

Análisis y Propuesta de Mejora de un Sistema de Precarga Para los Rodamientos de los Reductores Delanteros en los Tractores CASE PUMA

Cristian Echeverry
Tecnología en Mantenimiento Electromecánico
Universidad Antonio Nariño
Guadalajara de Buga
Cecheverry96@uan.edu.co
Director transitan: Ing. Jaime Castañeda

RESUMEN

Existen diversos tipos y marcas en el mercado de tractores, estos son utilizados en diferentes empresas del sector agrícola; las funciones de estos varían según su tamaño y clase, además de marcas. Los tractores CASE PUMA son usados dentro del proceso productivo de la empresa, como lo son: el levantamiento y recolección de la caña, la preparación del terreno, entre otros.

En el siguiente proyecto se muestra el análisis y propuesta de mejora de un sistema de precarga para los rodamientos de los reductores delanteros de los tractores CASE PUMA, con el fin de brindar un nuevo diseño que permita aumentar la vida útil de la máquina, a su vez reducir los costos de mantenimiento y reparación.

Para ello se realizó un análisis al mecanismo del sistema de precarga, donde se identificaron los factores que afectan la labor de la máquina, ya que a su vez influye en la vida útil de la misma.

Finalmente, con el análisis mencionado anteriormente se logra identificar la raíz del problema y la posible solución, la cual consistió en el rediseño de la tuerca de apriete, considerando para este una nueva forma de ajuste y la selección del material. El rediseño permitió mejorar los tiempos de labor y de mantenimiento del tractor, disminuyendo costos y aumentando el tiempo de uso del mismo.

Palabras clave: tractor, sistema precarga, rediseño, tuerca

1. INTRODUCCIÓN

Los tractores CASE PUMA son usados para diferentes tareas agrícolas dentro de la empresa, al poco tiempo de uso, estas máquinas empezaron a presentar fugas de aceite en los sellos de los reductores delanteros. Con el análisis al sistema de precarga se logra evidenciar que, al momento de realizar el mantenimiento preventivo, es cuando se dan cuenta de que la causa de dicha fuga era por el desajuste de la tuerca encargada a dar el ajuste a los rodamientos, lo que causaba una ruptura del rodamiento, terminales de dirección, pivotes de charnela, rotulas de charnela y ruptura de la manzana; todo por falta de lubricación.

Por tanto, se pasa a la propuesta de una mejora del sistema que brinde mayor vida útil a la máquina y a su vez, reduzca los costos de reparación y mantenimiento. Para un mayor entendimiento se hace un comparativo de los tiempos de reparación en diferentes tipos de tractores de la empresa, la cual se muestra en la tabla 1.

Tabla 1: Tabla Comparativa de Tiempos de Reparación.

Máquina	Motivo	Observación	Tiempo 1	Tiempo 2
Tractor PUMA	CASE	Reparación	Entra a reparación por fugas de aceite en los sellos de los reductores delanteros.	De 2.500 a 3.000 horas de trabajo.
Tractor PUMA	CASE	Reparación	Entra de nuevo a reparación por fuga de aceite en los sellos de los reductores delanteros.	A las 1.000 horas de la primera reparación.
Tractor Deere	John	Reparación	Entra a reparación por basculante del eje delantero.	De 1.000 horas de trabajo.
Tractor Deere	John	Reparación	Entra de nuevo a reparación por basculante del eje delantero.	A las 3.000 horas de la primera reparación.

Nota: Elaboración propia.

A. Antecedentes

El sistema de precarga para los rodamientos de los reductores delanteros en los tractores CASE PUMA permite brindar una mayor seguridad al rodamiento y a su vez logra disminuir la fuga de aceite de este, lo que le brinda una mayor vida útil a la máquina.

El sistema de tracción delantera en los tractores CASE PUMA funciona principalmente por medio de un diferencial compuesto por un eje de ataque y una corona en su parte central. En los extremos de ambos lados del diferencial se encuentran alojados los reductores, los cuales cumplen con la función de transmitir el movimiento a las ruedas delanteras, así como también se aumenta el torque por medio de estos. Dichos reductores funcionan por medio de unos piñones llamados satélites y planetarios, los cuales trabajan en conjunto para transmitir movimiento a las ruedas delanteras con la mayor cantidad de torque posible. En el interior del diferencial y de los reductores hay aceite de transmisión, el cual tiene como función impedir el recalentamiento por fricción, garantizando una correcta lubricación de estos; para evitar las fugas de dicho aceite, existen los sellos que están estratégicamente ubicados para cumplir esta labor. Los reductores también cuentan con unos rodamientos cónicos, los cuales deben tener una correcta tolerancia de ajuste dada por el

fabricante para que las ruedas trabajen apropiadamente. Una tuerca es la encargada de dar ajuste a estos rodamientos y por medio de un labio que se golpea contra una ranura de la carcasa, el reductor se asegura que ésta no se afloje, para que así no se pierda la precarga, y el reductor junto con el peso de la maquina no deterioren todo el conjunto [1].

Existen diferentes estudios similares realizados a maquinaria agrícola, su funcionamiento y desempeño; como lo es uno realizado en la Universidad Carlos III de Madrid, “Análisis y propuesta de mejora del proceso del montaje de una transmisión de vehículo agrícola, realizado por David Damián Camarasaltas” el cual se basa en el análisis del proceso de montaje de una transmisión de un tractor, donde tiene por objetivos principales, analizar la transmisión, adaptar su proceso de montaje, proponer mejoras del mismo y mejorar el reproceso de la cadena de montaje; como fin principal, es maximizar la calidad del producto, con un análisis de las principales causas de fallo y el conocimiento de la transmisión bajo estudio [2].

Otro estudio encontrado, “Diseño de herramienta de traba para segmentos dentados de mandos finales de tractores en cadena (Arequipa – Perú) realizado por Mario Cesar Dueñas Chevarria” el cual describe la creación de una herramienta específica para la solución de un inconveniente en los mandos finales o

reductores de un tractor de cadena, con el fin de que permita optimizar las actividades en el cambio de segmentos dentados finales; del cual se realizó una simulación de análisis estático, que respalda en totalidad dicha tesis [3].

Existe un proyecto llamado “Aplicación de la metodología análisis causa raíz para mejorar el plan de mantenimiento de los tractores en la empresa Agualima SAC realizado por Víctor Manuel Medina Moreno”, enfocado en mejorar la metodología de mantenimiento de los tractores Caterpillar D6T en el tramo de cadenas del tren de fuerza, con el fin de aumentar la duración de los mismos y reducir los costos de mantenimiento [4].

Se encuentra otro proyecto relacionado al mencionado anteriormente, “Implementación de la estrategia de mantenimiento análisis causa raíz al tren de rodamiento del tractor de orugas D8T CAT para la empresa Constructoras Generales DYL E.I.R.L. realizado por Marcelo Ignacio Valdivia Paredes”, el cual consta de un análisis causa raíz al mantenimiento del tren de rodamiento del tractor de orugas D8T de Caterpillar, con el fin de encontrar las causas que lo afectan, estudiarlo y evitar así que siga ocurriendo [5].

Visto desde otra perspectiva, se encuentra un proyecto llamado “Determinación de las causas que provocan las fallas en los soportes de rodamientos de arados para aumentar la vida útil de los rodamientos realizado por Segundo Manuel Espín Lagos y Julio Antonio Carrasco Santillán”, enfocado en el sistema de precarga de los rodamientos de arados, donde se analizaron y se determinaron las causas que provocan las fallas en dichos sistemas, con el fin de realizar una mejora que logre aumentar la vida útil de esta herramienta agrícola [6].

Finalmente, se concluye que con un nuevo diseño de la tuerca, la cual cuenta con un sistema de seguridad diferente, que le permite facilitar la labor de precarga a los rodamientos y evitar totalmente las fugas de aceite, se logra facilitar esta labor en el área. Como complemento se diseñará una herramienta que permite retirar dicha tuerca.

B. Planteamiento del Problema

Los tractores CASE PUMA tienen diversas funciones agrícolas dentro del proceso productivo de la empresa, tales como: el auto volteo, éste consiste

en la recolección de caña de azúcar en el campo; también se usa para la preparación del terreno, allí hace varias funciones las cuales exigen un alto rendimiento de la máquina.

Al poco tiempo de uso estos tractores empezaron a presentar un problema mecánico en su tren delantero, específicamente en sus reductores, donde se evidenció una fuga de aceite en el sello. Al momento de hacer el desarme se logra detectar que la causa de dicha fuga de aceite era el desajuste de los rodamientos que componen el reductor, esto fue debido a la tuerca de sujeción.

Dicha tuerca cuenta con un sistema de seguridad basado en un labio que se golpeaba contra una ranura situada en la base del reductor pero con el tiempo y el uso se desajusta, al hacerlo no solo ocasiona el desajuste de los rodamientos, sino también la fuga de aceite; además daña gravemente la rosca de la charnela, esto hace que la reparación tome más tiempo y a su vez el costo de la misma se incrementa.

C. Justificación

El análisis y propuesta de mejoramiento de un sistema de precarga para los rodamientos de los reductores delanteros en los tractores CASE PUMA es de vital importancia para la empresa, ya que éste permitirá reducir el tiempo de reparación de la máquina, disminuirá los costos tanto en tiempo laboral como en repuestos necesarios para dicha reparación. También beneficiará de manera directa a los mecánicos agrícolas encargados de realizar esta labor, puesto que el trabajo a realizar es menos complicado y arriesgado que con el sistema original con el que cuenta el tractor.

Finalmente, con este sistema se logrará evidenciar un aumento en la vida útil del tractor, ya que la tuerca de sujeción no perderá ajuste con el uso.

D. Objetivos

Objetivo General

Analizar y diseñar una propuesta de mejora para el sistema de precarga para los rodamientos de los reductores delanteros en los tractores CASE PUMA.

Objetivos Específicos

1. Analizar el sistema de precarga para los rodamientos de los reductores delanteros de los tractores CASE PUMA.
2. Identificar los factores que afectan el sistema de precarga para los rodamientos de los reductores delanteros de los tractores CASE PUMA.
3. Diseñar una propuesta de mejora para el sistema de precarga para los rodamientos de los reductores delanteros en los tractores CASE PUMA.
4. Realizar pruebas de funcionamiento y confiabilidad de la mejora del sistema de precarga para los rodamientos de los reductores delanteros de los tractores CASE PUMA.
5. Mostrar informe técnico documentado de resultados y de resumen de la propuesta.

E. Metodología

Para el cumplimiento de cada uno de los objetivos planteados se tendrán en cuenta las siguientes fases:

Fase 1: En ésta fase se dará cumplimiento al primer objetivo de este proyecto, para ello se tendrán en cuenta las siguientes actividades:

1. Se realizará trabajo de campo, donde se va recolectar información del sistema de precarga con el que cuentan los tractores CASE PUMA de fábrica, esta información será redactada en los formatos ya establecidos.
2. Se hará la creación de un formato donde se describa cada uno de los materiales necesarios para el diseño de éste sistema. Este formato debe tener, tipo de materiales usados, referencias de fabricante, fichas técnicas de funcionamiento, dimensiones, entre otros.

Fase 2: En esta fase se dará cumplimiento al segundo objetivo de este proyecto, para ello se tendrán en cuenta las siguientes actividades:

1. Con la información recolectada anteriormente se analizan y procesan los datos recogidos.

2. Se identifican los factores que están afectando directamente la máquina y el proceso de reparación.
3. Se propone un plan de mejoramiento con un nuevo diseño de dicho sistema.

