



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

PROYECTO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO AUTOMOTRIZ

**TEMA: DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN
DE UNA PRENSA HIDRÁULICA DE 25 TONELADAS,
CON ACCESORIO PARA REMOCIÓN DE PINES DE
CADENA DE TREN DE RODAJE**

**AUTORES: CARRERA CRISTIAN
CEPEDA WILLIAM**

**DIRECTOR: ING. MIGUEL CARVAJAL
CODIRECTOR: ING. JUAN ROCHA**



OBJETIVO

GENERAL

Construir una prensa hidráulico de 25 toneladas con un accesorio para remoción de pines de cadena de tren de rodaje, para obtener deformaciones y tensiones mínimas en el pin de desacople de cadena logrando alargar la vida útil del tren de rodaje



OBJETIVOS

ESPECÍFICOS

- Establecer condiciones de diseño: parámetros, ergonomía del equipo, que comprendan eficiencia y mantenimiento.
- Analizar entre varios diseños de máquinas el más eficiente y menos costoso, en base a la simulación de elementos finitos.
- Diseñar los circuitos hidráulicos y eléctricos requeridos para la operación de la prensa hidráulica.
- Seleccionar los elementos y componentes adecuados para el funcionamiento de la prensa hidráulica.



JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA

Es necesario el diseño y construcción de esta herramienta para mejorar la calidad del servicio en mantenimiento; será de gran utilidad ya que reducirá los tiempos y costos en el mantenimiento de maquinaria pesada así como la reutilización de componentes. Considerando la simulación en elementos finitos, para generar un diseño adecuado.



INTRODUCCIÓN

Durante los últimos años ha habido un crecimiento en el uso de prensas hidráulicas, sustituyendo la prensa mecánica y otros métodos no adecuados para la realización de la remoción de pines de cadena de tren de rodaje. Dentro de las diferentes formas de montaje y desmontaje de pines sobresalían métodos comunes los cuales provocaban una deformación y esfuerzo inadecuado del pin de cadena, y tocaba remplazarlos necesariamente.



CAPÍTULO II

FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA



E S P E
ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO
CAMINO A LA EXCELENCIA

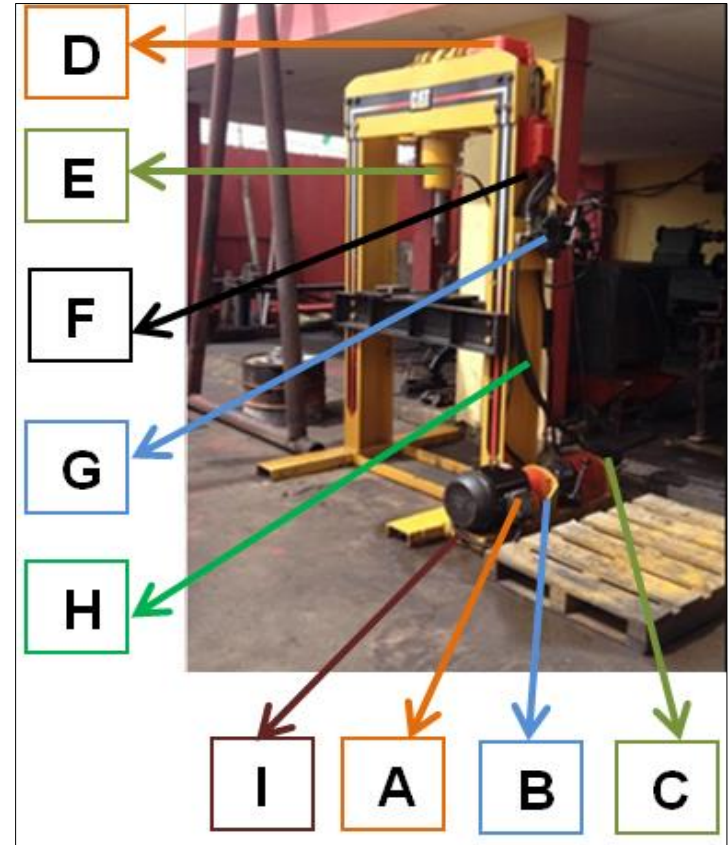
PRENSA HIDRÁULICA



- Su función es la compresión vertical de piezas que varían en su tamaño. Normalmente son piezas difíciles de trabajar, por lo mismo que es necesario realizar un ajuste más fuerte
- Como se muestra en la figura, para insertar y extraer pines y bocines de una cadena, rueda guía rodillo, partes a presión del sistema automotriz como rodamientos, entre otros.

COMPONENTES DE LA PRENSA HIDRÁULICA

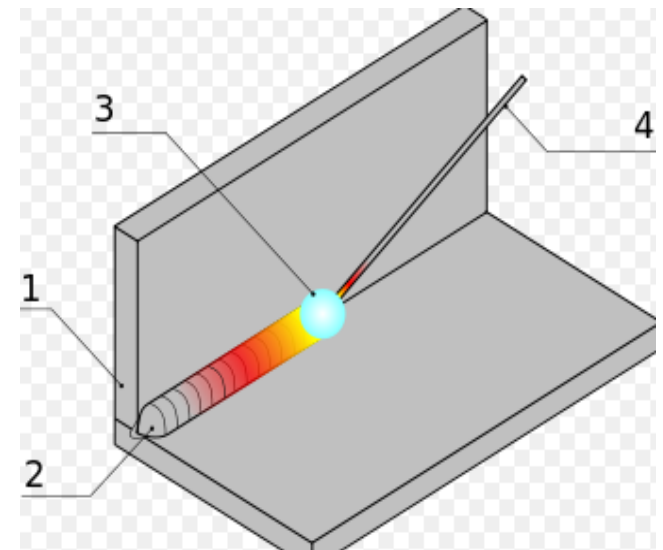
- A. Motor eléctrico
- B. Caja reductora
- C. Bomba hidráulica
- D. Tanque hidráulico
- E. Cilindro de doble efecto
25 toneladas
- F. Cajetín de seguridad
- G. Mando hidráulico
- H. Mangueras
- I. Cables eléctricos
protegidos por manguera
corrugada



SOLDADURA

Unión de dos piezas de un material, en la cual las piezas son soldadas fundiendo, se puede agregar un material de aporte, que al fundirse forma un charco de material fundido entre las piezas a soldar y, al enfriarse, se convierte en una unión fija a la que se le denomina cordón.

1.- Metal de base; 2.- Cordón de soldadura; 3.- Fuente de energía y 4.- Metal de aportación.



ELECTRODO 7018 AGA



Aceros de alto contenido, maquinaria agrícola, aceros estructurales, recipientes y tuberías a presión, vagones de ferrocarril, grúas de pluma, tanques, plataformas, aceros fundidos, partes para calderas e industrial naval.

DIÁMETROS Y AMPERAJES:

3/32" (2.4 mm)	80 - 100 A.
1/8" (3.2 mm)	110 - 150 A.
5/32" (4.0 mm)	140 - 200 A.
3/16" (4.8 mm)	200 - 260 A.
1/4" (6.0 mm)	210 - 350 A.

DATOS TÉCNICOS

Presentación:

Electrodo (SMAW)

Resistencia a la Tensión:

78,000 Lb/Pulg²

Tipo de Corriente:

CD Electrodo Positivo
(Polaridad Inversa)



PINTURA ELECTROSTÁTICA INDUSTRIAL



Desde un punto de vista ecológico, no crea ningún problema para los operadores y el medio ambiente.

En el sector industrial hay diferentes aplicaciones como: lámina, tubería, platina y perfilería, maquinaria, herramientas, imprimaciones anticorrosivas, andamios, piezas metalúrgicas, vigas, planchas, formaletas, estanterías, ductos, caños, tuberías, galpones, silos, electrodomésticos, partes y piezas de automóviles, tejas metálicas onduladas y acanaladas, ductos de ventilación



CAPÍTULO III

DISEÑO Y ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS

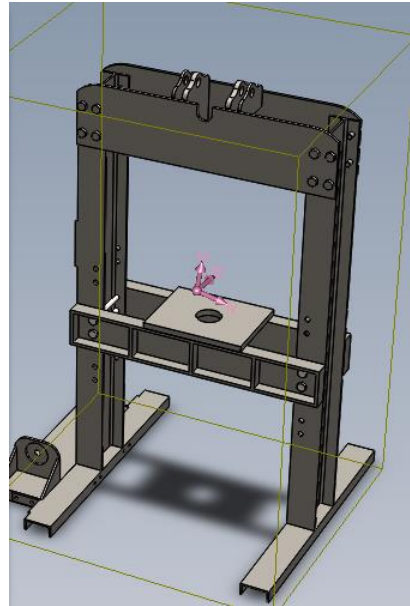
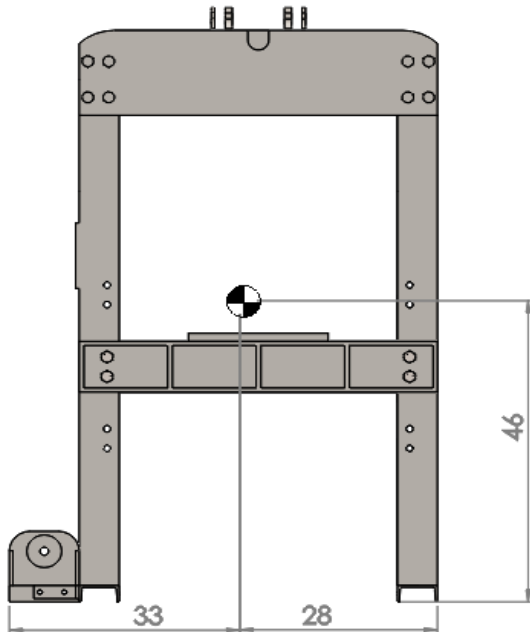


- Para el análisis del presente trabajo se realizará el modelado del diseño y el análisis de elementos finitos, previamente corregido y probado, en el software de diseño mecánico DESSAULT SYSTEMS SOLIDWORKS
- Posterior al diseño se realizará las simulaciones de los esfuerzos a los cuales estará sometido la prensa hidráulica, mediante el software ANSYS WORKBENCH



PARÁMETROS DE DISEÑO

Ubicación del centro de gravedad, y los parámetros principales tomados en cuenta en el diseño



Tonelaje máximo = 25000 Kgf
Peso de la estructura = 1340,99 lb
Material = Acero ASTM A36

