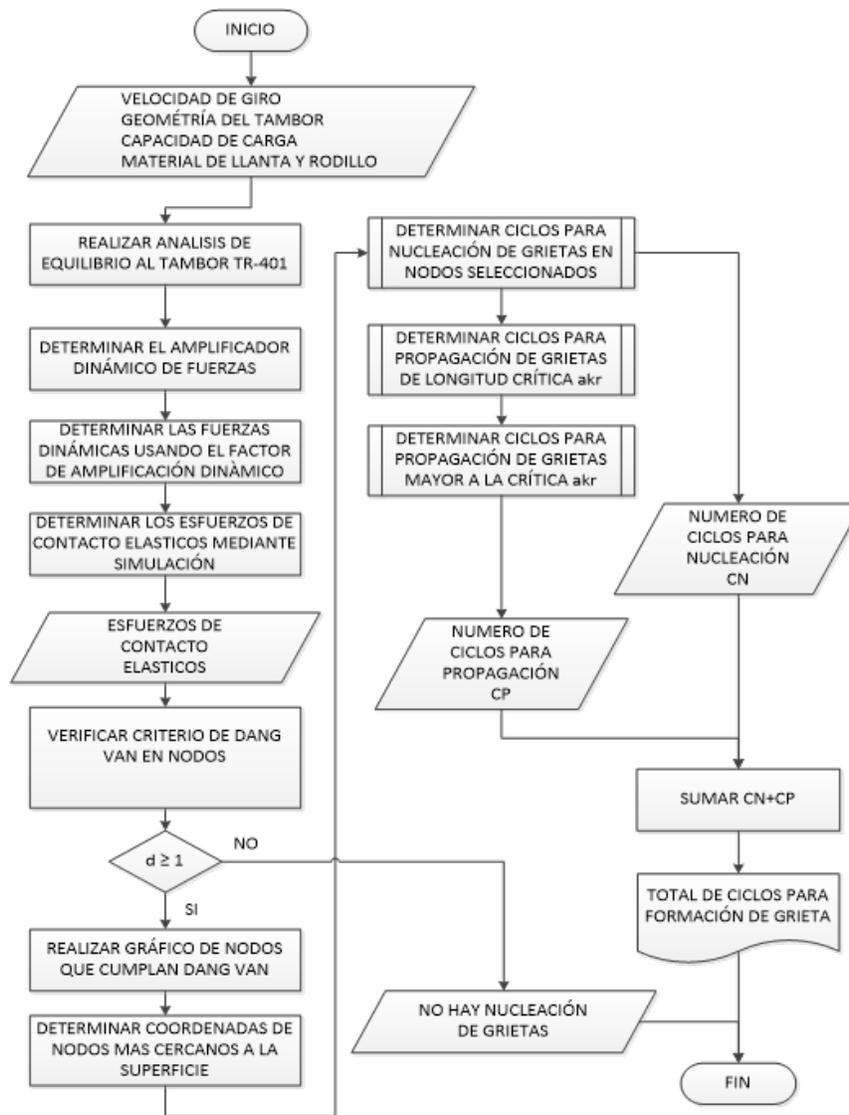


Figura 10: Diagrama de flujo para estimar tiempo de formación de grietas

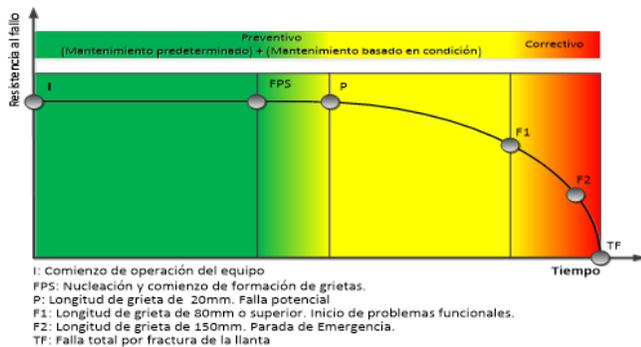


Figura 11: Criterios de fallas para caracterizar grietas en la llanta de TR-401

t : Factor de probabilidad.

$$K = \frac{F_D}{W} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2\eta h}{\delta_{st}}} \quad (6)$$

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.