Fase 3: En esta fase se dará cumplimiento al tercer objetivo de este proyecto, para ello se tendrán en cuenta las siguientes actividades:

1. Se documentará con fotografías y planos la realización del nuevo sistema de precarga.
2. Se realizarán los cálculos correspondientes por cada sistema con el que cuenta este equipo.

Fase 4: En esta fase se dará cumplimiento al cuarto objetivo de este proyecto, para ello se tendrán en cuenta las siguientes actividades:

1. Se evalúa el nuevo diseño en el sistema de precarga para los rodamientos de los reductores delanteros en los tractores CASE PUMA.
2. Se propone un diseño de una herramienta que facilite el cambio de la tuerca que hace parte del nuevo diseño de dicho sistema.

II. MARCO TEÓRICO

El proceso de investigación de este proyecto está basado en un análisis de causa raíz, es un método usado para la solución de problemas, intentando evitar que estos aparezcan por medio de identificar que lo causa. No es una metodología simple, ya que existen diferentes herramientas y procesos que se pueden usar, lo primordial es abordar los principios generales con los cuales cuenta:

- Identificar los factores que están afectando al momento de un evento, para determinar las acciones que se deben cambiar.
- Debe realizarse en forma sistemática, con conclusiones y causa raíz probada con hechos reales.
- Puede encontrarse más de una causa raíz en el problema, se debe demostrar la persistencia de ésta y resolverlo.

- Se identifican todas las soluciones de un problema con el fin de prevenir al menor costo.
- La causa raíz identificada depende de cómo se defina el problema.
- Para ser efectivo, el análisis debe hacerse en una línea de tiempo que mantenga los factores, la causa raíz y el problema definido.
- Con el análisis se logra pasar de una cultura reactiva a una proactiva, además de reducir

la frecuencia con que aparecen los problemas.

- El análisis puede ser visto como una amenaza, ya que los cambios culturales no son bien vistos por todos.

Para implementar el análisis de causa raíz es importante seguir los siguientes pasos como se muestra en la ilustración I a continuación:

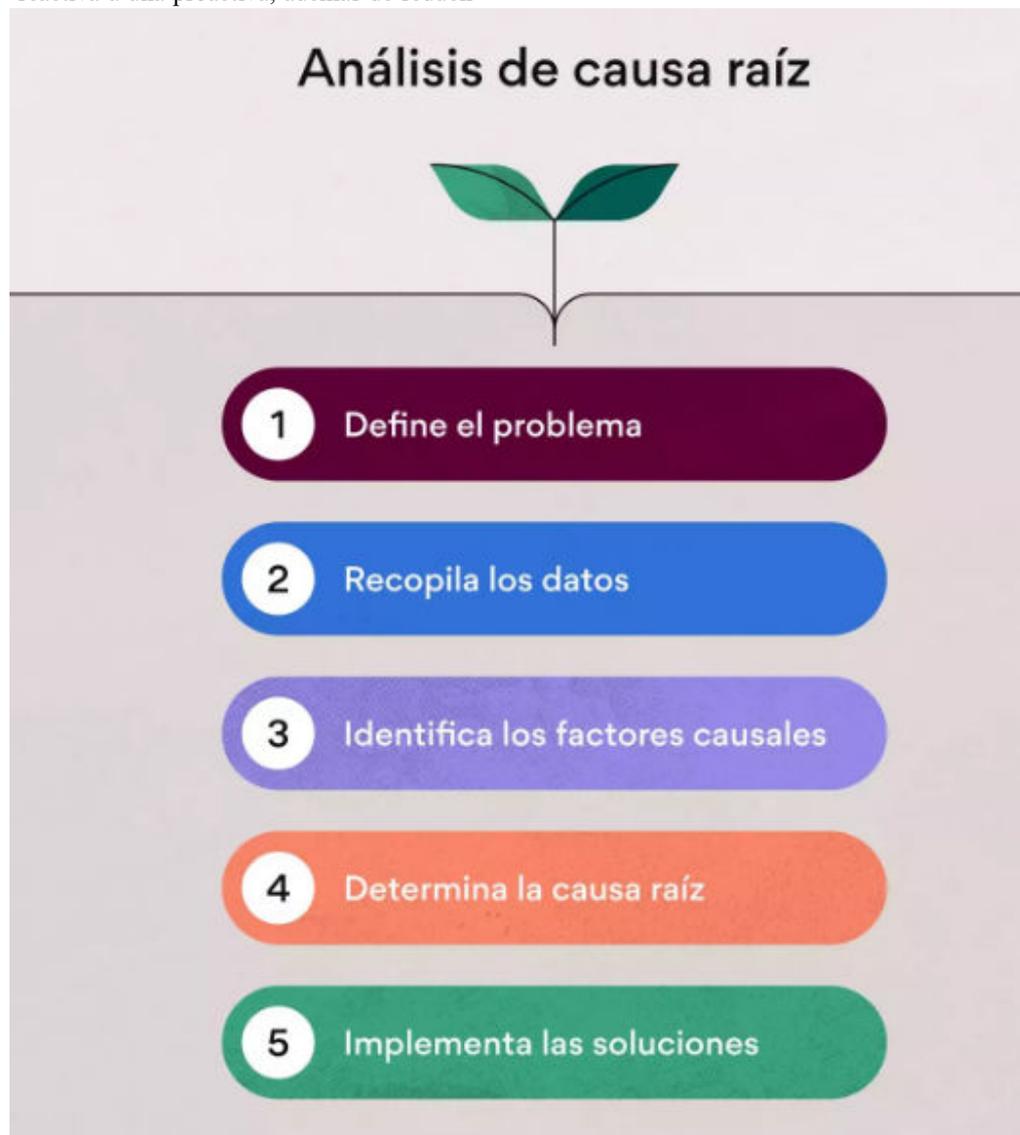


Ilustración 1: Plantilla Análisis de Causa Raíz.

Nota: ASANA. *Análisis de Causa Raíz Blog*. (2022). [en línea] <https://asana.com/es/resources/root-cause-analysis-template>.

Con el fin de dar cumplimiento a todos los objetivos, esta investigación también se basó en los libros Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley de los autores Richard Budynas y Keith Nisbett, por medio del cual se logra determinar los siguientes cálculos: Torque aplicado, fuerza, esfuerzo de flexión, esfuerzo cortante y esfuerzo de dirección; con el fin de hallar el factor de seguridad de la tuerca, tanto para el diseño actual como para el rediseño. Diseño de Elementos de Máquinas del autor Libardo Vicente Vanegas; este texto proporciona la información necesaria para los cálculos de la rosca que contiene tanto la rosca como el tornillo que se ajusta del sistema de precarga en los reductores delanteros de los tractores CASE PUMA. Los cálculos que se realizarán son: Forma y dimensión de la rosca, y el área de esfuerzo a tracción.

MECÁNICA DE TORNILLOS DE POTENCIA

Un tornillo de potencia se utiliza en maquinaria para el cambio del movimiento angular a movimiento lineal, y por lo general para transmitir potencia. A continuación se muestran las partes de un tornillo de potencia en la siguiente figura.

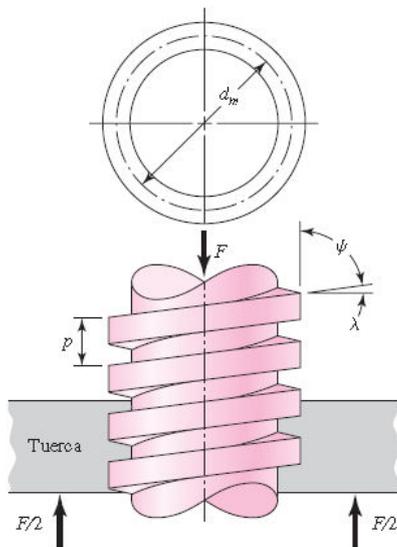


Ilustración 2: Partes de un Tornillo de Potencia.

Nota: R. G. Budynas, J. K. Nisbett. *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. Octava Edición. Mc Graw Hill. (2008).

Para tornillos de potencia, la rosca Acme no resulta tan eficiente como la rosca cuadrada, debido a la fricción adicional provocada por la acción de la cuña, aunque en ocasiones es preferido por su facilidad de

maquinar y permitir el empleo de una tuerca dividida, la cual es ajustada para compensar el desajuste. Partiendo de lo anteriormente dicho, se debe aplicar la ecuación de torque aplicado que se muestra a continuación.

Ecuación 1: Torque Aplicado.

$$TR = \frac{F dm}{2} \left(\frac{1 + \pi f dm \operatorname{Sec} \alpha}{\pi dm - f \operatorname{Sec} \alpha} \right)$$

DURABILIDAD DE LA SUPERFICIE

Se debe tener en cuenta la falla o desgaste de la superficie de los dientes de los engranes, estas suelen ocurrir por fatiga, debido al uso excesivo de esfuerzo de contacto elevado. Existen otro tipo de fallas como lo son: el rayado, que se ocasiona por la falta de lubricación; y la abrasión, la cual es el desgaste por presencia de material extraño.

Ecuación 2: Esfuerzo de Contacto.

$$P_{m\acute{a}x} = \frac{2F}{\pi b l}$$

Donde:

$P_{m\acute{a}x}$ = Presión superficial máxima.

F = Fuerza que presiona los dos cilindros.

l = Longitud de los cilindros.

b = Se obtiene por medio de la siguiente ecuación:

Ecuación 3: Ecuación de b.

$$b = \left\{ \frac{2F [(1 - \nu_1^2)/E_1] + [(1 - \nu_2^2)/E_2]}{\pi [(1/d_1) + (1/d_2)]} \right\}^{1/2}$$

Dónde: ν_1 , ν_2 , E_1 y E_2 son las constantes elásticas y d_1 y d_2 son los diámetros de los cilindros en contacto, respectivamente. Para adaptar estas relaciones a la notación que se utiliza para engranajes, se sustituye F por $Wt/\cos \phi$, d por $2r$ y l por el ancho de la cara F.

CARGA POR FATIGA:

Cuando un sistema cuenta con pernos con tensión sometida a la acción de la fatiga muestra factores de resistencia a la fatiga del filete el cual se encuentra debajo de la cabeza del perno o al inicio de las roscas del cuerpo de dicho perno. Existen unos factores de concentración del esfuerzo de elementos roscados, los cuales se muestran a continuación en la tabla 2:

Tabla 2: Factores de Concentración.

Grado SAE	Grado métrico	Roscas laminadas	Roscas cortadas	Filete
0 a 2	3.6 a 5.8	2.2	2.8	2.1
4 a 8	6.6 a 10.9	3.0	3.8	2.3

Nota: R. G. Budynas, J. K. Nisbett. *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. Octava Edición. Mc Graw Hill. (2008).

Como también existen resistencias a la fatiga completamente corregidas de pernos y tornillos con rosca laminadas, como se muestra en la tabla 3:

Tabla 3: Resistencia a la Fatiga.

Grado o clase	Intervalo de tamaños	Resistencia a la fatiga
SAE 5	$\frac{1}{4}$ -1 pulg	18.6 kpsi
	$1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$ pulg	16.3 kpsi
SAE 7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$ pulg	20.6 kpsi
SAE 8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$ pulg	23.2 kpsi
ISO 8.8	M16-M36	129 MPa
ISO 9.8	M1.6-M16	140 MPa
ISO 10.9	M5-M36	162 MPa
ISO 12.9	M1.6-M36	190 MPa

Nota: R. G. Budynas, J. K. Nisbett. *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. Octava Edición. Mc Graw Hill. (2008).