Centro de masa: (pulgadas)

$$X = -35.17$$

$$Y = -49.31$$

$$Z = 35.43$$

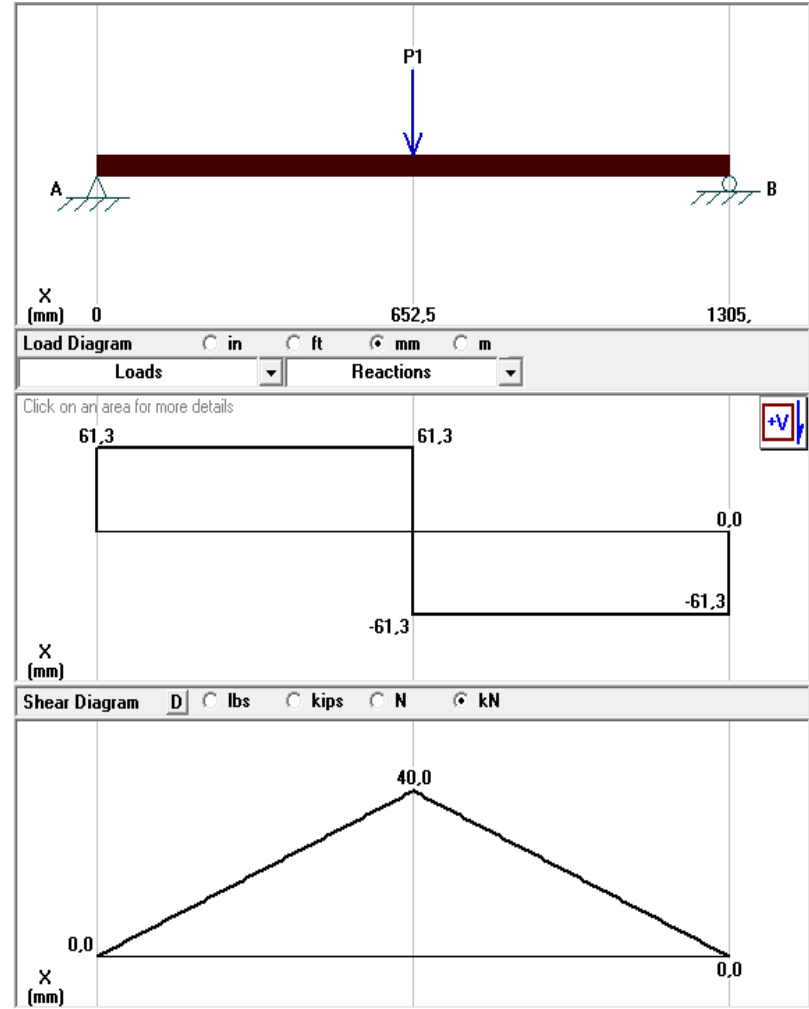


DISEÑO DE LA PRENSA HIDRÁULICA

DISEÑO ESTRUCTURAL a. DISEÑO DE VIGAS

La carga aplicada en la viga y las reacciones resultantes en los extremos de la misma

$$P = 61,3 \text{ kN}$$



CARGA SOPORTADA



ESPE
ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO
CAMINO A LA EXCELENCIA

b. COLUMNAS

INERCIA RESPECTO AL EJE X, $I_x = 11260 \text{ cm}^4$

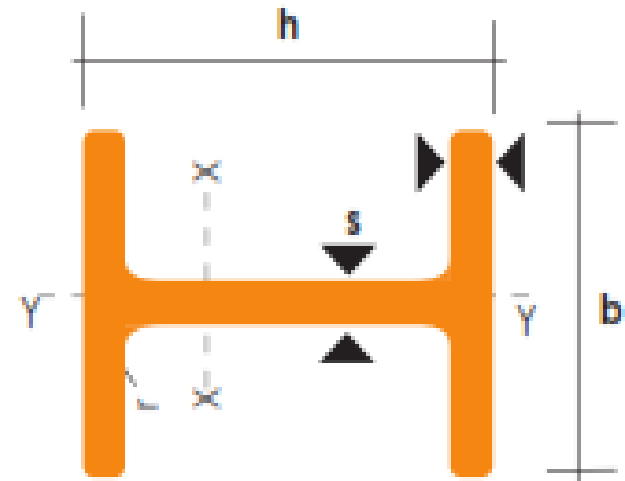
INERCIA RESPECTO AL EJE Y, $I_y = 3920 \text{ cm}^4$

AREA DE SECCIÓN = 106 cm^2

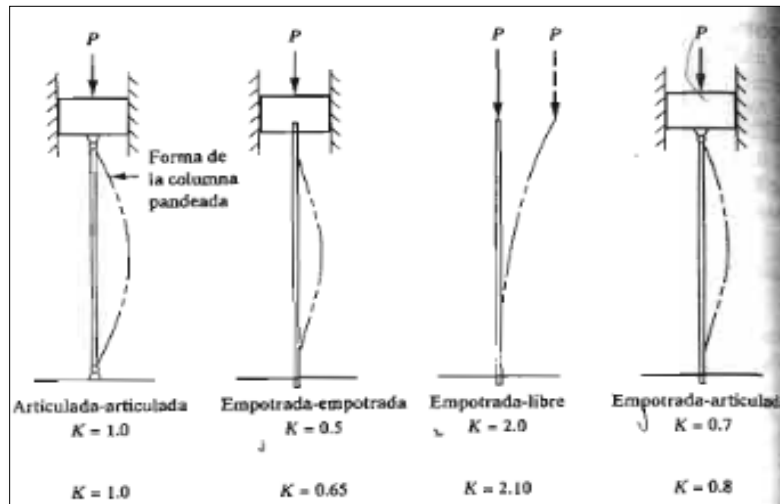
RADIO DE GIRO RESPECTO A X-X' = $10,30 \text{ cm}$

RADIO DE GIRO RESPECTO A Y-Y' = $6,08 \text{ cm}$

Perfil IPN 10 X 5 $\frac{3}{4}$
ACERO ASTM A-992



RELACIÓN DE ESBELTEZ



Longitud específica, $l_e = 136,5 \text{ cm}$

Relación de esbeltez, $Rel_{es} = 22,45$

Constante de columna $C_c = 128,25$

$Rel_{es} < C_c$ Columna Corta



ESPE
ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO
CAMINO A LA EXCELENCIA

CARGA CRÍTICA

$$P_{cr} = A Sy \left[1 - \frac{Sy \cdot Rel_{es}^2}{4 \pi^2 \cdot E} \right]$$

$$P_{cr} = 259071,93 \text{ N} \cong 259,07 \text{ KN}$$

P_{cr} = Carga crítica. (N)

Sy = Limite elástico. (N/mm²)

E = Módulo de elasticidad.(psi)

A = Área de sección. (mm²)

Rel_{es} = Relación de esbeltez.

CARGA ADMISIBLE

$$Pa = \frac{P_{cr}}{N}$$

$$Pa = 64,76 \text{ KN}$$

N = Factor de seguridad.

CARGA APLICADA

Es factible el diseño porque la presión aplicada en cada extremo de la mesa soporte es menor que la presión admisible calculada anteriormente

$P = 61,3 \text{ KN}$ Carga aplicada en cada extremo

$$P < Pa$$



CÁLCULOS DE PERNOS DE SUJECCIÓN DE LA MESA

Al colocar 2 pernos en cada extremo de la mesa, se obtiene que en cada extremo de la mesa soporta una carga de $R1=6250$ kgf

$$F_{\text{perno}} = \frac{R1}{2} \quad F_{\text{perno}} = 3125 \text{ kgf} = 6875 \text{ lbf}$$

DETERMINACIÓN DEL ÁREA DE SECCIÓN TRANSVERSAL

$$At = \left(\frac{6Fe}{(in^{-1})Sy} \right)^{2/3}$$

At = Área de sección transversal. (in^2)

Fe = Fuerza empleada sobre el perno. (lbf)

Sy = Resistencia de fluencia mínima a la tracción. (ksi)

$$At = 0,4652 \text{ in}^2$$

SELECCIÓN DEL PERNO EN BASE AL DIÁMETRO

$$At = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$D = \sqrt{\frac{4At}{\pi}}$$

$$D = 0,7696 \text{ in}$$

Seleccionamos un perno unificado de diámetro $d = 1$ ” in.



CÁLCULO DE LA UNIDAD DE POTENCIA

HIDRÁULICA

- **ÁREA DEL PISTÓN** $r = 5,08 \text{ cm}$ $A = \pi * r^2 = 182,41 \text{ cm}^2$
- **PRESIÓN PARA GENERAR 25 TONELADAS** $P = F/A = 1949.34 \text{ psi}$

Datos iniciales: con los datos obtenidos del pistón seleccionado

$$L_{\text{llenado}} = 23,625 \text{ in (600 mm)}$$

$$D_{\text{int}} = 6 \text{ in (152,4 mm)}$$

Volumen de llenado del pistón

$$V_{\text{LLENADO}} = \frac{\pi D^2}{4} (L_{\text{LLENADO}}) = 2,88 \text{ gal}$$

Gasto volumétrico, basando tiempo de llenado con valor comercial de 25 segundos:

$$\dot{V} = \frac{60 V_{\text{LLENADO}}}{t} = 6,91 \text{ GPM}$$



POTENCIA HIDRÁULICA REQUERIDA BASADA EN LA PRESIÓN EJERCIDA POR EL PISTÓN

$$P_h = \frac{P \times V_{\text{LLENADO}}}{t} = 52029,44 \frac{\text{lb in}}{\text{s}}$$

Para la conversión en HP primero se convierten en libras-pie;

$$P_h = 52029,44 \frac{\text{lb in}}{\text{s}} \left(\frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ in}} \right) = 4335,78 \frac{\text{lb ft}}{\text{s}} \left(\frac{1 \text{ HP}}{500 \frac{\text{lb ft}}{\text{s}}} \right) = 8,67 \text{ HP}$$

Potencia sugerida de la bomba con una eficiencia del 85%; basada en la potencia hidráulica:

$$P_R = \frac{P_H}{n} = 10,2 \text{ HP}$$

Potencia sugerida para la bomba, con una eficiencia del 85%, basada en el gasto volumétrico:

$$P_R = \frac{\dot{V} (P)(0.000583)}{n} = 9,23 \text{ HP} \approx 10 \text{ HP}$$



CÁLCULO DE LA TUBERÍA

Datos sugeridos para evitar la turbulencia en el flujo y pérdidas de presión $v = 4.5 \text{ m/s}$

Transformación de GPM a m^3/s $Q = 6,91 \text{ GPM} \frac{6.309 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}}{1 \text{ GPM}} = 4,35 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$D_i = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} = 0.011 \text{ m} \left(\frac{1 \text{ in}}{0,0254 \text{ m}} \right) = 0,43 \text{ in} \approx \frac{1}{2} \text{ in}$$

Conversión
del diámetro a
pulgadas

$$Q = Av$$

Se calcula el número de Reynolds

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{(870)(4,5 \text{ m/s})(0.011 \text{ m})}{0,1 \text{ m}^2/\text{s}} = 430,65$$

μ = Viscosidad dinámica del fluido. (m^2/s)

v = Velocidad sugerida del aceite. (m/s)

ρ = Densidad específica del aceite hidráulico.