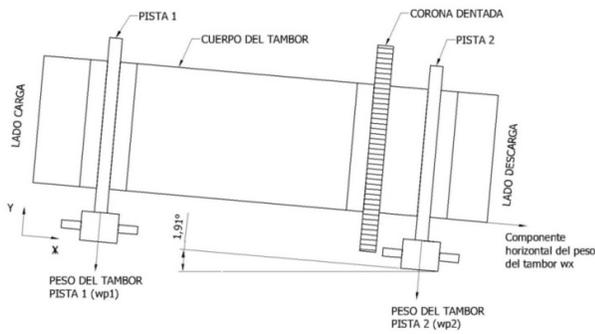


Figura 12: Diagrama de cuerpo libre de tambor TR-401. Vista lateral

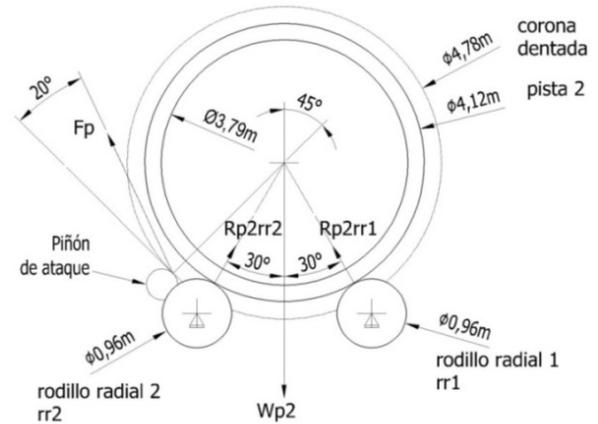


Figura 14: Diagrama de cuerpo libre de TR-401. Vista frontal, mostrando la llanta con mayor reacción

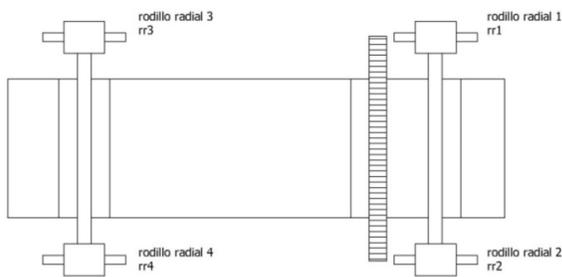


Figura 13: Diagrama de cuerpo libre de tambor TR-401. Vista superior

De un análisis dinámico del tambor rotativo y considerando su carga completa y bajo condiciones normales y condiciones extremas de operación, se determinó que los rodillos con mayor carga de contacto son los rodillos rr1 y rr2, siendo rr1 en donde se generan la mayor reacción. Los valores obtenidos se muestran en la Figura 15.

La carga dinámica axial del tambor, son 8.648,72 kg – F para condiciones óptimas de trabajo y 14.414,54 kg – F para condiciones extremas de trabajo. Esta carga axial es contrarrestada entre los cuatro rodillos radiales mediante un proceso de alineación, el cual parte de dicho proceso consiste en cruzar los rodillos un ángulo determinado,

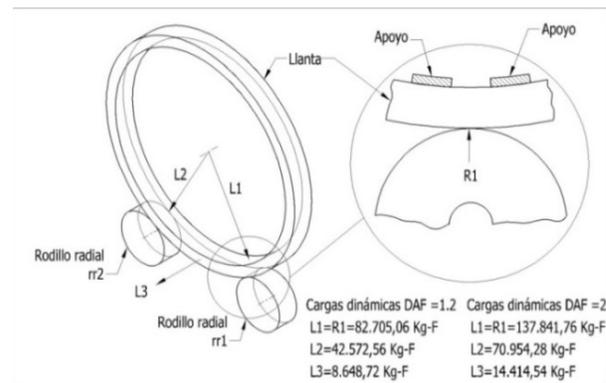


Figura 15: Fuerzas de reacción en llanta lado carga de TR-401

logrando que el tambor esté en equilibrio (Figura 16).

Cada rodillo radial genera una fuerza axial en sentido contrario a la carga axial dinámica del tambor. Para la simulación por elementos finitos, se expresaron los desplazamientos de los porta-rodamientos en grados sexagesimales. Para el caso particular del tambor estudiado, se muestra la distancia entre porta-rodamientos de los rodillos de carga y los valores de desplazamiento para su alineación (Figura 17 y Tabla 1).

Determinación de esfuerzos de contacto

Para la simulación en ABAQUS, se realizó un modelo en donde se representó una sección de la

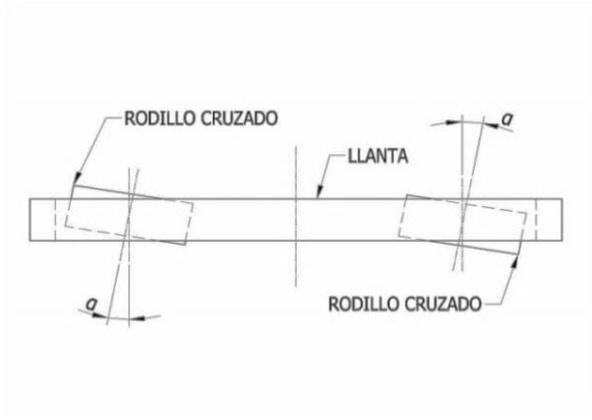


Figura 16: Proceso de cruce de rodillo para contrarrestar el descenso axial del tambor