ESFUERZO CORTANTE:

Estipula que la fluencia comienza cuando el cortante máximo de cualquier material iguala el esfuerzo de cortante máximo de una pieza tensionada del mismo material. El esfuerzo cortante transversal τ en el centro de la raíz de la tuerca debido a la carga F es:

Ecuación 4: Esfuerzo Cortante.

$$\tau = \frac{3F}{\pi dr nt P}$$

El esfuerzo de Von Mises en la parte superior del plano de la raíz se determina identificando primero los esfuerzos normales ortogonales y los esfuerzos cortantes. Se debe tener en cuenta la geometría útil de rosca cuadrada para el cálculo de los esfuerzos

flexionante y cortante transversal en la raíz de la rosca, como se muestra en la figura a continuación.

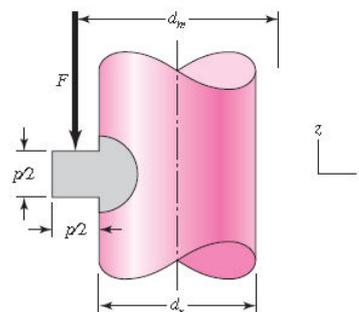


Ilustración 3: Geometría de Rosca Cuadrada.

Nota: R. G. Budynas, J. K. Nisbett. *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. Octava Edición. Mc Graw Hill. (2008).

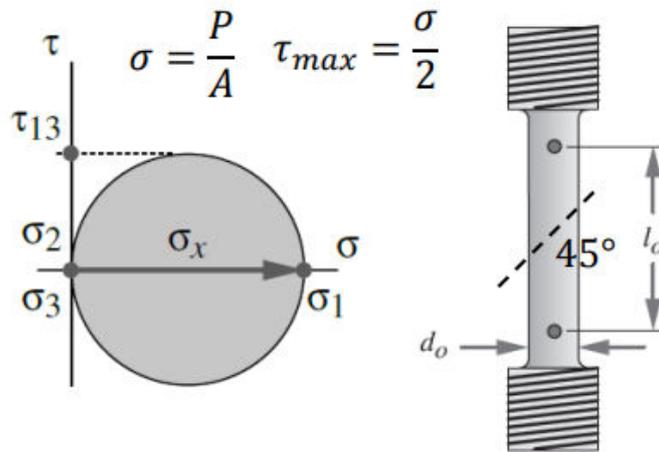


Ilustración 4: Figura Esfuerzo Cortante.

Nota: Universidad de Santiago de Chile. "Diseño Mecánico, Teoría de Fallas Estáticas". Santiago de Chile. (2023). [en línea] https://mecanica-usach.mine.nu/media/uploads/L03_FallasEstaticas_1.pdf

TEORÍA DE VON MISES:

Por lo que se tiene claro el mecanismo de fluencia microscópica se debe al deslizamiento relativo de los átomos del material dentro de su estructura de entramado; esto es causado por un esfuerzo cortante acompañado por la distorsión de la pieza. La energía que se almacena en la pieza es un indicador del esfuerzo cortante.

Ecuación 5: Esfuerzo en Dirección.

$$\sigma' = (\sigma^2 + \sigma_y^2 + 3\tau^2)^{\frac{1}{2}}$$

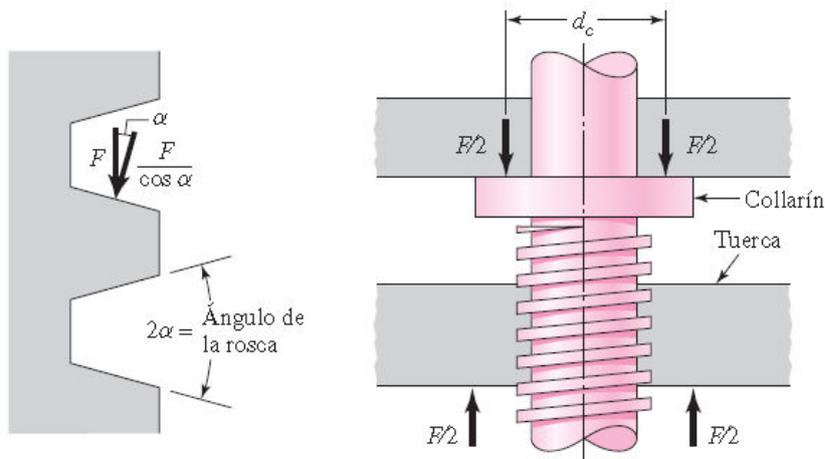


Ilustración 5: Fuerza Normal en la Rosca y Empuje en el Collarín.

Ecuación 6: Factor de Seguridad.

$$N = \frac{S_y}{\sigma}$$

ESFUERZO INTERNO:

Los esfuerzos mecánicos son magnitudes físicas con unidades de fuerza sobre el área utilizada de la pieza. Normalmente la fuerza en la rosca aumenta debido al ángulo, por otro lado el collarín de empuje tiene un diámetro de fricción determinado, como se muestra en la siguiente figura.

Nota: R. G. Budynas, J. K. Nisbett. *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. Octava Edición. Mc Graw Hill. (2008).

FLEXIÓN DE LEWIS:

Wilfred Lewis creó la ecuación para estimar el esfuerzo de flexión en dientes de engranes en la que interviene la forma de los mismos, como se muestra en la ilustración III.

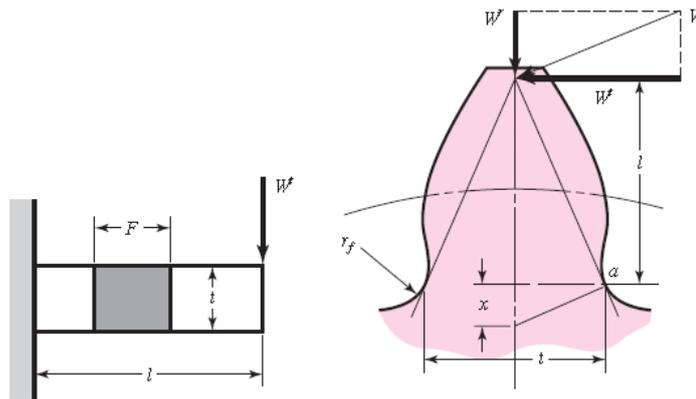


Ilustración 6: Flexión de Lewis.

Nota: R. G. Budynas, J. K. Nisbett. *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. Octava Edición. Mc Graw Hill. (2008).

DISEÑO DE TORNILLOS:

Los tornillos son elementos que tienen filetes enrollados, los cuales se usan para diferentes elementos, como: estructuras, máquinas, herramientas, vehículos, prensas, entre otros. Existen dos tipos de tornillos, de unión y de potencia; los de unión se usan para unir o asegurar dos partes estructurales; por otro lado los de potencia son destinados a la transmisión de potencia y movimiento,

por lo regular su movimiento de giro se convierte en uno de traslación.

CARGAS EN LOS PERNOS:

Un perno puede soportar diferentes tipos de cargas, las cuales son: axial, flexión, torsión y cizalladura; aunque lo más común es que solo soporte tracción. En la ilustración IV se muestra cómo funciona en un sistema de chumacera.

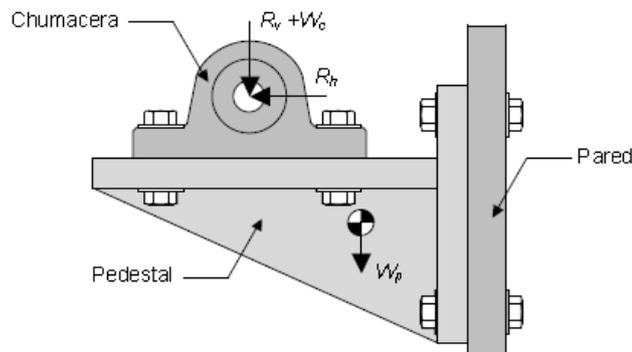


Ilustración 7: Pernos en un Sistema Chumacera-Pedestal.

Nota: L. V. Vanegas Useche. *Diseño de Elementos de Máquinas*. Primera Edición. Universidad Tecnológica de Pereira. (2018).

RESISTENCIA DEL PERNO:

En las normas para pernos, la resistencia se especifica mediante cantidades ASTM mínimas, lo que muestra dos tipos de resistencia: La resistencia mínima de prueba o carga mínima de prueba, y la resistencia mínima de tensión. Si está sometido a tracción

estática debe verificarse el factor de seguridad, que sea mayor al permisible.

La carga de prueba, es la fuerza máxima que un perno puede soportar sin sufrir una deformación permanente. La resistencia de prueba está dada por el cociente de la carga de prueba y el área de esfuerzo a tensión.

Tabla 4: Especificaciones SAE Para Pernos de Acero.

Grado SAE núm.	Intervalo de tamaños, inclusive, pulg.	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima a la tensión,* kpsi	Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
1	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo o medio carbono	
2	$\frac{1}{4}$ - $\frac{3}{4}$ $\frac{7}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	55	74	57	Acero de bajo o medio carbono	
		33	60	36		
4	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	65	115	100	Acero de medio carbono, estirado en frío	
5	$\frac{1}{4}$ -1 $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	85	120	92	Acero de medio carbono, T y R	
		74	105	81		
5.2	$\frac{1}{4}$ -1	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	105	133	115	Acero de aleación de medio carbono, T y R	
8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero de aleación de medio carbono T y R	
8.2	$\frac{1}{4}$ -1	120	150	130	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	

Nota: R. G. Budynas, J. K. Nisbett. *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. Octava Edición. Mc Graw Hill. (2008).

Para el cálculo de la fuerza se debe tener en cuenta la siguiente ecuación.

Ecuación 7: Fuerza.

$$F = \frac{TR * 2}{\phi m \left(\frac{1 + \pi f dm \operatorname{Sec} \alpha}{\pi dm - f \sqrt{\operatorname{Sec} \alpha}} \right)}$$

Finalmente, con los datos adquiridos lograr obtener una evaluación más detallada de la problemática presentada y así mismo poder diseñar un nuevo sistema de precarga.

III. MATERIALES Y MÉTODOS

A. Análisis del sistema de precarga

Para analizar el sistema de precarga, se realizó una entrevista directamente al coordinador de maquinaria agrícola y una encuesta dirigida a los colaboradores directamente relacionados con la maquinaria agrícola; para la recolección de la información necesaria que permita realizar el análisis pertinente de la problemática presentada en el sistema de precarga en los tractores CASE PUMA.

Para la aplicación de dicha encuesta se debe realizar el cálculo de la población, para ello se utilizará la fórmula que se muestra en la figura numero 1:

Fórmula para calcular la muestra:

Ecuación 8: Fórmula Cálculo de la Muestra.

$$n = \frac{N * Z_a^2 * p * (1 - p)}{e^2 * (N - 1) + Z_a^2 * p * (1 - p)}$$

Dónde:

Z²_a= Nivel de confianza 1.44

p= Probabilidad de éxito 50%

1 - p = Probabilidad de error 50%

N= Tamaño de la población 50 personas

e= Error máximo permitido 5%

IV. RESULTADOS

A. Costos de reparación del sistema de precarga

La encuesta realizada mostró que hay presente una problemática evidente con los tractores CASE PUMA, la cual se centra en el diseño original del reductor delantero de la máquina; además de que este problema se presenta muy frecuentemente, lo que hace que le genere costos de reparación y mantenimientos altos a la empresa.