D = Diámetro de la tubería. (m)

430,65 < 2000 Flujo laminar



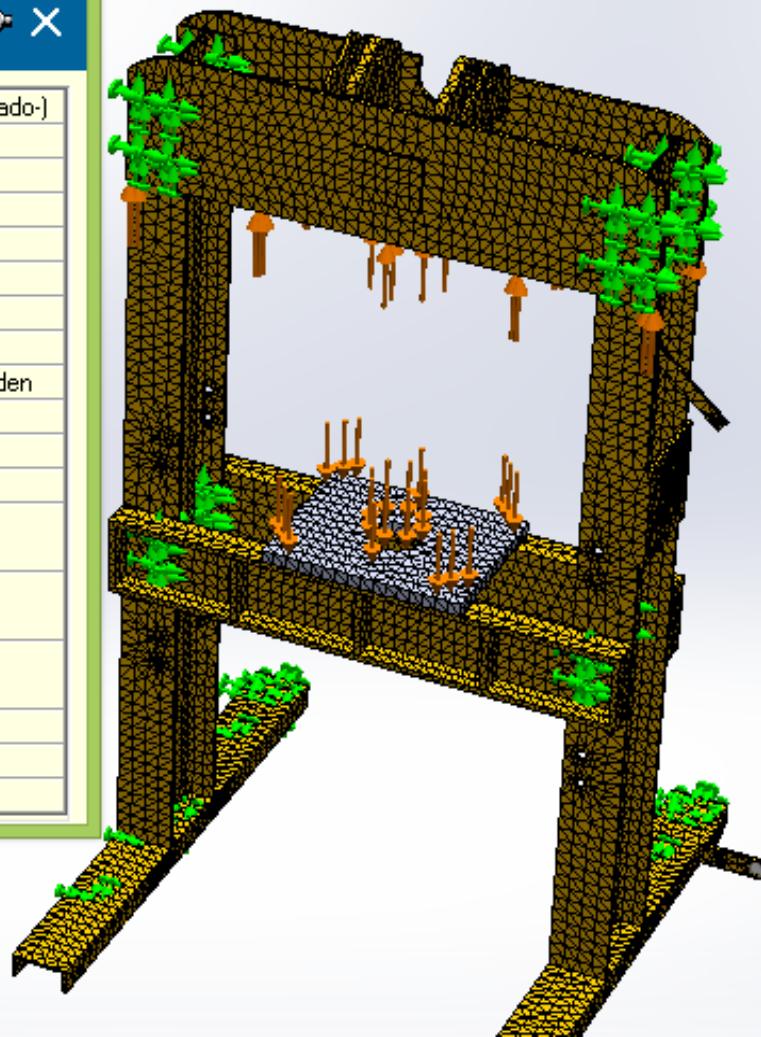
MALLA DE LA ESTRUCTURA

Malla Detalles

Nombre de estudio	malla fina estudio 2 (-Predeterminado-)
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla estándar
Transición automática	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla	Desactivar
Puntos jacobianos	4 puntos
Tamaño de elementos	1.30682 in
Tolerancia	0.0653409 in
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	83884
Número total de elementos	40324
Cociente de aspecto máximo	13.014
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto < 3	56.9
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto > 10	0.102
% de elementos distorsionados (Jacobiano)	0
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:00:27
Nombre de computadora	USER

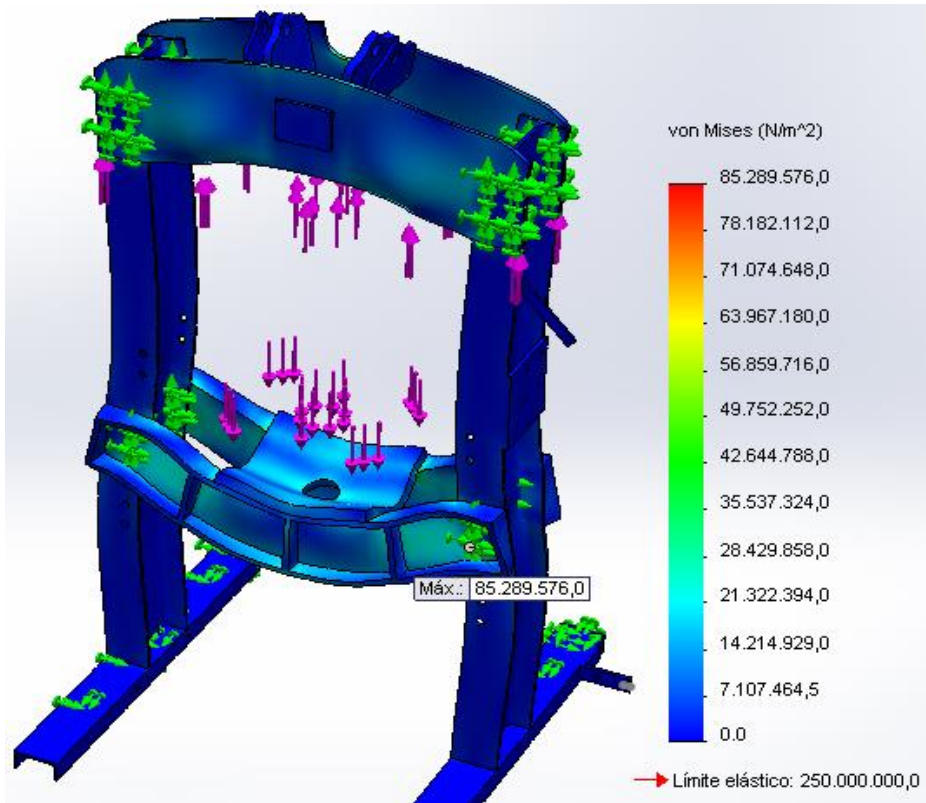


*Trimétrica



E S P E
ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO
CAMINO A LA EXCELENCIA

ESTUDIO DE TENSIÓN DE VON MISES DE LA ESTRUCTURA



Esfuerzo máx. 85.289 MPa

El diseño tiene una resistencia adecuada a la tensión, ya que el límite elástico tiene un valor de 250 MPa. y la estructura se encuentra sometida a un esfuerzo máximo de 85.289 MPa,



ESTUDIO DE DESPLAZAMIENTO DE LA ESTRUCTURA

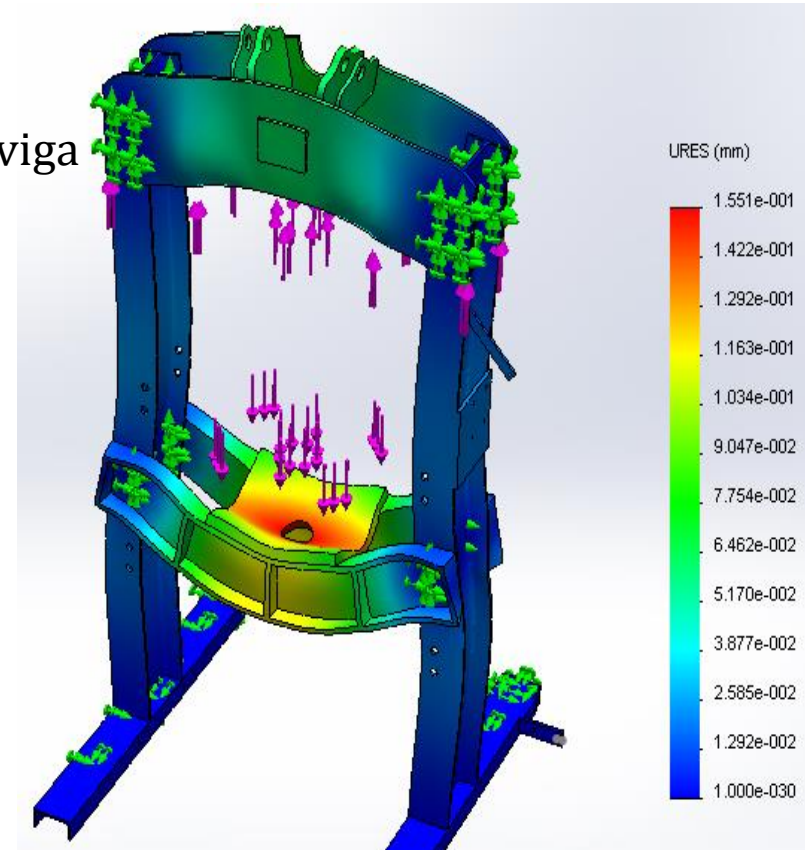
Límite de deflexión

$$\gamma_{\text{máx}} = 0.00001 \text{ a } 0.0005 \frac{\text{plg}}{\text{plg}} \text{ o } \frac{\text{mm}}{\text{mm}} \text{ de longitud de viga}$$

$$\gamma_{\text{máx}} = \frac{0.0005\text{mm}}{\text{mm de longitud}} \times 1305\text{mm} = 0.652\text{mm}$$

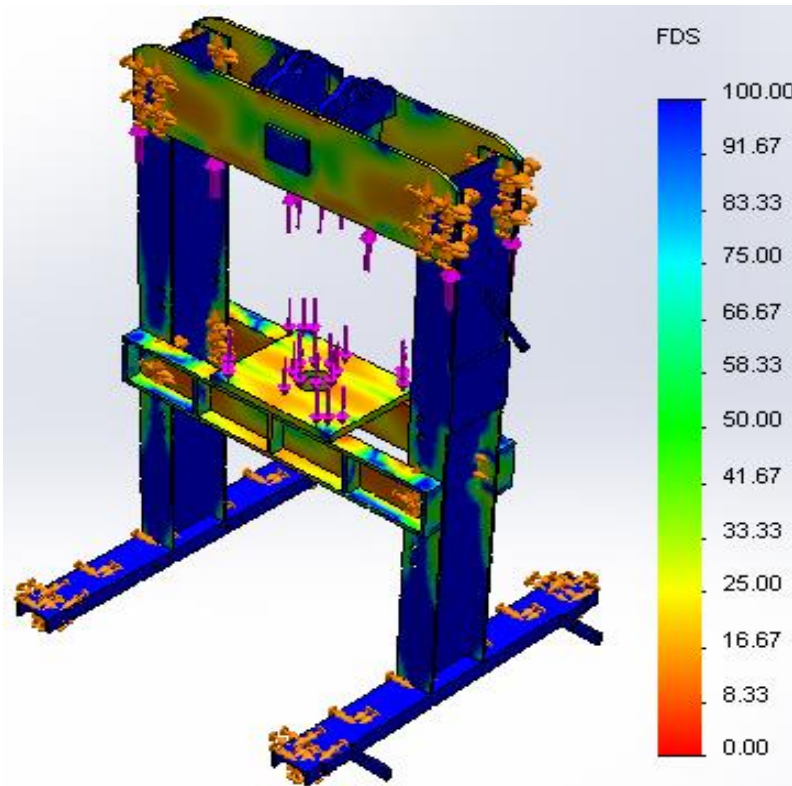
$$\gamma_{\text{mín}} = \frac{0.00001\text{mm}}{\text{mm de longitud}} \times 1305\text{mm} = 0.013\text{mm}$$

Este desplazamiento de 0.1551mm está dentro de los límites de deflexión recomendado para máquinas de precisión moderado