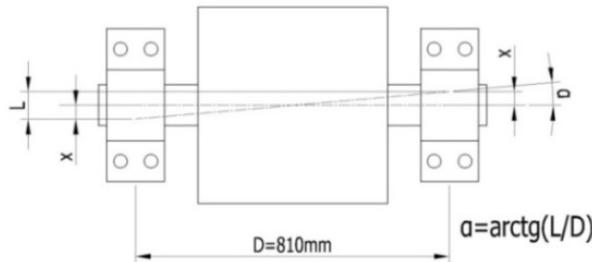


Figura 17: Vista superior de rodillo radial mostrando distancia entre portarodamientos

Tabla 1: Valores usados en cruce de rodillos

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"

llanta y el rodillo radial en donde se genera la mayor fuerza de contacto (Figura 18).

Para una mejor configuración y parametrización de la simulación, se colocó el rodillo radial y la sección de llanta en dirección vertical dentro del entorno de ABAQUS. Con el fin de obtener resultados con mayor exactitud, se hizo uso de

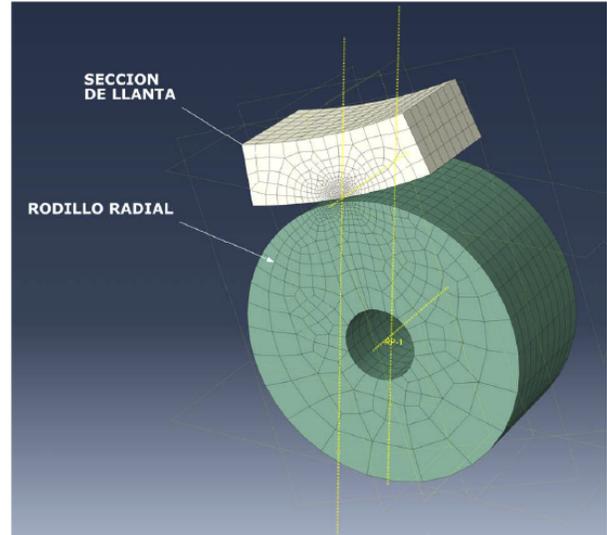


Figura 18: Modelo para simulación de contacto entre rodillo radial y llanta

la técnica del sub-modelado, el cual permite obtener valores de convergencia con mayor rapidez, optimizando el proceso de cómputo durante la simulación (Figuras 19, 20 y 21).

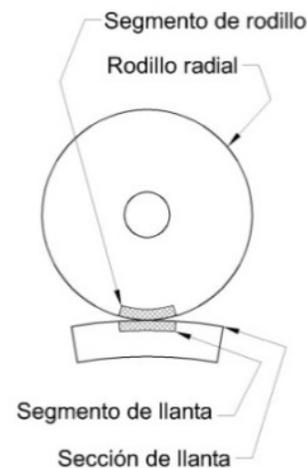


Figura 19: Configuración vertical de Rodillo radial y sección de llanta

A consecuencia de este cruce, el área de contacto entre la llanta y los rodillos radiales se reduce considerablemente, incrementándose los esfuerzos de contacto entre ambos elementos. (Figura 22 y 23)

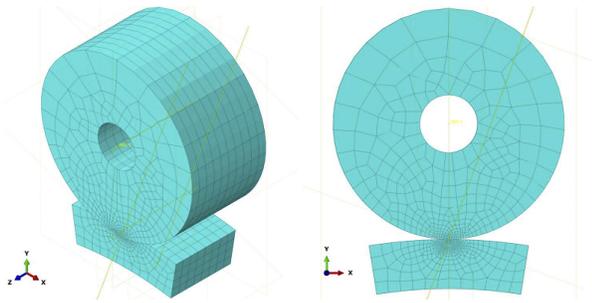


Figura 20: Vista de modelo orientado verticalmente en entorno de ABAQUS

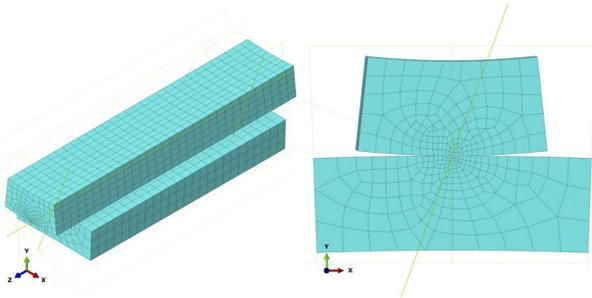


Figura 21: Segmentos para realización de convergencia de resultados

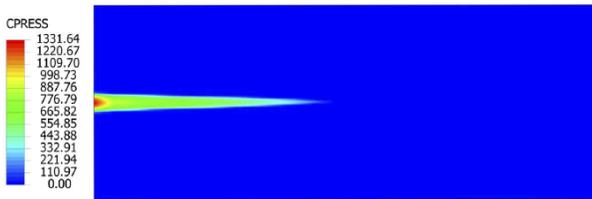


Figura 22: Áreas de contacto en segmentos de llanta. En la figura superior, el rodillo está neutro. En la figura inferior, el rodillo está cruzado