La tabla 5 muestra los componentes requeridos y el costo de la reparación de un lado afectado del sistema de precarga, por lo tanto si son afectados ambos lados de la máquina su costo se duplica.

Tabla 5: Costo de los Componentes del Reductor.

COMPRA COMPONENTES REDUCTOR		
HUB REDUCTOR 87543151 CASE PUMA 210	1642418	\$ 1.001.517
ARTICULACION REDUC LADO IZQ 84188825 CAS	1642417	\$ 4.367.209
SELLO 87355801 EJE DELANT CASE PUMA 210	1560004	\$ 456.980
RODILLO 5133737 C/CUNA RUEDA DELANT CASE	1282634	\$ 234.660
TUERCA 5141692 RUEDA DELANTERA CASE MXM	1282635	\$ 110.274
DISCO 5141691 REDUCTOR DELANTERO CASE	1652765	\$ 1.362.270
KIT CORONA 68T5102130/DISCO 4986355 CASE	1652766	\$ 1.659.520
Total Costo de compra:		\$ 9.192.430,00
MANO DE OBRA (2) Mecánico Diesel		\$ 560.000,00
Total Mano de obra:		\$ 560.000,00
Total Reparación:		\$ 9.752.430,00

Fuente: Información proporcionada por la empresa.

Con la información recolectada anteriormente, por medio de la encuesta aplicada a los colaboradores y la entrevista realizada al coordinador de maquinaria agrícola, se logra identificar diferentes factores. Primero se explicará en que consiste un sistema de tracción delantera en los tractores CASE PUMA; Estos funcionan principalmente por medio de un diferencial compuesto por un eje de ataque una y una corona en su parte central. En los extremos de ambos lados del diferencial están alojados los reductores los cuales cumplen la función de transmitir el movimiento a las ruedas delanteras, así como también de aumentar el torque por medio de los reductores, dichos reductores funcionan por medio de unos

piñones llamados satélites y planetarios que trabajan en conjunto para transmitir movimiento a las ruedas delanteras con el máximo de torque posible.

En el interior del diferencial y reductores hay aceite de transmisión el cual tiene la tarea de impedir el recalentamiento por fricción y garantizar una correcta lubricación, para evitar fugas de aceite existen los sellos los cuales se encuentran estratégicamente ubicados.

Los reductores cuentan con dos rodamientos cónicos los cuales deben tener una correcta tolerancia de ajuste dada por el fabricante para que las ruedas trabajen apropiadamente, una tuerca es la encargada

de dar ajuste a estos rodamientos y por medio de un labio que se golpea contra la ranura de la carcasa el reductor se asegura de que esta no se afloje para que no se pierda la precarga y el reductor junto con el peso de la máquina no deterioren todo el conjunto. (Ver planos en anexos)

A continuación, se muestran los planos de un sistema de precarga original: (Ver en anexos 1)

Al pasar entre 2.500 y 3.000 horas de funcionamiento de que estos tractores llegaron a la empresa se empezaron a presentar fugas de aceite en los sellos de los reductores delanteros y al momento de hacer el respectivo mantenimiento correctivo fue evidente que la causa era la pérdida de ajuste de la tuerca que ocasionaba a su vez un juego excesivo entre las partes

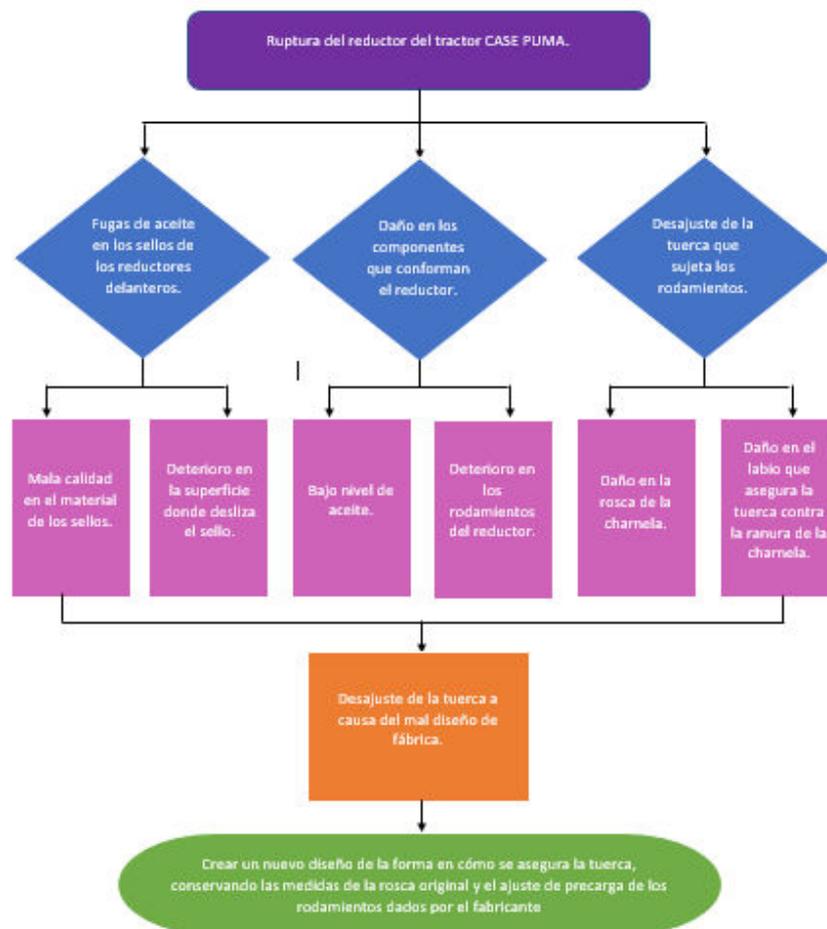
móviles del reductor dando como resultado una fuga de aceite bastante considerable y una ruptura de rodamientos, cunas y demás partes por falta de lubricación. (Ver en anexos 2)

Este fenómeno empezó a hacerse muy continuo en estas máquinas, y aunque se hacían las reparaciones pertinentes como lo recomienda el fabricante, además de eso se reemplazaban las partes originales; de igual modo alrededor de 1.000 horas posteriores a la reparación, estas regresaban presentando el mismo problema.

Para identificar los factores que afectan el sistema de precarga se aplicara un análisis de causa raíz, la gráfica 1 se muestra a continuación:

ANÁLISIS DE CAUSA RAÍZ

Gráfica 1: Análisis de Causa Raíz.





Nota: ASANA. “análisis de causa raíz, blog”. (Octubre 2022). [en línea] <https://asana.com/es/resources/root-cause-analysis-template>.

Por medio del análisis causa raíz se logra identificar la causa principal de la problemática que están presentando los tractores CASE PUMA, determinando que la solución más viable es el rediseño de la tuerca que ajusta los rodamientos en el sistema de precarga.

Teniendo en cuenta toda la información recolectada anteriormente, se observa que el fallo mecánico que están presentando estas máquinas tienen una frecuencia de 600 a 800 horas de trabajo, lo que para la compañía es muy poco tiempo, ya que los tractores trabajan 24 horas al día, los 7 días de la semana; por lo tanto la empresa ante esta situación decide tomar cartas en el asunto, y procedió a realizar una evaluación técnica de la problemática existente, donde se determinó que la causa raíz era la tuerca y su sistema de seguridad, ya que originaba el desajuste y los múltiples problemas en todo el conjunto.

La solución que vienen utilizando en la empresa es el cambio de repuestos originales que salían afectados

por el desajuste de la tuerca dentro de todo el sistema de precarga. Los cuales se muestran a continuación:

Componentes del reductor:

- ✓ Hub reductor 87543151 CASE PUMA 210.
- ✓ Articulación del reductor 84188825 CASE.
- ✓ Sello 87355801 eje delantero CASE PUMA 2010.
- ✓ Rodillo 5133737 C/Cuna rueda delantera CASE.
- ✓ Tuerca 5141692 Rueda delantera CASE MXM.
- ✓ Disco 5141691 reductor delantero CASE.
- ✓ Kit corona 68T5102130/Disco 4986355 CASE.

Para la reparación se requiere de dos mecánicos DIESEL, ya que se debe cambiar el sistema en ambos lados de la máquina. Por lo tanto, se realiza el pedido de todo el paquete para cada lado. Los costos de dicha reparación representan un alto porcentaje del presupuesto anual del taller agrícola, haciendo que esta problemática sea la más representativa de toda la empresa. A continuación, se muestra la tabla 6 de los costos de la reparación actual:

Tabla 6: Costos Reparación Sistema de Precarga Tractores CASE PUMA.

COMPRA COMPONENTES REDUCTOR		
HUB REDUCTOR 87543151 CASE PUMA 210	1642418	\$ 1.001.517
ARTICULACION REDUC LADO IZQ 84188825 CAS	1642417	\$ 4.367.209
SELLO 87355801 EJE DELANT CASE PUMA 210	1560004	\$ 456.980
RODILLO 5133737 C/CUNA RUEDA DELANT CASE	1282634	\$ 234.660
TUERCA 5141692 RUEDA DELANTERA CASE MXM	1282635	\$ 110.274
DISCO 5141691 REDUCTOR DELANTERO CASE	1652765	\$ 1.362.270
KIT CORONA 68T5102130/DISCO 4986355 CASE	1652766	\$ 1.659.520
Total Costo de compra:		\$ 9.192.430,00
MANO DE OBRA (2) Mecánico Diesel		\$ 560.000,00
Total Mano de obra:		\$ 560.000,00
Total Reparación:		\$ 9.752.430,00

Nota: Información proporcionada por la empresa.

Partiendo del factor problema y la solución brindada por la empresa, se plantea una nueva alternativa, que le proporcione una mayor vida útil a la máquina y que a su vez reduzca los costos de dicha reparación.

Se le propone a la compañía un nuevo diseño de la tuerca, la cual es la raíz del fallo mecánico que presenta el tractor.

B. Diseño de Propuesta de Mejora

La propuesta de mejora en el sistema de precarga de los reductores delanteros en los tractores CASE

PUMA consta de una modificación en cómo se asegura la tuerca que ajusta los rodamientos, conservando la rosca original y el ajuste de precarga dado por el fabricante. (Ver planos en anexos 3).

Con dicha modificación se logrará un mejor ajuste en los rodamientos, sin desajuste por uso o movimiento de la máquina, brindándole así una mayor vida útil al tractor; además se disminuyen los costos de reparación considerablemente, teniendo en cuenta lo que cuesta la reparación que realizan actualmente; los costos del nuevo diseño son:

Tabla 7: Costos Nuevo Diseño.

NUEVO SISTEMA DE PRECARGA		
ACERO 4140 CILINDRICO DE 6"	1341187 \$	59.576,00
MANO DE OBRA		
(1) Mecánico Tornero	\$	280.000,00
(2) Mecánico Diesel	\$	560.000,00
Total Costo de Modificacion	\$	899.576,00
Total Ahorro Generado :	\$	8.852.854,00
Total Ahorro Generado :	\$	53.117.124,00

Nota: Información proporcionada por la empresa. Elaboración propia.