FACTOR DE SEGURIDAD DE LA ESTRUCTURA

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad	Automático	2.93	6.104
		Nodo: 11836	Nodo: 15460



$$\text{FDS} = \frac{\text{Resistencia}}{\text{Carga}}$$

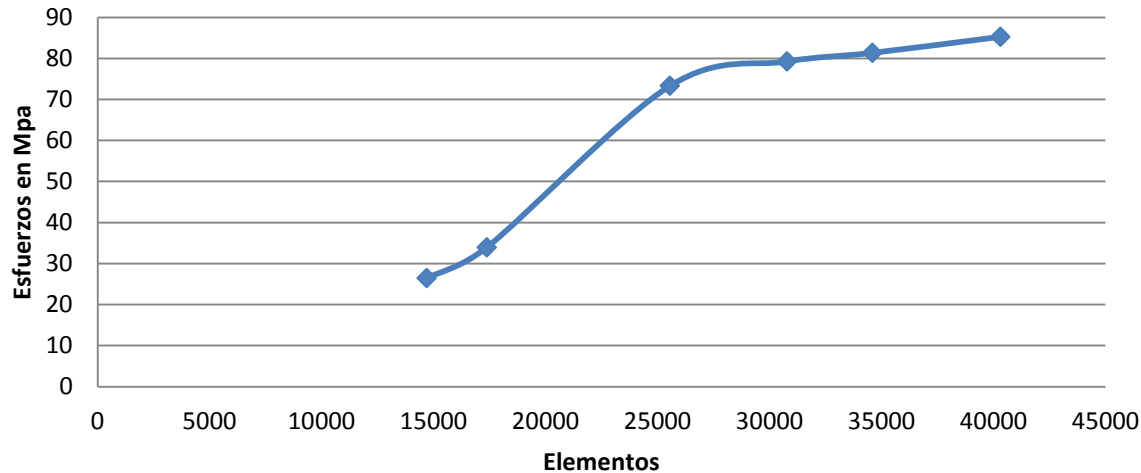
$$\text{FDS} = \frac{250 \text{ MPa}}{85289 \text{ MPa}}$$

$$\text{FDS} = 2,93$$



DIAGRAMA DE CONVERGENCIA DE LA ESTRUCTURA

Diagrama de convergencia



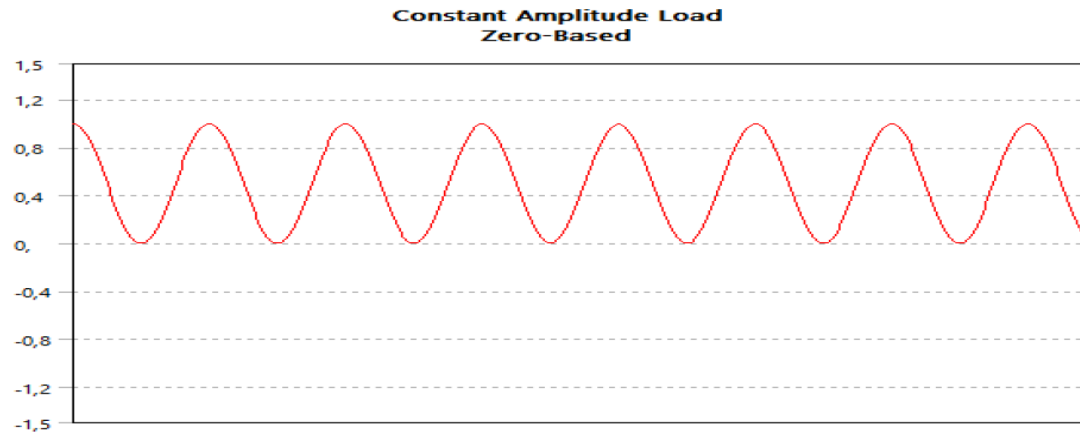
Se toma como referencia el punto de mayor número de elementos con 40324 elementos y un esfuerzo de 85.289 MPa., que es el que más se acerca a la realidad.



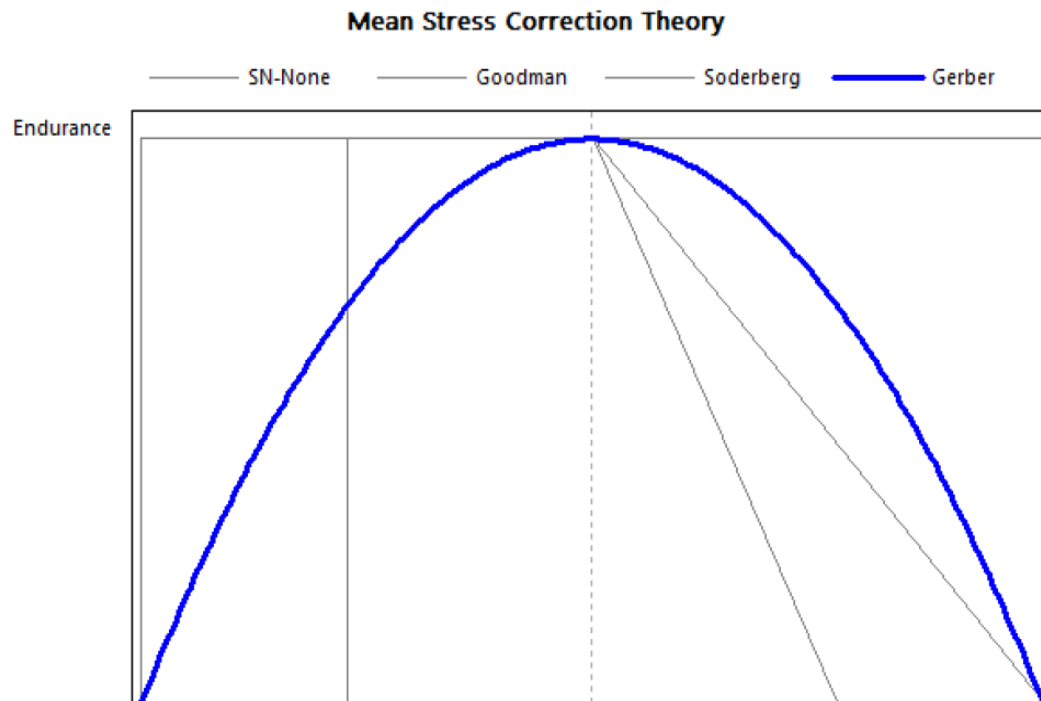
ESTUDIO DE LA ESTRUCTURA PRINCIPAL SOMETIDA A FATIGA

PARÁMETROS DEL ESTUDIO DE FATIGA

- El análisis de fatiga se utilizó una carga cíclica de amplitud constante con base cero la cual permitirá evaluar la estructura primaria cuando se aplica las 25 toneladas de carga de manera cíclica en un margen de 25 toneladas a 0 toneladas durante $1e+009$ Ciclos.

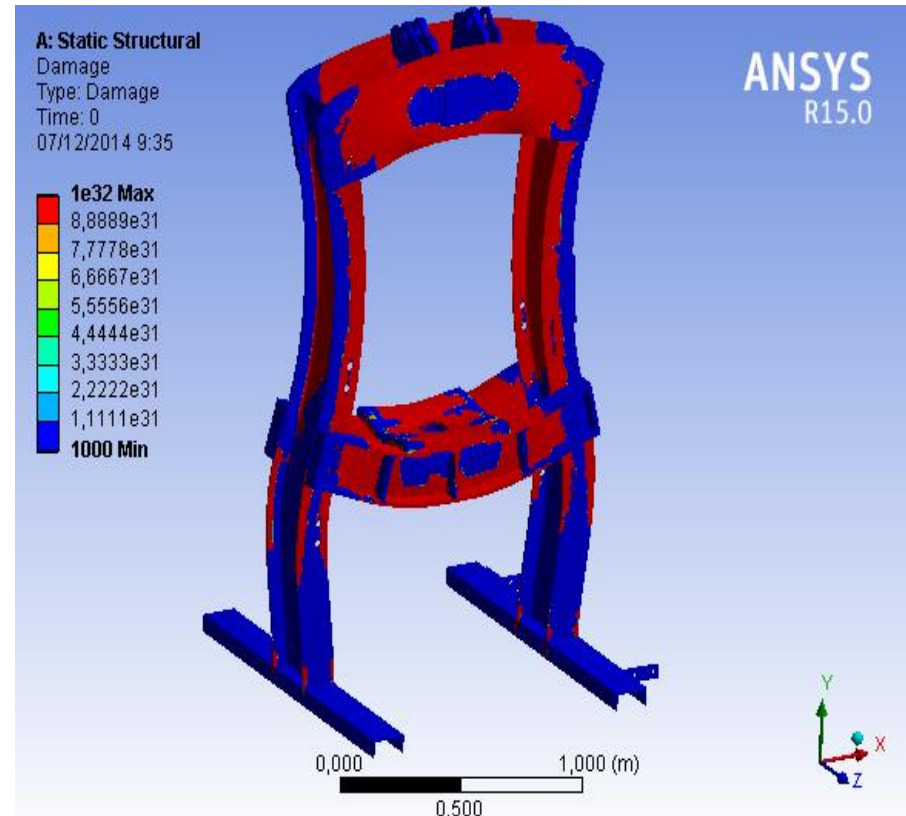
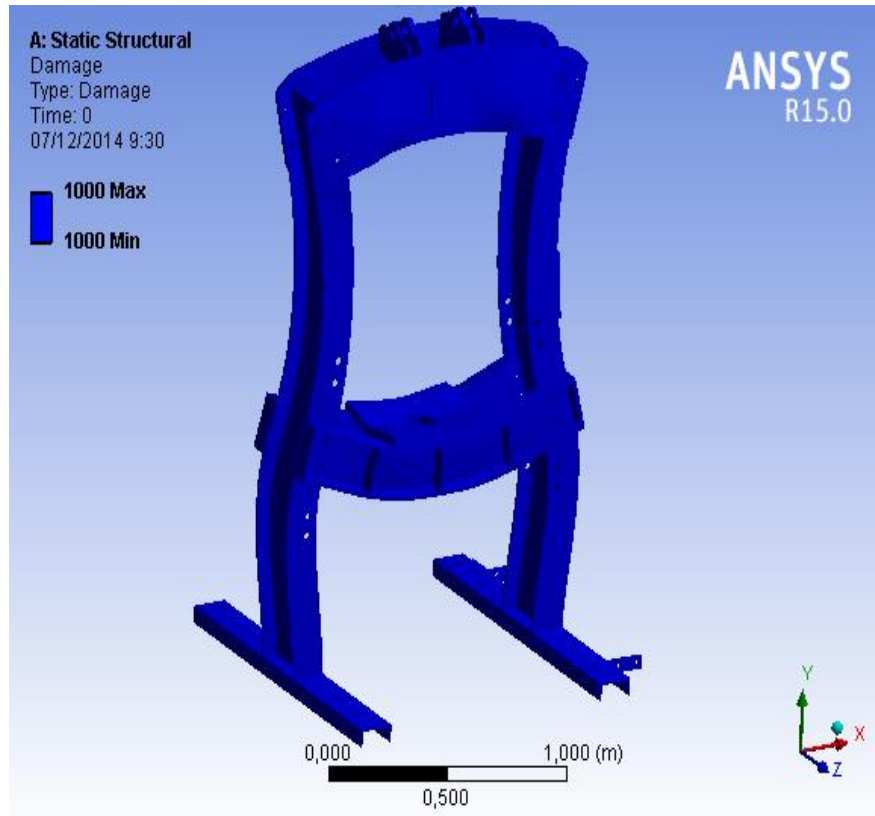


Se observa la teoría de corrección de tensión media que es necesaria ya que se utilizará cargas cíclicas de amplitud constante con base cero, para lo cual se utilizo la teoría de Gerber, que es la recomendada para materiales dúctiles.