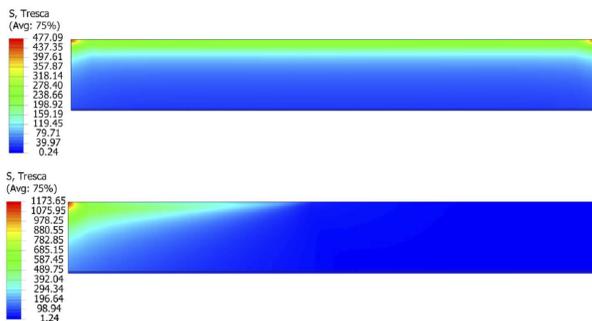


Figura 23: Sección transversal de los segmentos de llanta mostrando la distribución de esfuerzos. Superior, rodillo neutro. Inferior, rodillo cruzado

Determinación de Longitud de Grieta

El proceso de formación de grietas tiene dos etapas claramente diferenciadas. La primera es la

nucleación y la segunda es el crecimiento. Como el material de las llantas del tambor es AISI 1045, se lista en las Tablas 2 y 3 sus propiedades monotónicas y cíclicas [12].

Tabla 2: Propiedades monotónicas del acero AISI-1045 normalizado [12]

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, $S_y \text{ min}$	384,11 MPa
Esfuerzo último, S_{ut}	656,81 MPa
Módulo de Elasticidad, E	203 GPa

Tabla 3: Propiedades cíclicas del acero AISI-1045 normalizado [12]

Propiedad	Valor
Módulo de elasticidad, E	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

Nucleación de grieta

De los datos obtenidos de la simulación, se utilizaron como datos relevantes la presión de contacto, esfuerzos de compresión, presión de contacto y deformación máxima unitaria. El procedimiento se muestra en la Figura 24.

Para la selección del modelo utilizado para predecir el tiempo de nucleación, se utilizó el gráfico de esfuerzo deformación para el AISI-1045 expresando los esfuerzos característicos de este acero, tales como resistencia a la fatiga en flexión, límite elástico, límite de fluencia y la resistencia última expresadas en presión de contacto versus deformación unitaria [13]. Con los valores de presión de contacto obtenidos en la simulación, se ubicaron dentro de este gráfico para seleccionar el modelo que mejor aplica (Figura 25).

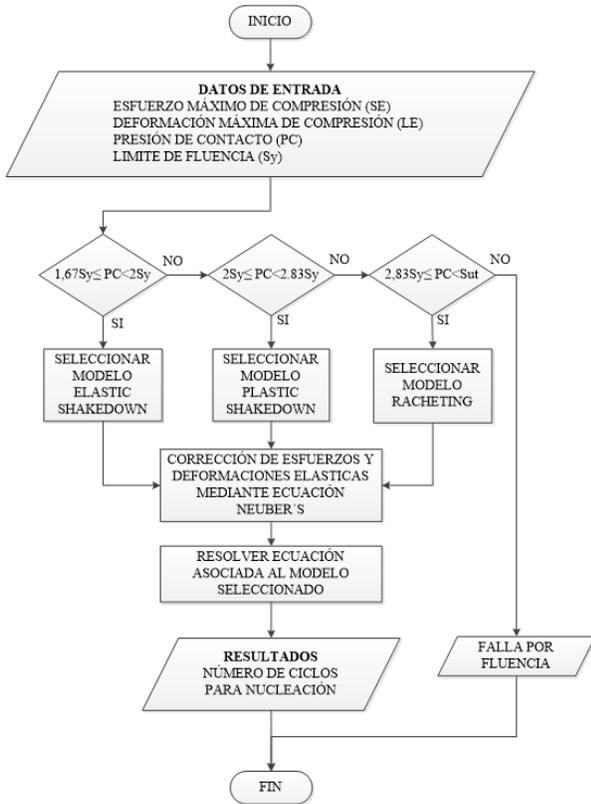


Figura 24: Diagrama de flujo para determinar el tiempo de nucleación de grieta

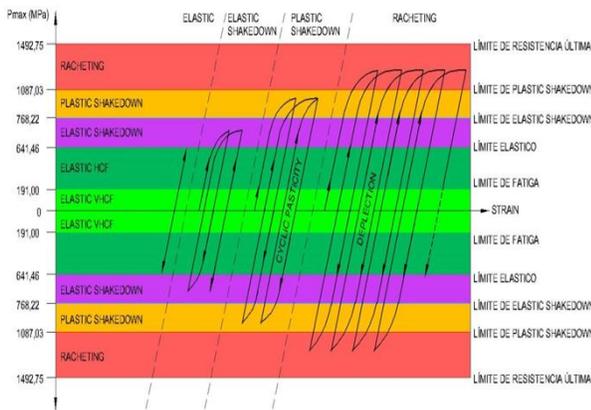


Figura 25: Diagrama de esfuerzo deformación cíclico para el acero AISI 1045 sometidos a cargas alternantes. Expresando Presión de contacto versus deformación [13]

Una vez seleccionado el modelo de nucleación, se utilizó el criterio de DANG VAN, el cual requiere como datos de entrada la presión hidrostática y el esfuerzo cortante máximo para determinar los puntos en donde es probable que se origine la

nucleación.