C. Cálculos de la tuerca de sujeción

Para poder comprobar la viabilidad de este proyecto se realizaron los cálculos estructurales los cuales se basaron en información que fue proporcionada por el fabricante de la máquina, tales como:

- Diámetro de Raíz = \emptyset Raíz = 88 mm
- Diámetro de Cresta = \emptyset Cresta = 90 mm
- Diámetro medio = \emptyset m = 89 mm
- Paso de Rosca = 2
- Grosor Tuerca = 22 mm
- f = Coeficiente de fricción del acero (0.15 Estática) (0.09 Dinámica).
- Esfuerzo de fluencia del acero 10 – 45 es 310 Mpa (45.000 psi)
- Torque Aplicado 392 Nm

Adicionalmente el manual brinda la información sobre el torque que se requiera para ajustar esta tuerca y garantiza así un funcionamiento ideal, esta debe tener un ajuste de 392 Nm.

Con el fin de obtener mayores datos sobre el material que compone el conjunto del reductor se realizó un estudio detallado del material (ver anexos 7) que lo compone, el cual brindará información más precisa sobre su composición química y el porcentaje de cada elemento, los cuales se muestran en la tabla 7:

Tabla 8: Elementos Que Componen el Material

ELEMENTO	PORCENTAJE
Carbono (C)	0,4554
Silicio (Si)	0,221
Manganeso (Mn)	0,578

Fósforo (P)	0,0209
Azufre (S)	0,0106
Cromo (Cr)	0,046
Níquel (Ni)	0,0208
Titanio (Ti)	0,0029
Cobre (Cu)	0,063
Aluminio (Al)	0,0192
Molibdeno (Mo)	0,0030
Cobalto (Co)	0,0086
Boro (B)	0,0005

Fuente: Elaboración propia.

Con dicho análisis se logra obtener los siguientes resultados (ver análisis en los anexos 7):

- Acero 10-45.
- Un esfuerzo de fluencia de 310 MPa
- Un coeficiente de fricción de 0,09.

Para lograr obtener el factor de seguridad tanto en la tuerca original como en el nuevo diseño se aplicaron las siguientes formulas:

Ecuación 9: Torque Aplicado:

$$TR = \frac{F dm}{2} \left(\frac{1 + \pi f dm \sec \alpha}{\pi dm - f \sec \alpha} \right)$$

Ecuación 10: Fuerza:

$$F = \frac{TR * 2}{\phi m \left(\frac{1 + \pi f dm \sec \alpha}{\pi dm - f \sec \alpha} \right)}$$

Ecuación 11: Esfuerzo de Flexión:

$$\delta b = \frac{6 F}{\pi dr nt P}$$

Ecuación 12: Esfuerzo Cortante:

$$\tau = \frac{3F}{\pi dr nt P}$$

Ecuación 13: Esfuerzo en Dirección:

$$\sigma' = (\sigma^2 * -\sigma * \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau^2 * \gamma)^{1/2}$$

Ecuación 14: Factor de Seguridad

$$N = \frac{S_y}{\sigma}$$

Ecuación 15: Diametro de la Rosca.

$$d_p = \frac{d + d_r}{2}$$

Ecuación 16: Área de esfuerzo de Tensión.

$$A_t = \frac{\pi}{4} \left[\frac{d_p + d_r}{2} \right]^2$$

Al realizar los cálculos correspondientes para el tipo de tornillo y tuerca, y teniendo en cuenta el material, se logra determinar que los hilos de la rosca soportan una fuerza de 0.909 KN y un esfuerzo de flexión de 448,36 KPa. Ya una vez obtenidos estos datos, fue posible hallar el esfuerzo cortante al que se encuentran sometidos los hilos que están en contacto con la tuerca y el tornillo de 0,22 KN.

Finalmente, teniendo ya establecidos los datos anteriores, se procede a calcular el factor de seguridad, el cual brinda la confiabilidad del sistema, partiendo de la alta exigencia mecánica a la cual es sometido. Por lo tanto basados en la teoría de Von Mises, se logra identificar un factor de seguridad de 82,88 para el acero de AISI 1045, el cual es el material de la tuerca original. Lo que muestra un valor de confianza alto, ya que no debe ser menor a 7, considerando todos los esfuerzos dinámicos a los que se enfrenta el reductor. (Ver anexos 8)

D. Evaluación del Nuevo Sistema

Para la evaluación del nuevo diseño se tuvo en cuenta los cálculos realizados al diseño original, los cuales se le aplicaron igualmente al nuevo diseño, donde se realizó el cálculo de factor de seguridad basados en el material de acero 41-40, el cual dio como resultado 114,17, teniendo en cuenta que no debe dar por debajo de 7, quiere decir que brinda mayor seguridad incluso al diseño original. (Ver anexos 8).

Partiendo de los resultados obtenidos anteriormente, se logra determinar que implementar el nuevo diseño del sistema de precarga para los reductores delanteros de los tractores CASE PUMA es de vital importancia para la empresa, ya que le proporcionaría una mayor vida útil para la empresa, ocasionando a la vez una reducción en costos de mantenimiento.

Para éste diseño también se creó una herramienta especial, que permite realizar el trabajo más

eficientemente, lo que hace que la maquina esté menos tiempo en reparación, por lo tanto sus horas de trabajo se aprovechan al máximo. (Ver anexos 9).

E. Informe Técnico y Prueba del Modelo Prototipo

Se realizó un prototipo del nuevo diseño del sistema de precarga, donde se evaluó el comportamiento de éste en los tractores, el cual dio como resultado los siguientes datos que se muestran en la tabla 9:

Tabla 9: Resultados Prueba de Prototipo. Elaboración propia

Máquina	Sistema de Precarga	Horas laboradas al momento del cambio	Horas laboradas para revisión	Observación	Resultados
Tractor CASE PUMA	Nuevo diseño en la tuerca de ajuste de los rodamientos	3.500 horas	1.000 horas	Se realizó una revisión a las 1.000 horas laboradas del tractor para verificar el funcionamiento del nuevo diseño, con el fin de obtener los resultados deseados.	Se observa que al momento del mantenimiento el tractor no presenta fugas en el sello de los reductores, ya que la tuerca no se sufrió desajuste. Adicionalmente se observa que la herramienta creada para el ajuste de la tuerca funciona como se esperaba.

Para la constancia de las pruebas del prototipo de la mejora del sistema de precarga en los tractores CASE PUMA se adjuntan material fotográfico.

Ilustración 8: Imagen1 Tractor CASE PUMA en Labor de Cadeneo.



Ilustración 9: Imagen2 Tractor CASE PUMA en Labor de auto volteo.



Ilustración 10: Image3 Tractor CASE PUMA en labor de Auto Volteo.



V. CONCLUSIONES

1. Con el análisis causa raíz se logró identificar que el factor que están afectando de manera directa al sistema de precarga es el desajuste de la tuerca que sostiene los rodamientos, esto es debido a le diseño original de dicha tuerca; ya que con el movimiento y uso de la máquina, ésta se desajusta y ocasiona pérdida de aceite causándole un daño a los rodamientos.
2. Al realizar los cálculos del factor de seguridad, se determinó que el nuevo diseño de la tuerca brinda mayor ajuste a los rodamientos; por lo tanto, no hay fuga de aceite ni daño en el sistema de precarga.
3. Con la mejora realizada al sistema de precarga, se brindó una mayor vida útil a la máquina, además de que se disminuyen los costos de reparación y mantenimiento.
4. Se diseñó una herramienta que facilita el cambio o desajuste de la tuerca para reparaciones o mantenimientos que lo requieran.

VI. BIBLIOGRAFÍA

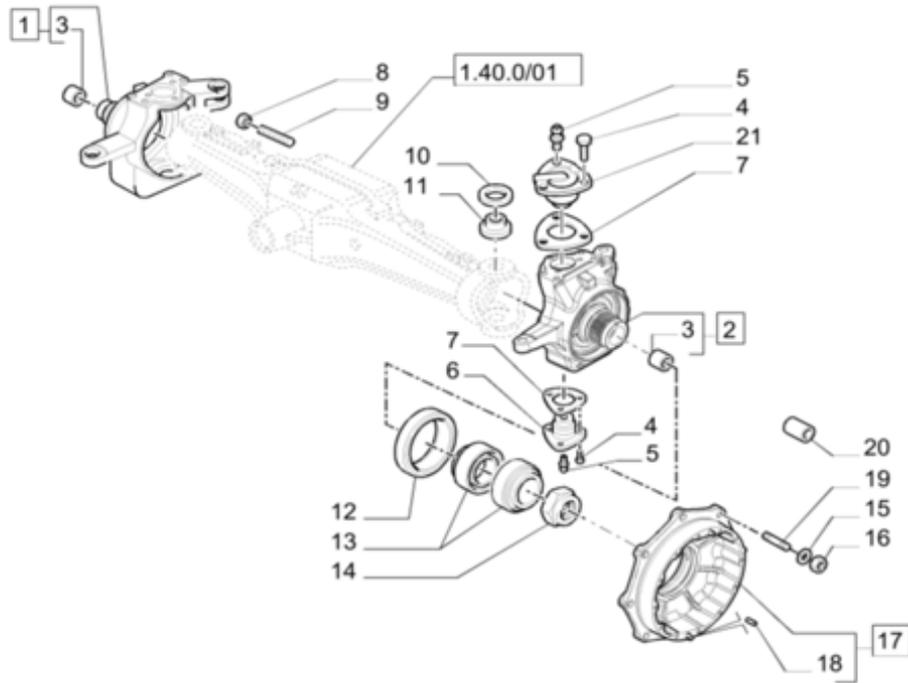
- [1] CASE AGRICULTURE. "Service Manual". (Diciembre 2010). [en línea]. file:///C:/Users/USUARIO/Downloads/CASE-87628095_CNA-preview.pdf.
- [2] D. D. Camarasaltas. "Análisis y propuesta de mejora del proceso de montaje de una transmisión de vehículo agrícola". Madrid: Universidad Carlos III. (2014). [en línea].

<https://e-archivo.uc3m.es/handle/10016/26463>.

- [3] M. C. Dueñas Chevarria. "Diseño de herramienta de traba para segmentos de mandos finales de tractores de cadena. Arequipa – Perú". Universidad Continental. Perú. (2020). [en línea]. <https://repositorio.continental.edu.pe/handle/20.500.12394/8403>.
- [4] V. M. Medina Moreno. "Aplicación de la metodología análisis causa raíz para mejorar el plan de mantenimiento de los tractores en la empresa Agualima SAC Perú". Universidad Nacional de Trujillo. Perú. (2022). [en línea]. <https://dspace.unitru.edu.pe/handle/UNITRU/20317>.
- [5] M. I. Valdivia Paredes. "Implementación de la estrategia de mantenimiento análisis causa raíz al tren de rodamiento del tractor de orugas D8T CAT para la empresa Constructoras Generales DYL E.I.R.L". Perú: Universidad Católica de Santa María. (2021). [en línea]. <https://tesis.ucsm.edu.pe/repositorio/handle/UCSM/10701>.
- [6] S. M. Espín Lagos, J. A. Carrasco Santillán. "Determinación de las causas que provocan las fallas en los soportes de rodamientos de arados para aumentar la vida útil de los rodamientos". Ecuador: Universidad Técnica de Ambato. (2017). [en línea]. <http://repositorio.uta.edu.ec/handle/123456789/26891>.
- [7] R. G. Budynas, J. K. Nisbett. *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. Octava Edición. Mc Graw Hill. (2008).
- [8] L. V. Vanegas Useche. *Diseño de Elementos de Máquinas*. Primera Edición. Universidad Tecnológica de Pereira. (2018).
- [9] R. L. Norton. *Diseño de Máquinas*. Editorial Prentice-Hall (Pearson). Cuarta Edición. México. (2011).
- [10] ASANA. "análisis de causa raíz, blog". (Octubre 2022). [en línea] <https://asana.com/es/resources/root-cause-analysis-template>.