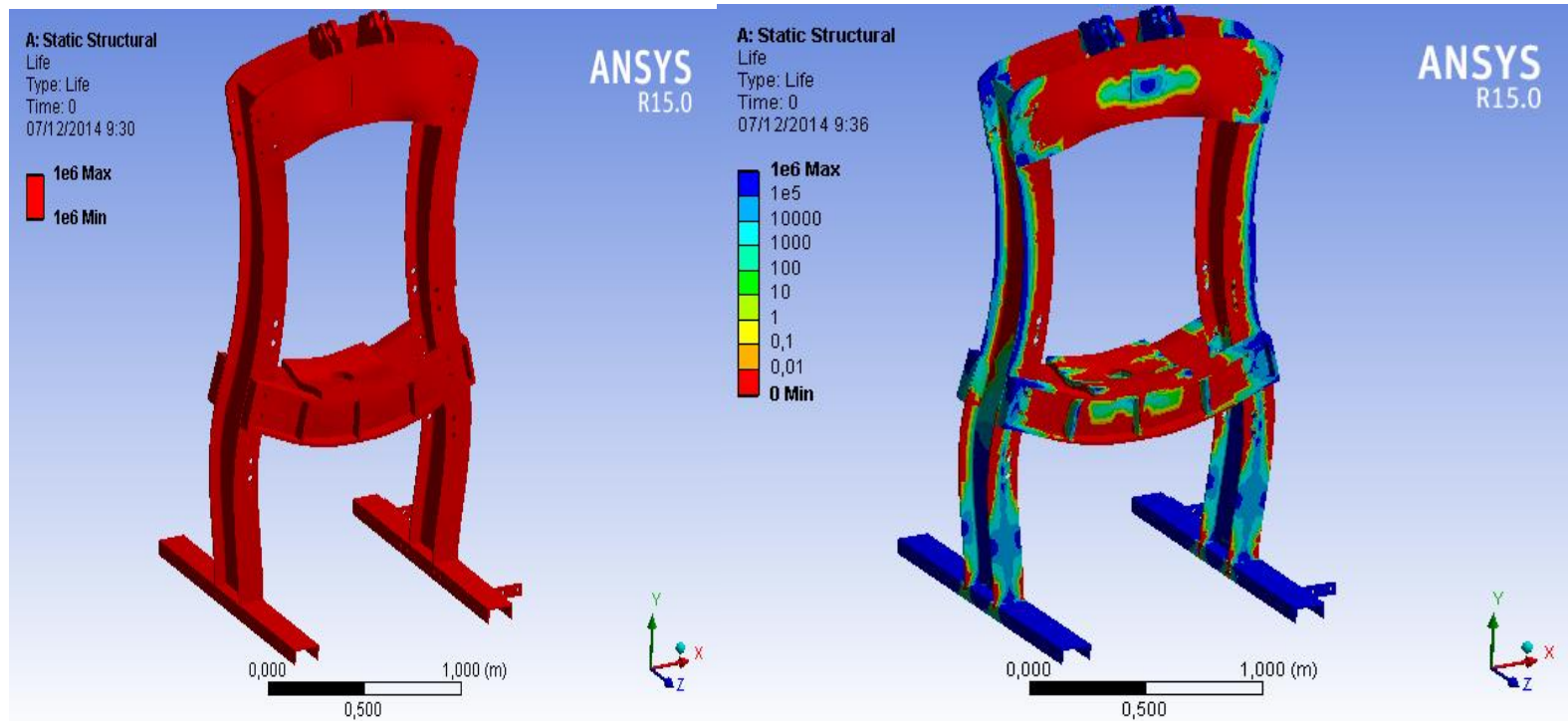


DAÑO ACUMULADO EN LA ESTRUCTURA

Se puede apreciar el daño acumulado en la estructura sometida a $1e+009$ ciclos



VIDA TOTAL DE LA ESTRUCTURA

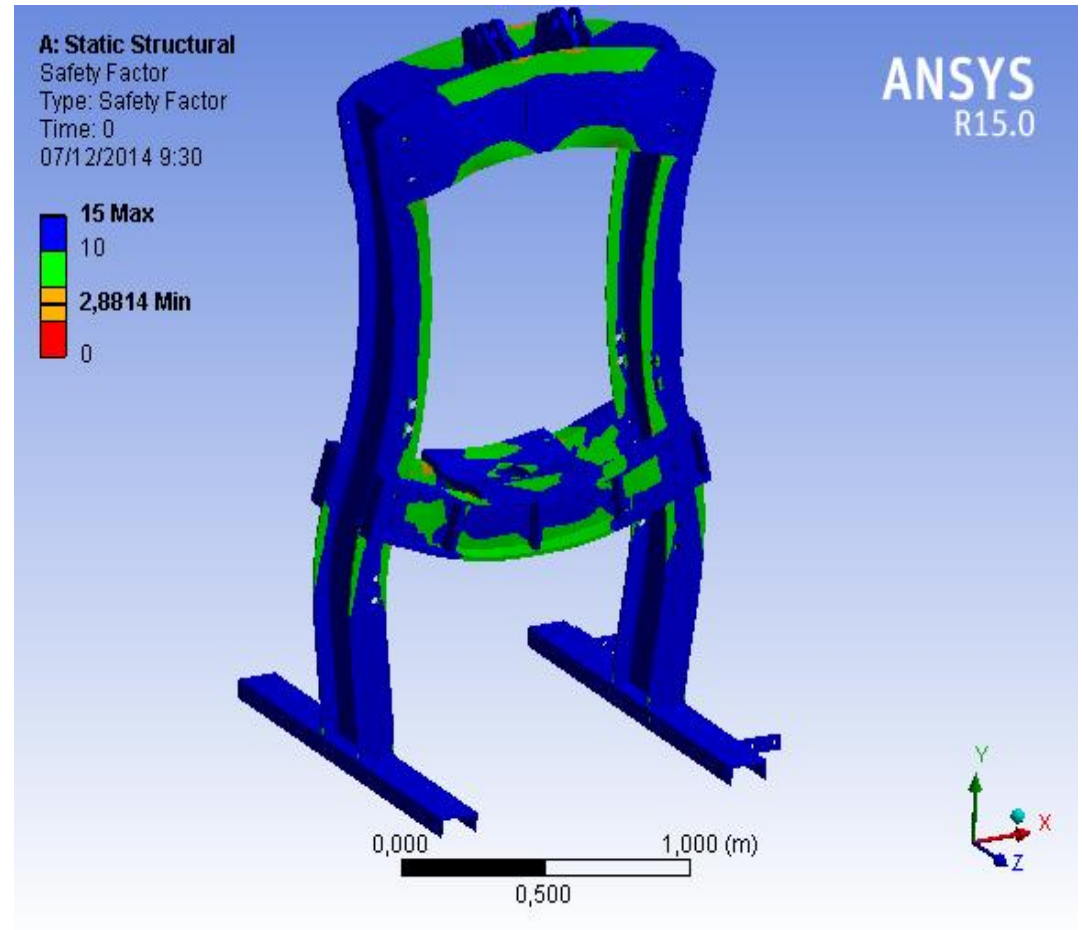


Se puede apreciar las partes de la estructura que al ser sometidas a las cargas cíclicas tenderán a terminar su vida útil



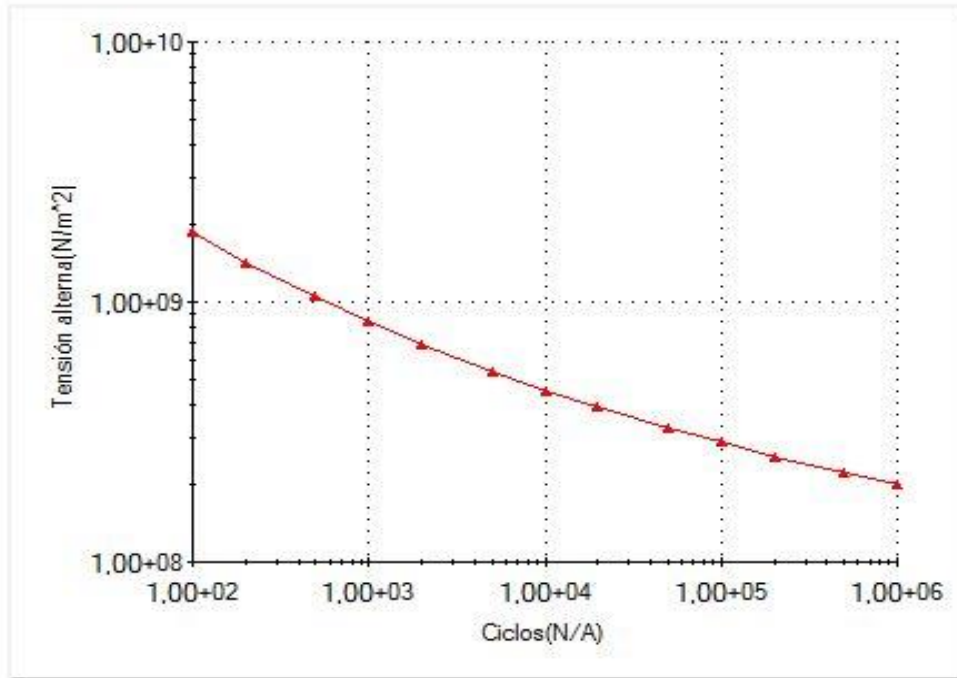
FACTOR DE SEGURIDAD DE LA ESTRUCTURA SOMETIDA A FATIGA

Presenta un valor mínimo de 2,88 luego del estudio de fatiga lo cual demuestra que la estructura soportará las cargas cíclicas aplicadas a la misma sin sufrir fallos.