Debido a que la grieta comienza en el punto de máximo esfuerzo cortante, se tomaron los nodos más cercanos a la superficie ya que en estos nodos se desarrollan los mayores esfuerzos cortantes (Figura 26).

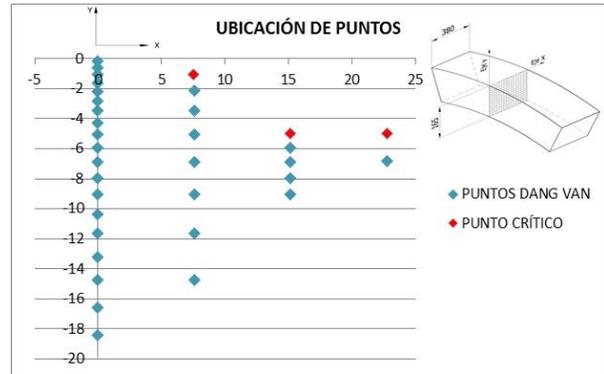


Figura 26: Plano que transversal al segmento de llanta en donde se muestran los nodos con esfuerzo cortante máximo y donde se cumple el criterio de Dang Van

Las ecuaciones para nucleación de grieta tienen como dato de entrada los esfuerzos y deformación elasto-plástica que sufre el material por efecto de los esfuerzos a los que son sometidos. En vista de que los esfuerzos dados mediante la simulación son netamente elásticos, se realizó una corrección mediante la ecuación de Neuber's [14] para esfuerzos cortantes, la cual transforma esfuerzos y deformaciones elásticas en esfuerzos y deformaciones elasto-plásticas.

$$\frac{(\Delta\tau_e^*)^2}{G} = \frac{(\Delta\tau)^2}{G} + 2\Delta\tau \left(\frac{\Delta\tau}{2K_0'} \right)^{1/n_0'} \quad (7)$$

Dónde:

$\Delta\tau_e^*$: Esfuerzo elástico obtenido del análisis.

$\Delta\tau$: Esfuerzo cortante elasto-plástico.

G : Módulo de Rigidez.

K_0' : Coeficiente de esfuerzo cíclico en cortante.

n_0' : Exponente de endurecimiento por deformación cíclica en cortante.

Una vez corregidos los datos, se utilizó la ecuación (8) para nucleación de grieta en esfuerzos de contacto [9, 10]

$$\left\langle \sigma_{n,max} \frac{\Delta \epsilon_1}{2} \right\rangle + J \Delta \tau \Delta \gamma = \frac{\tau_f'^2}{G} (2N_f)^{2b_0} + \tau_f' \gamma_f' (2N_f)^{b_0+c_0} \quad (8)$$

donde

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

$\Delta \epsilon_1$: 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.

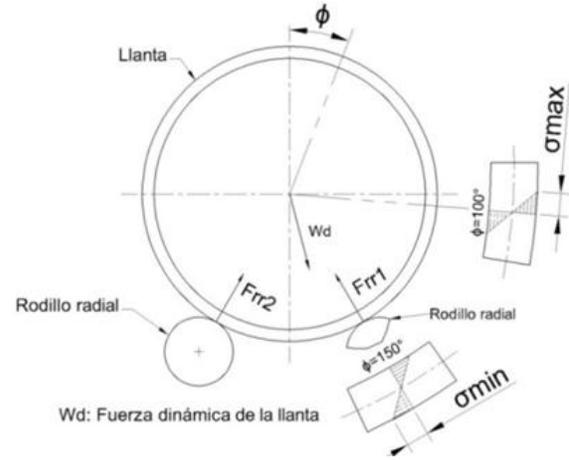


Figura 27: Esfuerzos de Tracción y compresión generados por la flexión de la llanta durante su giro

Propagación de grieta

Las grietas que se propagan en las llantas del TR-401 se desarrollan siguiendo el modo I de propagación como consecuencia de los esfuerzos de tracción y compresión que se generan en la llanta por la flexión que esta sufre durante la rotación [15] (Figura 27).

El patrón de grieta usado para estimar el crecimiento es el implementado en mecánica de fractura correspondiéndose al tipo elíptico con una relación de ejes de 1.25. [15] (Figura 28).