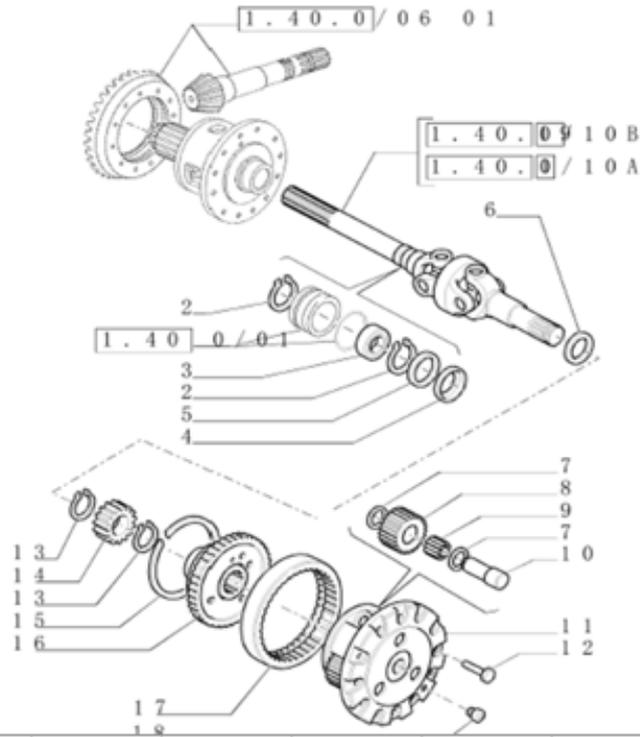
ANEXOS

Anexos 1: Plano Sistema de Precarga.



#	# de pieza	Nombre de la pieza	Descripción	Ctd
1	87345382	CONJUNTO DE PIVOTE RH	RH	1
1	84188828	CONJUNTO DE PIVOTE RH	RH	1
2	87345376	MANGUETA/HUSILLO LH	LH	1
2	84188825	CONJUNTO DE PIVOTE LH	LH	1
3	5104085	CASQUILLO 45mm ID x 50mm OD x 30mm L	45 x 50 x 30	2
4	14254434	TORNILLO Hex, M14 x 1.5 x 30mm, CI 10.9, Full Thd	-	9
5	13407211	BOQUILLA DE LUBRICAC M10 x 1	-	3
6	87382384	GORRON ESFERICO 73.5mm L	BALL PIN	2
7	5137114	SUPLEMENTO 70.5mm ID x 115mm OD x 0.1mm Thk	-	AR
7	5137115	SUPLEMENTO 70.5mm ID x 115mm OD x 0.15mm Thk	-	AR
7	5137116	SUPLEMENTO 70.5mm ID x 115mm OD x 0.2mm Thk	.20 mm Thk	AR
7	5137117	SUPLEMENTO 70.5mm ID x 115mm OD x 0.25mm Thk	.25 mm Thk	AR
7	5137118	SUPLEMENTO 70.5mm ID x 115mm OD x 0.3mm Thk	.30 mm Thk	AR

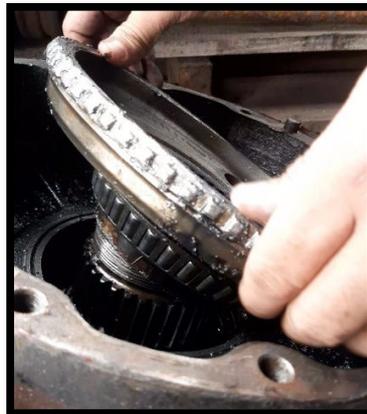
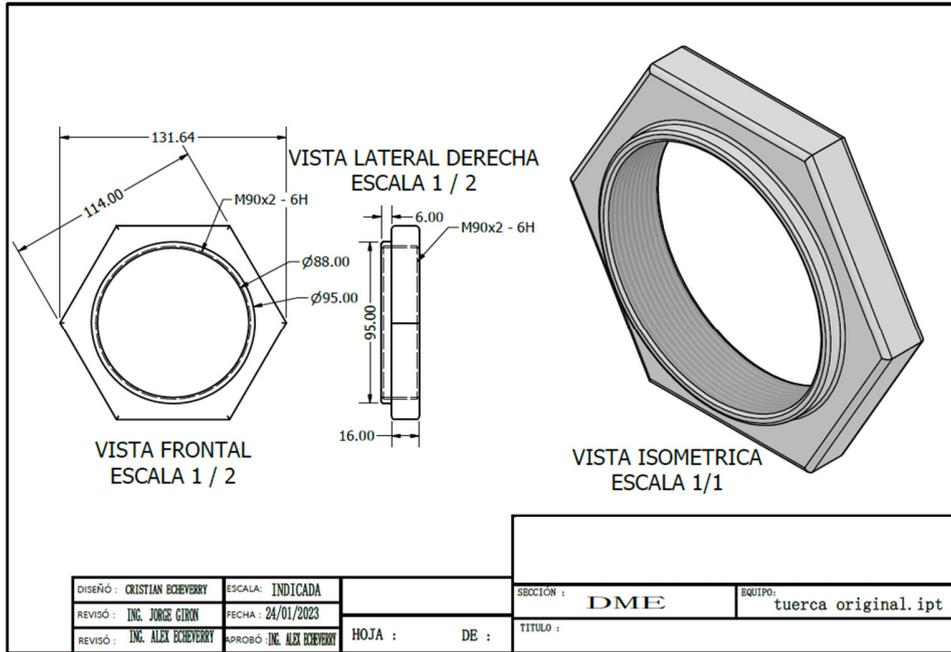
Anexos 2: Planos Rodamientos Sistema de Precarga.



#	# de pieza	Nombre de la pieza	Descripción	C
1	5191696	SEMIJE ARTICULADO	LH	1
1	5191697	SEMIJE ARTICULADO	RH	1
2	11061376	ANILLO DE RESORTE M68, Int	-	4
3	28042480	RODAMIENTO DE BOLAS	-	2
			40.00mm x 68.00mm x 15.00mm	
4	5109311	PROTECCIÓN DE JUNTAS	-	2
			45.2mm ID x 68mm OD x 1mm	
5	87342469	ANILLO DE CIERRE 44.2mm ID	45 x 68 x 12	2
			x 68mm OD x 12mm Thk	
5	84166622	ANILLO DE CIERRE 45mm ID x	45 x 60 x 16	2
			60mm OD x 17.2mm Thk	
6	5183845	ANILLO DE CIERRE	45 x 65 x 18.5	2
6	84166643	ANILLO DE CIERRE 45mm ID x	45 x 65 x 27	2
			65mm OD x 27mm Thk	
7	4998022	ARANDELA DE EMPUJE 32mm	-	12
			ID x 55mm OD x 0.8mm Thk	
8	5102132	PIÑÓN PLANETARIO 16/25T	-	6
9	5101692	COJINETE DE AGUJAS 31.9mm	31.8 x 41.9 x 35.5	6
			ID x 41.9mm OD x 35.5mm W	
10	5181056	PASADOR 35mm OD x 75.5mm	-	6

Fuente: CASE AGRICULTURE. Service Manual. Diciembre 2010. Encontrado en línea en el link file:///C:/Users/USUARIO/Downloads/CASE-87628095_CNA-preview.pdf.

Anexos 3: Tuerca Original.

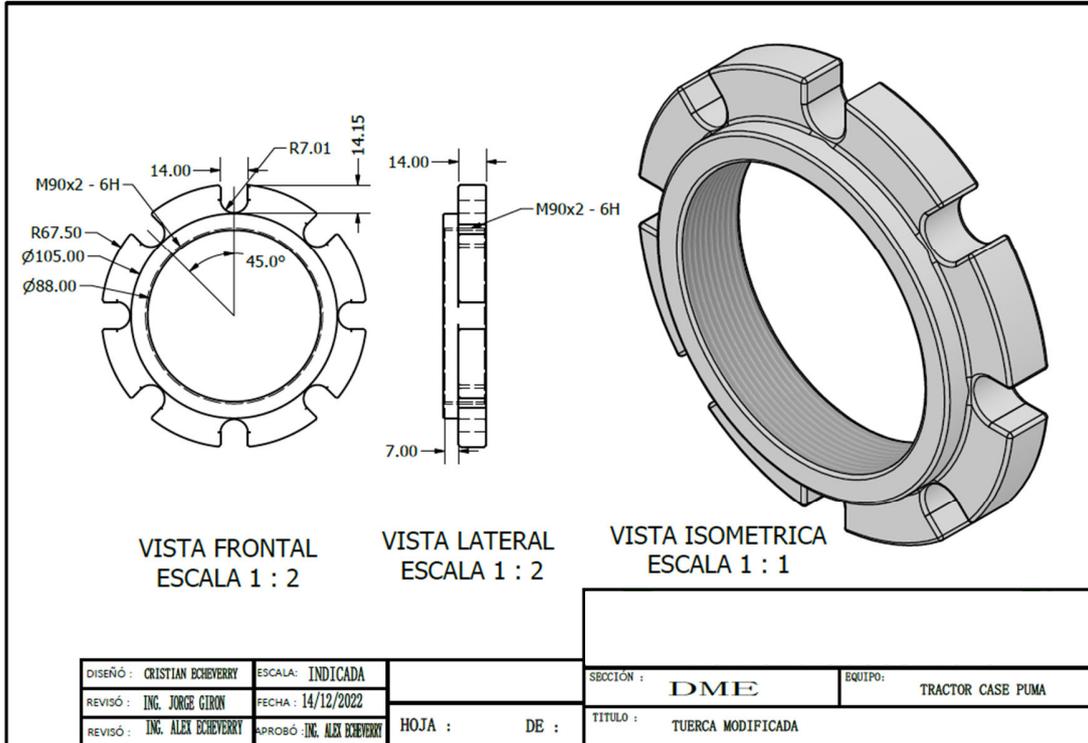


Fuente: CASE AGRICULTURE. Service Manual. Diciembre 2010. Encontrado en línea en el link file:///C:/Users/USUARIO/Downloads/CASE-87628095_CNA-preview.pdf.

Anexo 4: Imágenes del Daño Causado Con el Sistema Original.



Anexo 5: Planos de la Tuerca Modificada.



Fuente: Planos dados por el área administrativa del taller agrícola de la empresa.

Anexo 6: ENCUESTA SISTEMA DE PRECARGA DE LOS TRACTORES CASE PUMA

Nombre: _____

Área: _____ Cargo: _____

1. ¿Ha tenido inconvenientes con los reductores delanteros de los tractores CASE PUMA?

Si _____ No _____

2. ¿Con que frecuencia se presentan problemas con los diferenciales delanteros de los tractores CASE PUMA?

Muy a menudo___ A menudo___ De vez en cuando___ Casi nunca___

3. ¿Considera usted confiable el funcionamiento del diferencial delantero de los tractores CASE PUMA en su diseño original?