ANÁLISIS DE LA CURVA SN

SN curve

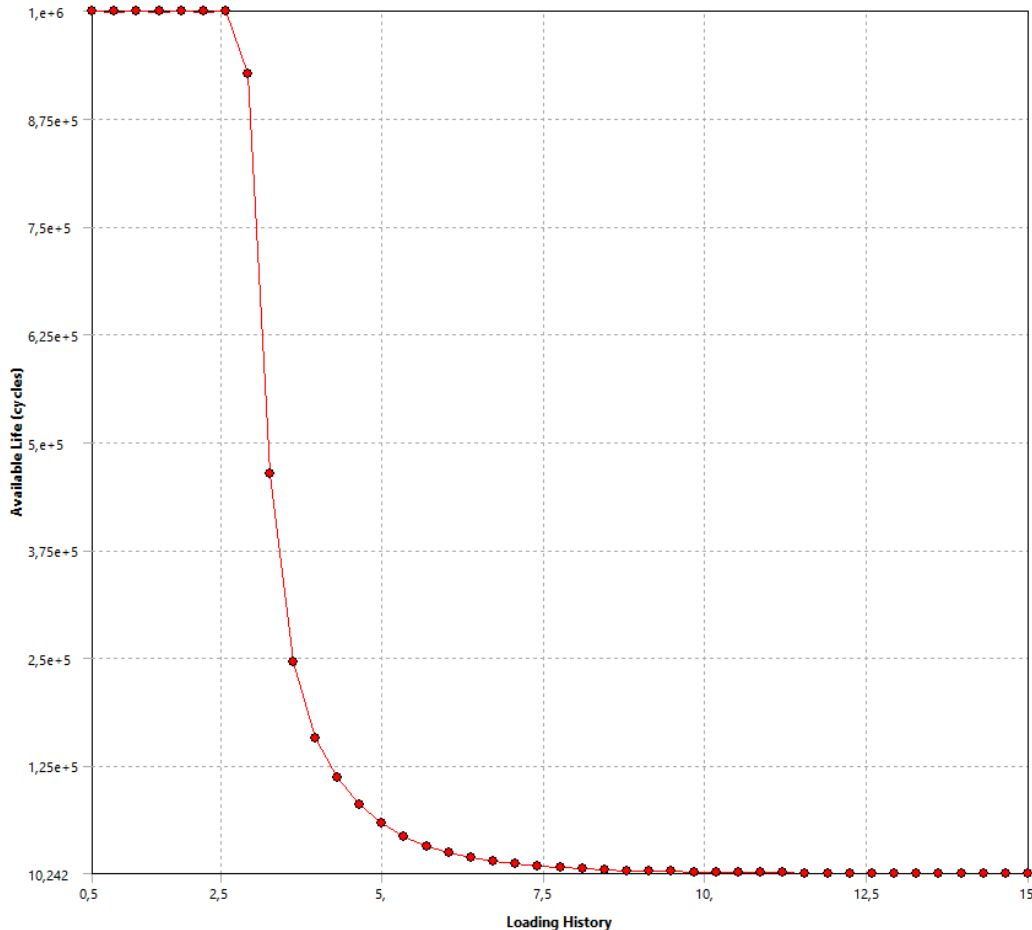


0,0

Mientras menor sea la tensión aplicada el número de ciclos tenderá al infinito lo que demuestra que con la carga a la que se encuentra sometida la estructura tiende a soportar un número de ciclos infinito, demostrando que el diseño es el adecuado.



ANALISIS DE SENSIBILIDAD A FATIGA



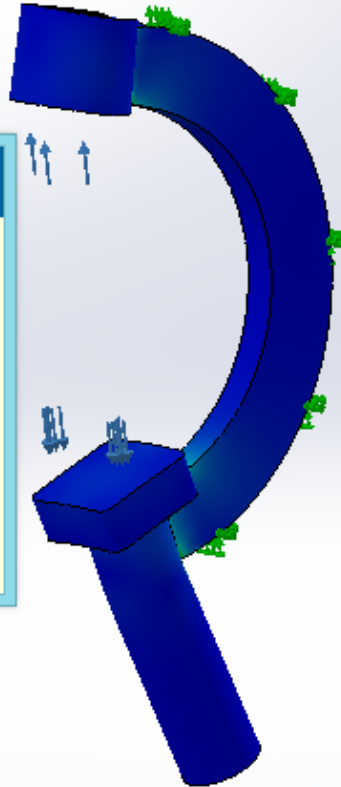
En el eje de las abscisas muestra la carga aplicada y en el eje de las ordenadas muestra la vida disponible en ciclos, la estructura no presentaría fallos hasta una aplicarle una carga de 250% donde la curva desciende mostrando los ciclos que soportaría sometida a dicho esfuerzo.



ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA DEL ACCESORIO

Nombre de modelo: ANALISIS ACCESORIO
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Static tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 1914.35

Fuerza/Torsión Detalles	
Nombre de estudio	Estudio 1 (-Predeterminado-)
Nombre de carga	Fuerza-2 (:Total: 5500 kgf.)
Entidades	2 cara(s)
Tipo	Aplicar fuerza normal
Valor	5500
Unidades	Metric (G)
Identificador	5



von Mises (N/m²)



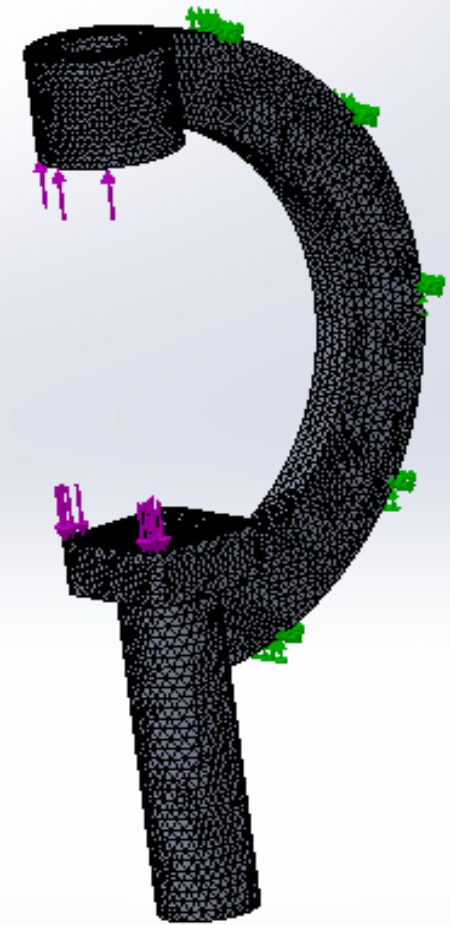
→ Límite elástico: 250.000.000,0



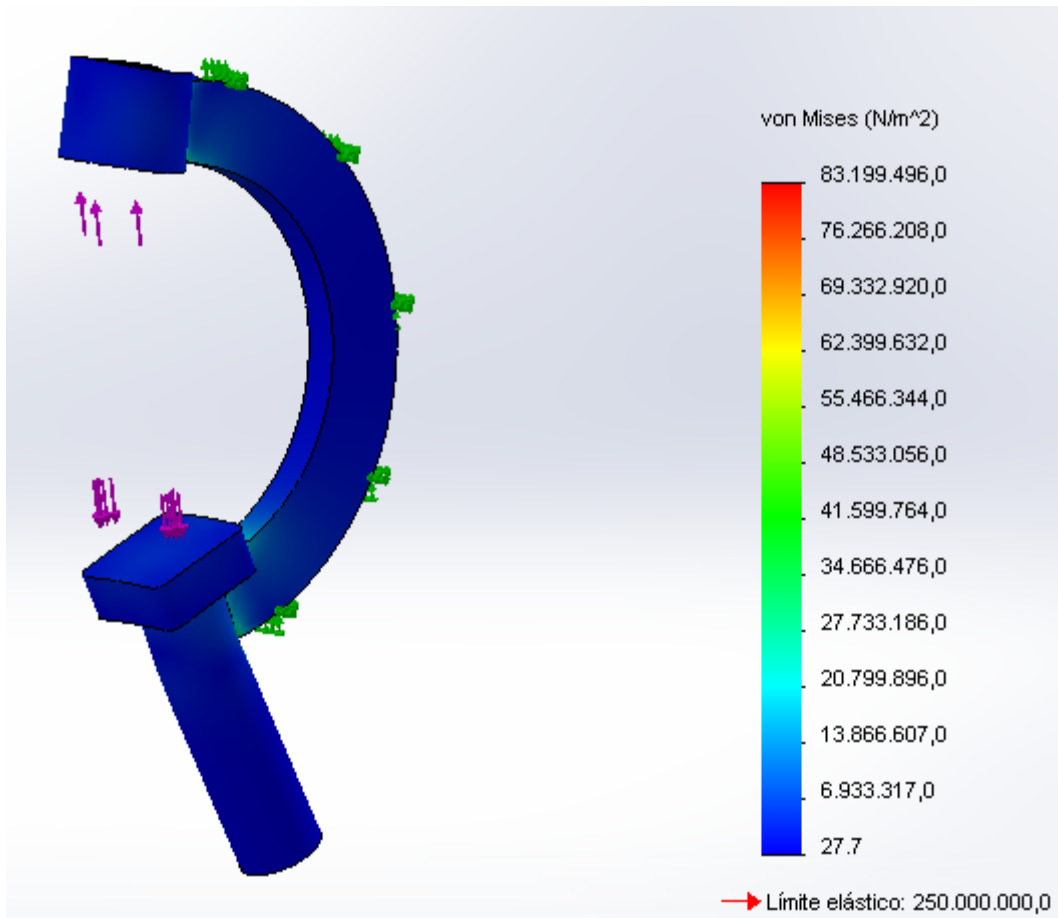
INFORMACIÓN DE MALLA DEL ACCESORIO

Malla Detalles

Nombre de estudio	Estudio 1 (-Predeterminado-)
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 puntos
Tamaño máx. de elemento	0.360912 in
Tamaño mín. de elemento	0.120303 in
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	100690
Número total de elementos	66961
Cociente de aspecto máximo	5.6437
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto < 3	99.7
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto > 10	0
% de elementos distorsionados (Jacobiano)	0
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:00:10
Nombre de computadora	USER



TENSIÓN DE VON MISES DEL ACCESORIO



Tiene una resistencia adecuada a la tensión, ya que el límite elástico tiene un valor de 250 MPa. y la estructura se encuentra sometida a un esfuerzo máximo de 83.199 MPa,

Esfuerzo máx. 83.199 MPa



ESTUDIO DE DESPLAZAMIENTO DEL ACCESORIO

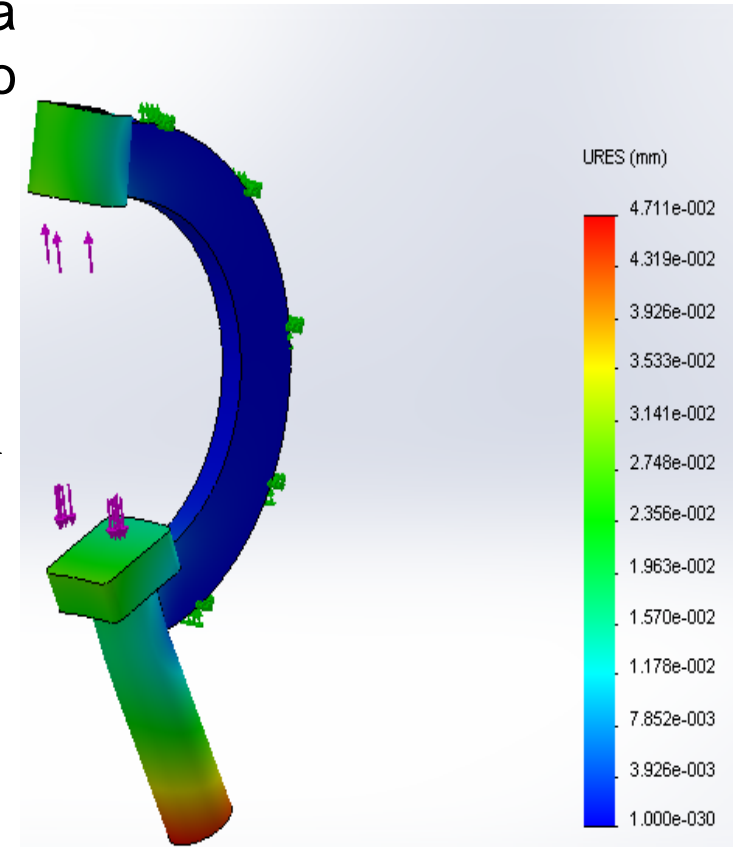
Este desplazamiento de 0.00471mm está dentro de los límites de deflexión recomendado para máquinas de precisión moderado.