Para grietas menores a la longitud crítica, se utilizó la ecuación (9) [15].

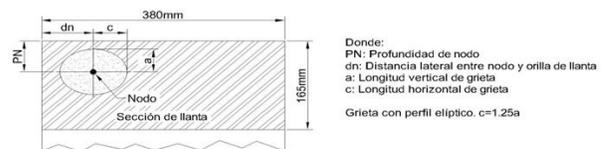
$$N_f = \frac{2\Theta \frac{m}{2}}{(m-2)C(\Delta\sigma)^{m\pi} \frac{m}{2} M_k^m} \cdot \left(\frac{1}{a_0^{(m-2)/2}} - \frac{1}{a_{kr}^{(m-2)/2}} \right) \quad (9)$$

Para grietas de longitud mayores a la longitud crítica, se utilizó la ecuación (10) [16].

$$(a_f - a_0) = 0,93 \cdot 10^{-69} \cdot \Delta\sigma^{21,3} (N_f - N_0) \quad (10)$$

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

El procedimiento usado para determinar el número de ciclos para alcanzar tamaños de grietas críticos, se resume en la Figura 29.



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

Figura 28: Patrón de grieta utilizado para el crecimiento de grieta en las llantas del TR-401

El procedimiento usado para determinar el número de ciclos para alcanzar longitudes mayores a la longitud crítica, se resume en la Figura 30 [16].

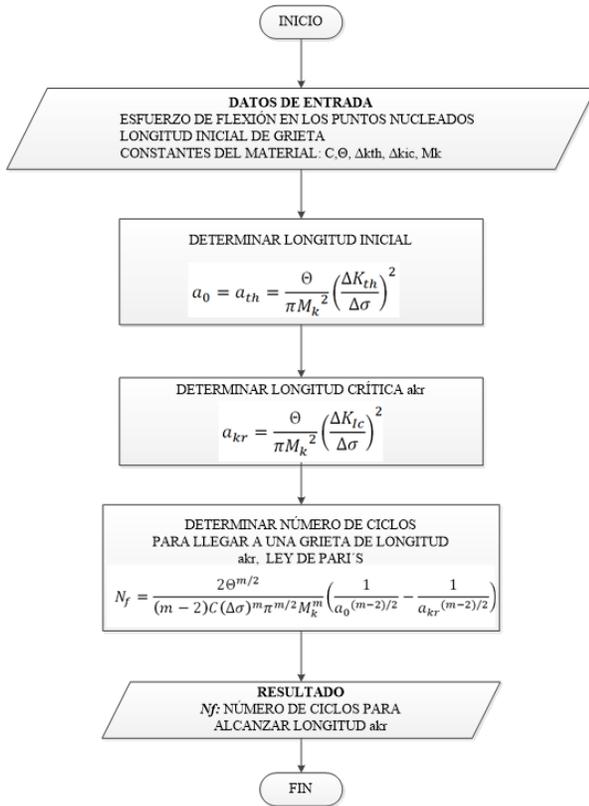


Figura 29: Diagrama de flujo para determinar número de ciclos para alcanzar longitudes de grietas críticos

4. Análisis y discusión de Resultados

De los resultados obtenidos, se observa que hay una relación directa entre la formación de grietas y el cruce dados a los rodillos. Estas grietas son consecuencia de concentraciones de esfuerzos de contacto que sobrepasan el límite de fluencia, sin alcanzar la resistencia máxima. Esto produce cierta deformación plástica y endurecimiento del material de la llanta. En otras ocasiones ocurren deformaciones plásticas cíclicas que no alcanzan la resistencia última del material, el cual es el principal mecanismo de nucleación de grieta “Plastic Shakedown”. Los puntos donde probablemente comiencen las grietas, son aquellos en donde los esfuerzos cortantes son máximos y coincidan con alguna inclusión o contaminante en la estructura metalográfica del metal. El proceso de propagación de grieta es llevado a cabo mediante el mecanismo de flexión que ocurre en la llanta por efecto de las reacciones en los rodillos radiales y al

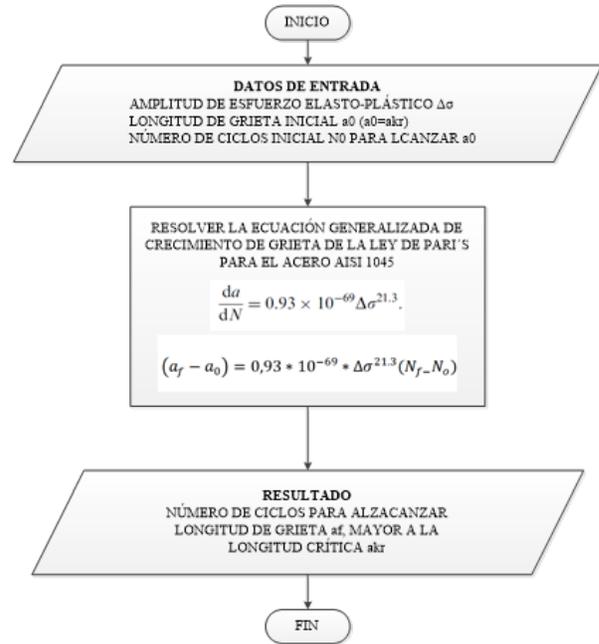


Figura 30: Diagrama de flujo para determinar el número de ciclos para alcanzar tamaños de grietas mayores a la longitud crítica [16]

peso del tambor; correspondiéndose al modo I de propagación de grieta.