Si _____ No _____

4. ¿Cree necesario un rediseño en le reductor delantero de los tractores CASE PUMA para prolongar su vida útil?

Si _____ No _____

5. Califique de 1 a 5 la complejidad de la reparación del reductor dañado a causa del desajuste de la tuerca en el tractor CASE PUMA. Siendo 1 muy fácil y 5 complicado.

1 ___ 2 ___ 3 ___ 4 ___ 5 ___

Anexo 7:



Regional Valle



ISO/IEC 17025:2017

16-LAB-018

INFORME DE ENSAYO

Número: ME0072-23

SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE

CENTRO NACIONAL DE ASISTENCIA TÉCNICA A LA INDUSTRIA ASTIN

Ciudad y fecha de emisión: Cali, 21 de marzo de 2023

Señores:

INDUSTRIAS SERMET S.A.S.

Carrera 17g No. 23 - 60

Santiago de Cali, Valle del Cauca

*** Análisis cuantitativo de la composición química de metales ***

1. Descripción e identificación del ítem:

El ensayo fue realizado al ítem cuya identificación fue suministrada por INDUSTRIAS SERMET S.A.S. como se describe a continuación:

	Identificación	Abreviatura
Ítem 1	Tramo de tuerca KM	I1

Fecha de entrega del ítem al Centro: 2023-03-02

Fecha de ingreso del ítem al laboratorio: 2023-03-02

Fecha de entrega de la orden de trabajo: 2023-03-07

El plan, la fecha y el método de muestreo no fue realizado por el laboratorio y el cliente no indicó información acerca del mismo.

El ensayo fue ejecutado bajo el procedimiento descrito a continuación.

2. Acondicionamiento:

No requerido.

3. Condiciones del ensayo:

Durante la ejecución del ensayo, las condiciones de temperatura y humedad relativa presentes en el laboratorio fueron las registradas en la tabla 1.

Tabla 1. Condiciones ambientales al momento del ensayo.

Nombre	Identificación	Fecha	Posición	Temperatura [°C]	Humedad relativa [%]
Ítem 1	Tramo de tuerca KM	2023-03-14	1	24,2	49,4
			2	24,9	48,4
			3	24,4	47,4
			4	24,3	47,1

4. Ejecución del ensayo:

Para el análisis cuantitativo de la composición química de metales se procedió a tomar el ítem, luego someterlo a desbaste en lijas (ver figura 1), posteriormente se colocó en el stand de análisis para después ejecutar el ensayo por espectrometría de emisión óptica de descarga electroluminiscente. Este ensayo se ejecutó bajo la norma BS ISO 19272:2015 “Low alloyed steel — Determination of C, Si, Mn, P, S, Cr, Ni, Al, Ti and Cu - Glow discharge optical emission spectrometry (routine method)”. Los resultados obtenidos utilizando la matriz “AC B Aleación 4mm - 0” se presentan a continuación.



Figura 1. Ítem después del análisis en el laboratorio.

ÍTEM 1: Tramo de tuerca KM

El resultado promedio del análisis (base hierro) en 4 sitios sobre el ítem 1 se presenta en la tabla 2. La incertidumbre expandida se reporta con una probabilidad de cobertura del 95 %.

Tabla 2. Resultados del análisis sobre el ítem 1.

I1: Tramo de tuerca KM				
Elemento	Resultado	Incertidumbre		RESULTADO EN ALCANCE DE ACREDITACIÓN
	Resultado [% Fracción de masa]	U [% Fracción de masa]	Probabilidad de cobertura	
C	0,4554	no calculada	no calculada	No Aplica
Si	0,221	0,011	1,96	ACREDITADO
Mn	0,578	0,012	1,96	ACREDITADO
P	0,0209	0,0021	1,96	No Aplica
S	0,0106	0,0060	1,96	No Aplica
Cr	0,046	0,006	1,96	No Aplica
Ni	0,0208	no calculada	no calculada	No Aplica
Ti	0,0029	no calculada	no calculada	No Aplica
Cu	0,063	0,006	1,96	ACREDITADO
Al	0,0192	no calculada	no calculada	No Aplica
Mo	0,0030	no calculada	no calculada	No Aplica
Co	0,0086	no calculada	no calculada	No Aplica
B	0,0005	no calculada	no calculada	No Aplica

Los valores para el porcentaje de vanadio en el Anexo 1 se encuentran por debajo del límite de detección del equipo, estos no fueron tomados en cuenta en los cálculos.

La incertidumbre expandida de la medición reportada se establece como la incertidumbre estándar de medición multiplicada por el factor de cobertura "k" y la probabilidad de cobertura, la cual debe ser aproximada al 95 % y no menor a este valor.

****Fin de ejecución del ensayo****

NOTAS ACLARATORIAS:

Este informe se refiere exclusivamente al ítem identificado en el numeral 1 de este documento, sometido a ensayo en el laboratorio de Metalografía y Espectrometría del Centro Nacional de Asistencia Técnica a la Industria ASTIN; toda extrapolación de resultados al ensayo de otros ítems debe ser objeto de un documento independiente.

Los resultados contenidos en el presente informe corresponden al momento y condiciones en que se realiza el ensayo.

Este informe de ensayo no debe ser reproducido sin la aprobación del Centro, excepto cuando se reproduce en su totalidad.

El separador decimal utilizado en este informe es la coma (,).

Los valores de Fe, H, N y O son de carácter informativo y pueden no estar en las unidades de fracción de masa.

Los resultados reportados corresponden a aquellos que se pueden leer en la matriz "AC B Aleacion 4mm - 0" utilizando un ánodo de cobre de 4 mm.

Equipos utilizados

- Espectrómetro de emisión óptica por descarga electroluminiscente, GD-Profilers 2 HORIBA. ME-E00EE02.
- Materiales de referencia NIST 1134, NIST 1138A, NIST 1139A, NIST 1224, NIST 1227, NIST 1228, NIST1264A, NIST 1271, NIST 1761A, NIST 1762A, NIST 1763A, NIST 1764A y NIST 1765.

El presente informe será almacenado por un periodo de diez (10) años contados a partir de la fecha de expedición.

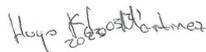
La muestra testigo permanecerá en el laboratorio, durante un (1) mes calendario, contado a partir de la emisión de este informe.

El laboratorio no se hace responsable por aquella información suministrada por el cliente que afecte la validez de los resultados obtenidos, así como por las decisiones que se deriven de los mismos, incluidas las declaraciones de conformidad asociadas a dicha información.

Dado que los laboratorios del Centro ASTIN no realizan muestreo, los resultados consignados en este informe corresponden al ítem en la condición en que fue recibido.

Cordialmente,

Ejecutado por:



Firmado
digitalmente por
Hugo Fernando
Martinez

Autorizado por:

Firmado
digitalmente
por Jair E.
Nieto
Saldarriaga



HUGO FERNANDO MARTINEZ

Profesional laboratorio Metalografía y Espectrometría

ING. JAIR EUGENIO NIETO SALDARRIAGA

Director de laboratorios

****Fin del informe****

Anexos: Resultados primarios de composición química

Revisó: *Jair E. Nieto S., Director de laboratorios*

 Firmado
digitalmente
por Jair E. Nieto
Saldarriaga

Serie 204-07

ANEXO 1.

ÍTEM 1: Tramo de tuerca KM (Sitio 1)

Método actual	AC B Aleacion 4mm - 0	
Operador	HFM	
Medida	Tramo de tuerca KM	
Tipo de medida	Medida de análisis elemental	
Tipo resultado	Concentr	Fecha / Hora 2023/03/14 17:36:31
Nombre del patrón		
Comentario	ME0072-23 Tramo de tuerca KM T= 24,2 °C y 49,4 % HR	

Elemento	Resultado	SD	RSD	Medida1	Medida2	Medida3	Medida4	Medida5	Medida6
Fe	91,547	0,101	0,11	91,62	91,597	91,605	91,605	91,487	91,369
C	0,44625	0,000937	0,21	0,44519	0,44515	0,44617	0,44654	0,44702	0,4474
Si	0,2171	0,00564	2,6	0,2172	0,2234	0,2137	0,222	0,2184	0,2082
Mn	0,5686	0,00478	0,84	0,5724	0,5692	0,5639	0,5717	0,5617	0,573
P	0,01919	0,000178	0,93	0,01915	0,01891	0,01919	0,01918	0,01921	0,01947
S	0,00886	0,000168	1,9	0,00903	0,00889	0,0088	0,00866	0,00871	0,00907
Cr	0,04542	0,000263	0,58	0,04592	0,04542	0,04535	0,04526	0,04516	0,04542
Ni	0,02063	0,000392	1,9	0,02033	0,02073	0,02026	0,02115	0,02097	0,02031
Ti	0,00275	0,000798	29	0,00233	0,0038	0,00364	0,0028	0,00194	0,00201
Cu	0,06337	0,000425	0,67	0,06409	0,06308	0,06344	0,06291	0,06317	0,06356
Al	0,0141	0,00268	19	0,0181	0,0161	0,0144	0,0131	0,0117	0,0111
Mo	0,0021	0,00113	54	0,0028	0,0015	0,0025	0,0026	0,0032	[0.0001]
Co	0,0084	0,000496	5,9	0,00846	0,00825	0,00846	0,00755	0,00903	0,00866
B	0,000562	0,000011	2	0,000551	0,000576	0,000558	0,000551	0,000576	0,00056
V	0,00032	0,000544	170	< DL	0,00057	0,00097	< DL	< DL	0,00096
N	0	0	0,8	< DL					
H 122	0	0	0,8	0	0	0	0	0	0
O 130	0	0	0,8	0	0	0	0	0	0
Fi	0	0	0,8	0	0	0	0	0	0
Vdc	0	0	0,8	0	0	0	0	0	0

ÍTEM 1: Tramo de tuerca KM (Sitio 2)

Método actual	AC B Aleacion 4mm - 0		
Operador	HFM		
Medida	Tramo de tuerca KM		
Tipo de medida	Medida de análisis elemental		
Tipo resultado	Concentr	Fecha / Hora	2023/03/14 17:49:39
Nombre del patrón			
Comentario	ME0072-23 Tramo de tuerca KM T= 24,9 °C y 48,4 % HR Tramo de tuerca KM		

Elemento	Resultado	SD	RSD	Medida1	Medida2	Medida3	Medida4	Medida5	Medida6
Fe	91,35	0,274	0,3	91,71	91,61	91,43	91,23	91,08	91,07
C	0,4579	0,0022	0,48	0,4549	0,4558	0,4576	0,4592	0,4602	0,4599
Si	0,2241	0,00672	3	0,2293	0,2181	0,2241	0,2178	0,2344	0,2208
Mn	0,5844	0,00438	0,75	0,5812	0,578	0,5852	0,5906	0,5846	0,587
P	0,02256	0,000223	0,99	0,02232	0,02258	0,02236	0,02287	0,02278	0,02247
S	0,01342	0,000792	5,9	0,01216	0,013	0,01333	0,01355	0,01406	0,01439
Cr	0,04564	0,000256	0,56	0,04545	0,04522	0,04577	0,04584	0,04585	0,04574
Ni	0,02179	0,000436	2	0,02149	0,02163	0,02162	0,02167	0,02163	0,02269
Ti	0,00292	0,000876	30	0,00361	0,00363	0,00382	0,00226	0,00253	0,0017
Cu	0,06381	0,000428	0,67	0,0646	0,06391	0,06342	0,06347	0,06376	0,06371
Al	0,0169	0,00321	19	0,0217	0,0194	0,0171	0,0158	0,0143	0,0132
Mo	0,004	0,00104	26	0,0033	0,0039	0,0024	0,0045	0,0048	0,0052
Co	0,0079	0,000869	11	0,00895	0,00753	0,00643	0,00784	0,00849	0,00814
B	0,000558	0,000016	2,9	0,000582	0,000572	0,000542	0,000555	0,000547	0,000548
V	0,00089	0,000187	21	0,00067	0,00108	0,00096	0,00071	0,00101	0,00197
N	0	0	0,8	< DL					
H 122	0	0	0,8	0	0	0	0	0	0
O 130	0	0	0,8	0	0	0	0	0	0
Fi	0	0	0,8	0	0	0	0	0	0
Vdc	0	0	0,8	0	0	0	0	0	0