Límite de deflexión

$$\gamma_{\text{máx}} = 0.00001 \text{ a } 0.0005 \frac{\text{plg}}{\text{plg}} \text{ o } \frac{\text{mm}}{\text{mm}} \text{ de longitud de viga}$$

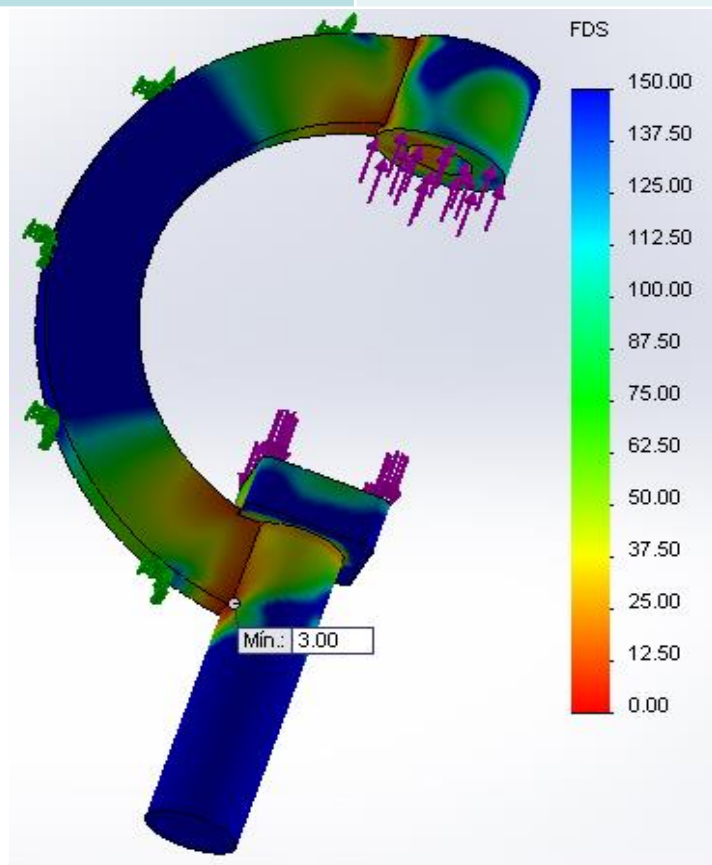
$$\gamma_{\text{máx}} = \frac{0.0005\text{mm}}{\text{mm de longitud}} \times 400\text{mm} = 0.2\text{mm}$$

$$\gamma_{\text{min}} = \frac{0.00001\text{mm}}{\text{mm de longitud}} \times 400\text{mm} = 0.004\text{mm}$$



FACTOR DE SEGURIDAD DEL ACCESORIO

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad	Automático	3.0	9.037
		Nodo: 11836	Nodo: 15460



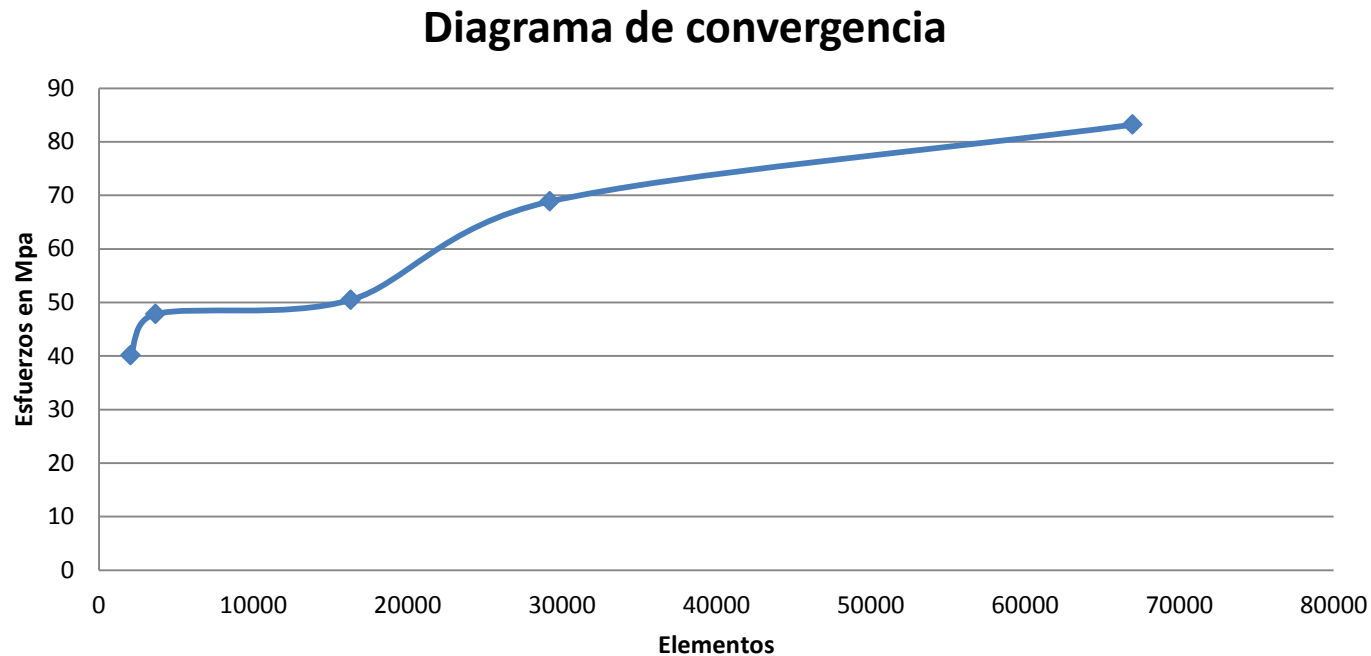
$$FDS = \frac{\text{Resistencia}}{\text{Carga}}$$

$$FDS = \frac{250 \text{ MPa}}{83,199 \text{ MPa}}$$

$$FDS = 3$$



DIAGRAMA DE CONVERGENCIA



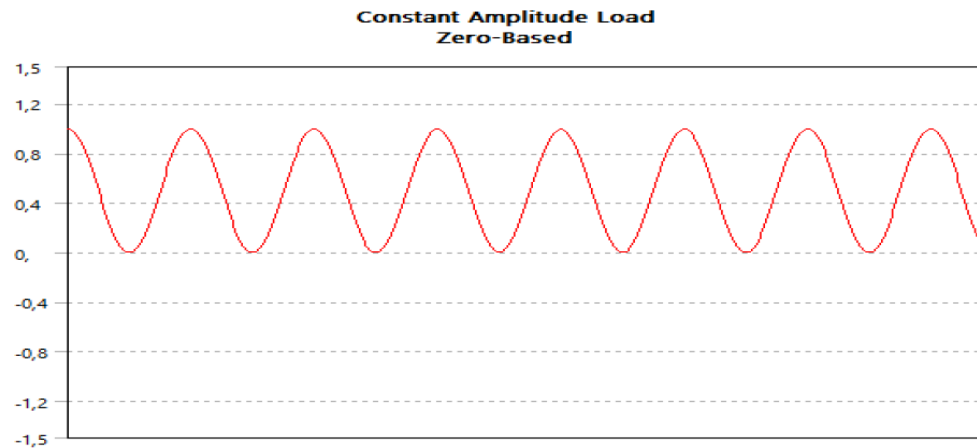
mayor número de elementos con 66961 y un esfuerzo de 83.199 MPa., que es el más se acertado ya que la tendencia se va tornando constante.