Los resultados obtenidos de esta investigación se condensan en las Tablas 4 y 5; junto con la Figuras 31 y 32. En ellas se muestra la relación que hay entre el cruce rodillo radial y la tasa de falla como consecuencia de la grietas que se generan.

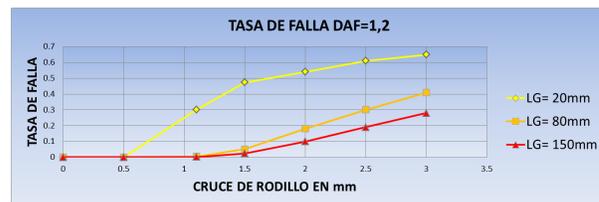


Figura 31: Tasa de falla versus cruce de rodillos en tambor rotativo TR-401 para condiciones óptimas de trabajo $DAF = 1,2$. Falla potencial con grietas de 20 mm; Falla funcional con grietas de 80 mm y parada de emergencia con grietas de 150 mm

Validación de resultados

Los resultados obtenidos mediante simulación fueron comparados con las longitudes de grietas reparadas anteriormente en la llanta lado descarga

Tabla 4: Tasa de falla para condiciones óptimas de tambor TR-401. Factor dinámico de 1,2

Cruce de rodillo	Long. Grieta (mm)	Prof. (mm)	Tiempo de falla (Años)	Tasa de Falla λ
0.00	20	0	-	-
	80	0	-	-
	150	0	-	-
0.50	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

Tabla 5: Tasa de falla para condiciones críticas de tambor TR-401. Factor dinámico de 2

Cruce de rodillo	Long. Grieta (mm)	Prof. (mm)	Tiempo de falla (Años)	Tasa de Falla λ
0,00	20	0	-	-
	80	0	-	-
	150	0	-	-
0,50	20	9,94	7,09	0,14
	80	58,00	41,12	0,02
	150	114,00	80,82	0,01
1,00	20	9,94	1,36	0,74
	80	58,00	3,43	0,29
	150	114,00	5,84	0,17
1,50	20	9,95	0,83	1,20
	80	58,00	1,18	0,85
	150	114,00	1,60	0,63
2,00	20	9,96	0,62	1,61
	80	58,00	0,78	1,28
	150	114,00	0,95	1,05
2,50	20	9,96	0,52	1,92
	80	58,00	0,60	1,67
	150	114,00	0,68	1,47
3,00	20	9,96	0,52	1,92
	80	58,00	0,56	1,79
	150	114,00	0,60	1,67

del equipo estudiado. Una primera reparación se realizó en el año 2005, corrigiendo una grieta de 150 mm. Una segunda reparación fue realizada en el año 2013, corrigiendo grietas de 80 y 50 mm; en el año 2018 se hace una inspección de la superficie de la llanta para determinar longitud de presencia de grietas, encontrándose longitudes de hasta 7 mm (Figura 33).

Para este estudio, se tomó como punto de partida el año 2005, en el cual se realizó una reparación en donde se hizo corrección de grieta mediante soldadura y rectificado de la superficie. Desde este momento hasta el año 2013, hubo un lapso de 8 años, durante el cual, al menos la mitad de ese tiempo el tambor rotativo trabajó en condiciones severas de trabajo, usando un factor

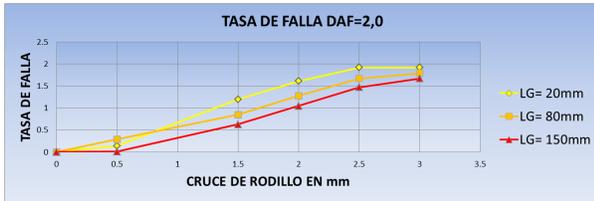


Figura 32: Tasa de falla versus cruce de rodillos en tambor rotativo TR-401 para condiciones críticas de trabajo $DAF = 2$. Falla potencial con grietas de 20 mm; Falla funcional con grietas de 80 mm y parada de emergencia con grietas de 150 mm



Figura 33: Longitud de grietas versus año de reparación

de amplificación dinámica “DAF” de dos para el cálculo de las fuerzas dinámicas, se realizó la simulación para varios valores de cruce de rodillos, dando como resultado los tiempos necesarios para alcanzar las longitudes de grietas de 50, 80 y 150 mm con sus respectivas profundidades (Tabla 6).