ÍTEM 1: Tramo de tuerca KM (sitio 3)

Método actual	AC B Aleacion 4mm - 0		
Operador	HFM		
Medida	Tramo de tuerca KM		
Tipo de medida	Medida de análisis elemental		
Tipo resultado	Concentr	Fecha / Hora	2023/03/14 17:56:29
Nombre del patrón			
Comentario	ME0072-23 Tramo de tuerca KM T= 24,4 °C y 47,4 % HR Tramo de tuerca KM		

Elemento	Resultado	SD	RSD	Medida1	Medida2	Medida3	Medida4	Medida5	Medida6
Fe	93,43	0,112	0,12	93,64	93,46	93,43	93,4	93,3	93,35
C	0,46027	0,000875	0,19	0,45898	0,45955	0,46066	0,46027	0,46092	0,46124
Si	0,2176	0,00849	3,9	0,2219	0,2253	0,2238	0,2205	0,2053	0,2086
Mn	0,5787	0,0048	0,83	0,5844	0,5847	0,5731	0,5769	0,5779	0,5753
P	0,02059	0,000268	1,3	0,02025	0,02095	0,02049	0,02036	0,02072	0,02076
S	0,01026	0,00038	3,7	0,01038	0,0106	0,01018	0,0104	0,00955	0,01047
Cr	0,04612	0,000304	0,66	0,04617	0,04649	0,04646	0,0458	0,04594	0,04585
Ni	0,01975	0,000533	2,7	0,01948	0,01955	0,01962	0,01916	0,02003	0,02068
Ti	0,00112	0,000314	28	[0.00084]	0,00171	[0.00105]	[0.00117]	[0.00095]	[0.00097]
Cu	0,05928	0,000593	1	0,05946	0,0586	0,05938	0,05873	0,05922	0,0603
Al	0,0137	0,00247	18	0,0175	0,0156	0,0141	0,0128	0,0114	0,0109
Mo	0,00081	0,000891	110	< DL	0,00215	0,00095	[0.00013]	0,00164	< DL
Co	0,00888	0,000542	6,1	0,00855	0,00952	0,00825	0,00958	0,00859	0,00881
B	0,000524	0,00001	1,9	0,000539	0,000525	0,000512	0,000514	0,00053	0,000526
V	0,00134	0,000119	8,9	0,00145	0,00304	0,00135	0,00107	0,0004	0,00121
N	0	0	0,8	< DL	< DL	< DL	< DL	< DL	< DL
H 122	0	0	0,8	0	0	0	0	0	0
O 130	0	0	0,8	0	0	0	0	0	0
Fi	0	0	0,8	0	0	0	0	0	0
Vdc	0	0	0,8	0	0	0	0	0	0

ÍTEM 1: Tramo de tuerca KM (sitio 4)

Método actual	AC B Aleacion 4mm - 0		
Operador	HFM		
Medida	Tramo de tuerca KM		
Tipo de medida	Medida de análisis elemental		
Tipo resultado	Concentr	Fecha / Hora	2023/03/14 18:02:56
Nombre del patrón			
Comentario	ME0072-23 Tramo de tuerca KM T= 24,3 °C y 47,1 % HR		

Elemento	Resultado	SD	RSD	Medida1	Medida2	Medida3	Medida4	Medida5	Medida6
Fe	90,44	0,154	0,17	90,67	90,59	90,38	90,39	90,29	90,31
C	0,45716	0,000914	0,2	0,45557	0,4568	0,45784	0,45696	0,45765	0,45815
Si	0,2272	0,00386	1,7	0,2315	0,2223	0,2234	0,231	0,2275	0,2273
Mn	0,5788	0,00573	0,99	0,5704	0,586	0,5819	0,5819	0,5784	0,5743
P	0,02133	0,000235	1,1	0,02168	0,02134	0,02146	0,02101	0,02129	0,02122
S	0,00983	0,000344	3,5	0,00954	0,00974	0,01033	0,00955	0,01018	0,0096
Cr	0,04621	0,000287	0,62	0,04657	0,04591	0,04648	0,04608	0,04632	0,04592
Ni	0,02123	0,000531	2,5	0,02159	0,02085	0,02094	0,02094	0,0209	0,02213
Ti	0,0031	0,00112	36	0,0045	0,0033	0,0036	0,0021	0,0015	0,0035
Cu	0,06379	0,000765	1,2	0,06373	0,06444	0,06295	0,06489	0,06365	0,06306
Al	0,0321	0,00578	18	0,0407	0,0365	0,0328	0,0302	0,0274	0,0249
Mo	0,0032	0,00128	40	0,0028	0,0035	0,003	0,0012	0,0034	0,0052
Co	0,00924	0,00037	4	0,00946	0,00946	0,0091	0,00974	0,00881	0,00888
B	0,000554	0,000014	2,6	0,000562	0,000553	0,000573	0,000556	0,00053	0,000553
V	0,001	0,0008	80	0,00168	0,0003	0,00255	0,00157	0,0018	0,00032
N	0	0	0,8	< DL	< DL	< DL	< DL	< DL	< DL
H 122	0	0	0,8	0	0	0	0	0	0
O 130	0	0	0,8	0	0	0	0	0	0
Fi	0	0	0,8	0	0	0	0	0	0
Vdc	0	0	0,8	0	0	0	0	0	0

Anexo 8: CÁLCULOS

TOREQUE APLICADO

Formula:

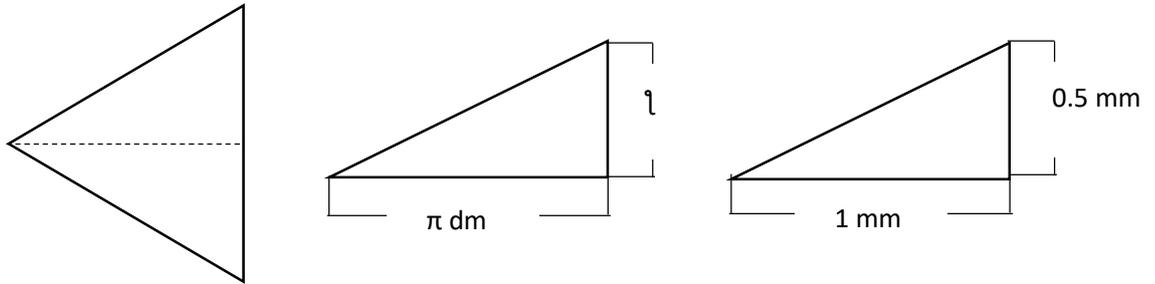
$$TR = \frac{F dm}{2} \left(\frac{1 + \pi f dm \operatorname{Sec} \alpha}{\pi dm - f l \operatorname{Sec} \alpha} \right)$$

TR = Torque Aplicado

f = Coeficiente de fricción

dm = Diámetro medio

α = Angulo del hilo de la rosca



$$\alpha = \tan^{-1} \frac{0,5}{1}$$

$$\alpha = 26,5^\circ$$

$$\operatorname{Tan} \alpha = \frac{L}{\pi \phi m}$$

$$\operatorname{Tan} \alpha = \frac{L}{\pi \phi m}$$

$$L = \operatorname{Tan} \alpha * \pi * \phi m$$

$$L = \operatorname{Tan} 26,5 * 3,1416 * 89$$

$$L = 139,33 \text{ mm}$$

$$F = \frac{TR * 2}{\phi m \left(\frac{1 + \pi f dm \operatorname{Sec} \alpha}{\pi dm - f l \operatorname{Sec} \alpha} \right)}$$

$$F = \frac{392Nm * 2}{89 * 10^{-3}m \left(\frac{1 + 3,14 * 0,09 * 89mm * Sec26,50}{3,14 * 89mm - 0,09 * 139,33mm * Sec26,50} \right)}$$

$$F = \frac{784Nm}{89 * 10^{-3}m * 9,68}$$

$$F = 0,909 KN$$

ESFUERZO DE FLEXIÓN

Formula:

$$\delta b = \frac{6 F}{\pi dr nt P}$$

Donde:

P = Paso de la rosca

nt = Número de hilos

dr = Ør = Diámetro raíz

$$\delta b = \frac{6 * 0,909 KN}{3,14 * 88 * 10^{-3} * 22 * 2 * 10^{-3}}$$

$$\delta b = 5.454 KN$$

$$\delta b = 448,36 KPa$$

ESFUERZO CORTANTE

Formula:

$$\tau = \frac{3F}{\pi dr nt P}$$

$$\tau = \frac{3(0,909 KN)}{3,14(88 * 10^{-3}) * 22 * 2}$$

$$\tau = 0,22 KN$$

ECUACIÓN 5.14

Donde:

0.38F – F

nt = 1

$$\tau = \frac{3(0,38 * 0,909 \text{ KN})}{3,14(88 * 10^{-3}) * 1 * 2}$$

$$\tau = 1,87 \text{ KPa}$$

$$\delta b = \frac{6 F}{\pi d r n t P}$$

$$\delta b = \frac{6(0,38 * 0,909 \text{ KN})}{3,14 * 88 * 10^{-3} * 1 * 2}$$

$$\delta b = 3.748,28 \text{ KPa}$$

ESFUERZO EN DIRECCIÓN

$$\sigma' = (\sigma^2 * -\sigma * \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau^2 * y)^{1/2}$$

Donde:

σ' = Esfuerzo en dirección X

$$\sigma_y = 0$$

$$\sigma_x = 3.748,28 \text{ KPa}$$

$$\tau_{xy} = 1,87 \text{ KPa}$$

$$\sigma' = (3.78,28^2 * -0 + 0 + 3(1,87)^2)^{1/2}$$

$$\sigma' = 3.78,28 \text{ KPa}$$

FACTOR DE SEGURIDAD TUERCA ORIGINAL

$$N = \frac{S_y}{\sigma'}$$

Donde:

S_y = Esfuerzo fluencia del acero 10,45 de la tuerca.

σ' = Esfuerzo en dirección X

$$N = \frac{310 \text{ MPa}}{3,74 \text{ MPa}}$$

$$N = 82,88$$

FACTOR DE SEGURIDAD TUERCA NUEVO DISEÑO

$$N = \frac{S_y}{\sigma'}$$

Donde:

S_y = Esfuerzo fluencia del acero 41,40 de la tuerca.

σ' = Esfuerzo en dirección X

$$N = \frac{427 \text{ MPa}}{3,74 \text{ MPa}}$$

$$N = 114,17$$

Anexo 9: PLANOS DE LA HERRAMIENTA