Tabla 6: Cruce de rodillos que propician la formación de grietas en condiciones críticas de trabajo

Cruce de rodillos (mm)	Longitud de grieta (mm)	Prof. de grieta (mm)	Tiempo (años)
2	50	32,9	3,97
2,5	80	44,74	4,19
1,00; 2,5	150	116,09 112,14	5,84 3,48
3		100,75	4,62

La Tabla 6 muestra en la primera y segunda fila la ocurrencia de grietas de 50 y 80 mm para cruce de rodillos de 2,00 y 2,50 mm. La fila 3 muestra la ocurrencia de grieta de 150 mm para cruce de rodillo de 1,00; 2,50 y 3,00 mm. Estos resultados comparados con lo observado en la

llanta del tambor obedecen a la probabilidad de que alguna inclusión, defecto, contaminante o cambio microestructural coincida con la ubicación de los nodos del modelo usado en la simulación, a partir del cual se produce la nucleación y propagación de grietas

5. 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 3 mm.

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 [15], y por N’Pugno y otros [16] para el crecimiento de grieta mediante la ecuación de París, 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.

6. Referencias

[1] F. S. Nowlan, *Mantenimiento centrado en confiabilidad*. California: Departamento de comercio de los Estados Unidos de America, 1978.
 [2] R. L. Norton, *Diseño de máquinas*. Nacalpan: Prentice Hall, 2011.

- [3] L. Sáenz, *Fenómenos de creep y fatiga y sus aplicaciones en la industria*, Valencia, Venezuela, 2009.
- [4] A. Pandkar, A. Nagaraj, and S. Ghatu, “Microstructure-sensitive accumulation of plastic strain due to ratcheting in bearing steel subject to rolling contact fatigue,” *International Journal Fatigue*, vol. 63, pp. 191–202, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2014.01.029>
- [5] A. Garrido, *Estudio de defectología en ruedas ferroviarias*. Madrid: Universidad Carlos III de Madrid, 2010.
- [6] S. Suresh, *Fatigue of materials*. Massachusetts, Ohio, USA: Cambridge university press, 1998.
- [7] T. Y. Kim and H. K. Kim, “Three-dimensional elastic-plastic finite element analysis for wheel-rail rolling contact fatigue,” *International Journal of Engineering and Technology*, vol. 6, no. 3, pp. 1593–1600, 2014.
- [8] H. El Sayed, M. Lofty, H. El din Zohny, and H. Riad, “Prediction of fatigue crack initiation life in railheads using finite element analysis,” *Ain Shams Engineering Journal*, vol. 9, no. 4, pp. 2329–2342, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.asej.2017.06.003>
- [9] M. Akama, “Development of finite element model for analysis of rolling contact fatigue in wheel/rail systems,” *Quarterly Report of RTRI*, vol. 48, no. 1, pp. 8–14, 2007. <https://doi.org/10.2219/rtriq.48.8>
- [10] K. S. Phillips, *Manual de mantenimiento de tambores rotativos*. Sioux City: PSMotion, 2005.
- [11] B. Van Dyk, M. S. Dersch, R. J. Edwards, C. J. Ruppert, and C. P. Barkan, “Evaluation of dynamic and impact wheel load factors and their application in design processes,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, vol. 231, no. 1, pp. 33–43, 2017. <https://doi.org/10.1177/0954409715619454>
- [12] J. Francis Bonnen, *Multiaxial fatigue response of normalized 1045 steel subjected to periodic overloads: Experiments and analysis*. Ontario, Canada: University of Waterloo, 1998.
- [13] J. E. Pope, *Rules of thumb for mechanical engineer*. Texas, United States: Gulf Publishing Company, 1997.
- [14] F. G. and S. M., “Fatigue crack initiation and propagation under cyclic contact loading,” *Engineering Fracture Mechanics*, vol. 76, no. 9, pp. 1320–1335, 2009. <https://doi.org/10.1016/j.engfracmech.2009.02.005>
- [15] M. Maziarz and E. Tasak, “Case study of fatigue failures in the support rings of cement kiln,” *International Journal of fatigue*, vol. 14, no. 2, pp. 84–90, 1992. [https://doi.org/10.1016/0142-1123\(92\)90083-O](https://doi.org/10.1016/0142-1123(92)90083-O)
- [16] N. Pugno, M. Ciavarella, P. Cornetti, and A. Carpinteri, “A generalized Paris’ law for fatigue crack growth,” *Journal of mechanics and physics of solids*, vol. 54, no. 7, pp. 1333–1349, 2006. <https://doi.org/10.1016/j.jmps.2006.01.007>