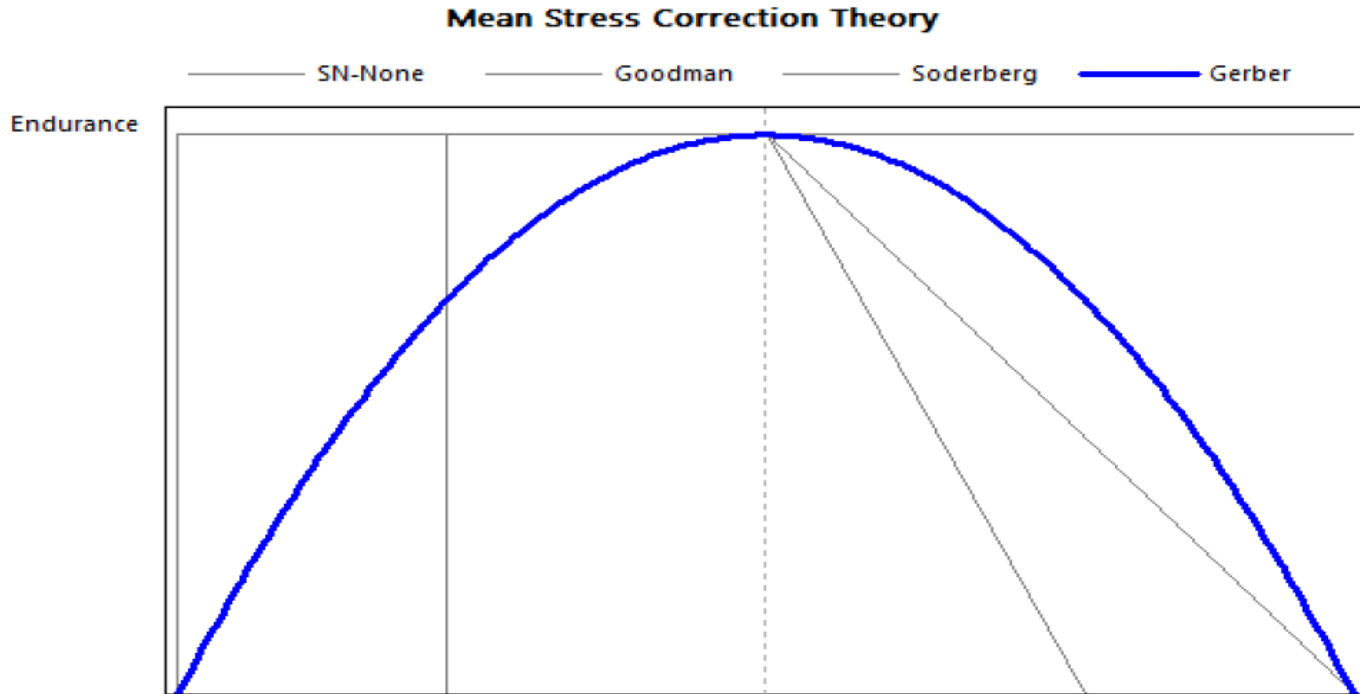
ESTUDIO DEL ACCESORIO SOMETIDO A FATIGA

PARÁMETROS DEL ESTUDIO DE FATIGA

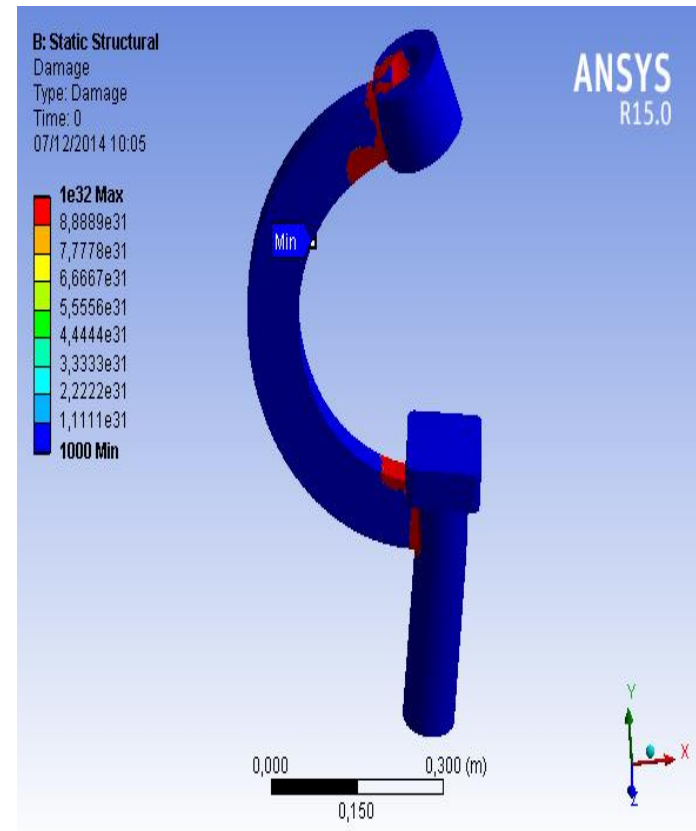
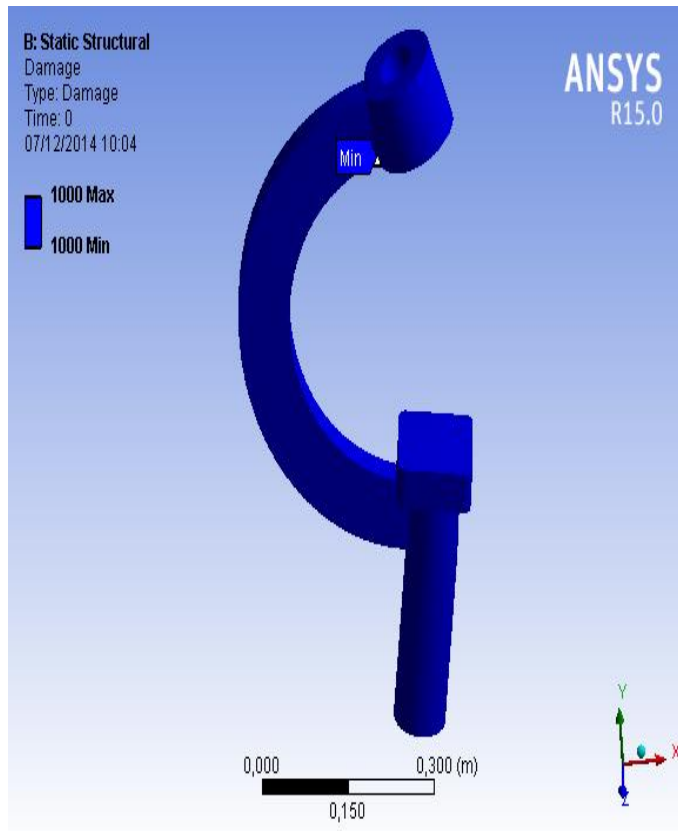
- Se utilizó una carga cíclica de amplitud constante con base cero la cual permitirá evaluar el accesorio cuando se aplica las 5,5 toneladas de carga de manera cíclica en un margen de 5,5 toneladas a 0 toneladas durante $1e+009$ Ciclos,



- La teoría de corrección de tensión media que es necesaria ya que se utilizará cargas cíclicas de amplitud constante con base cero, para lo cual se utilizó la teoría de Gerber, que es la recomendada para materiales dúctiles.

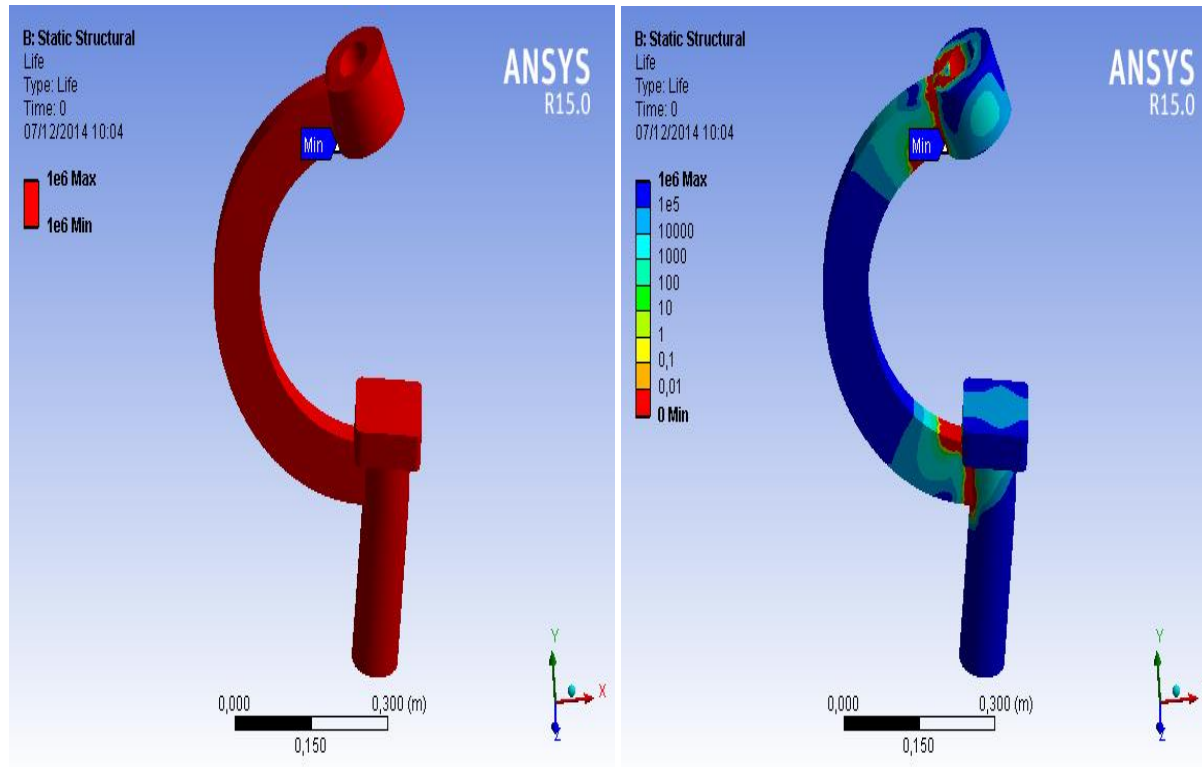


DAÑO ACUMULADO DEL ACCESORIO



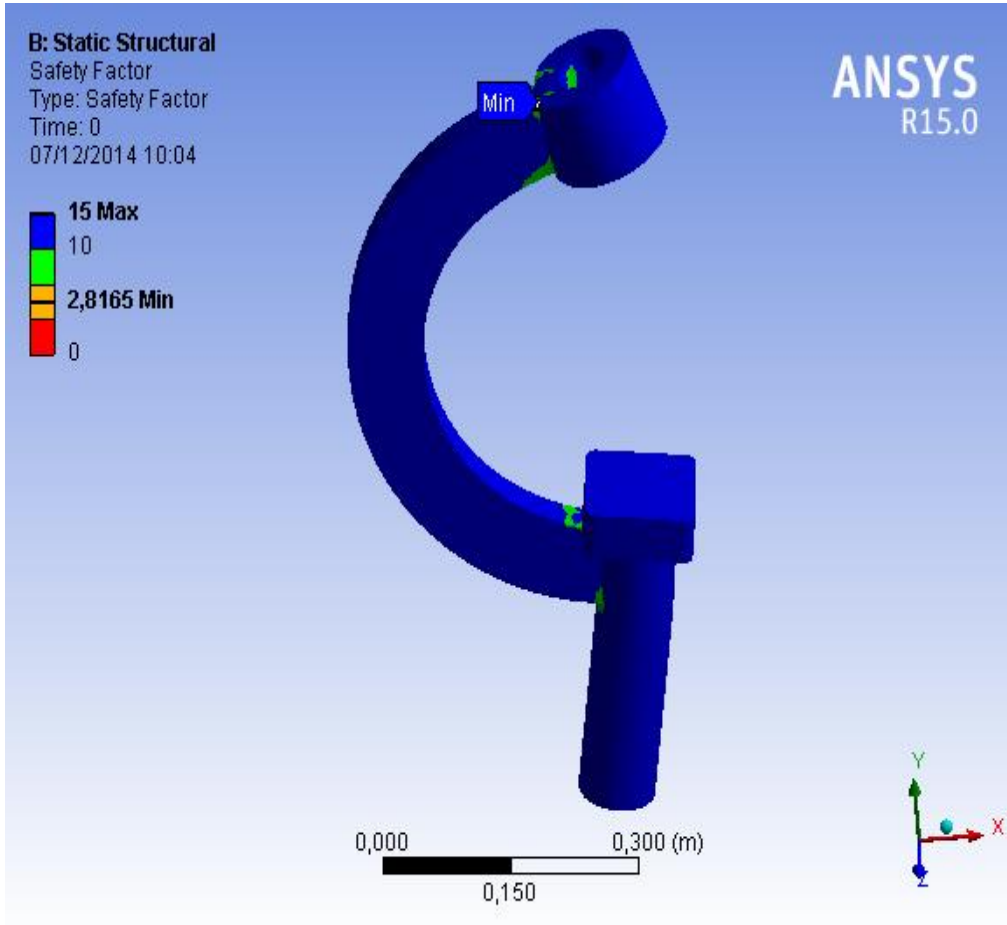
Se puede apreciar el daño acumulado en el accesorio sometido a $1e+009$ ciclos

VIDA TOTAL DEL ACCESORIO



Se puede apreciar las partes del accesorio que al ser sometidas a las cargas cíclicas tenderán a terminar su vida útil

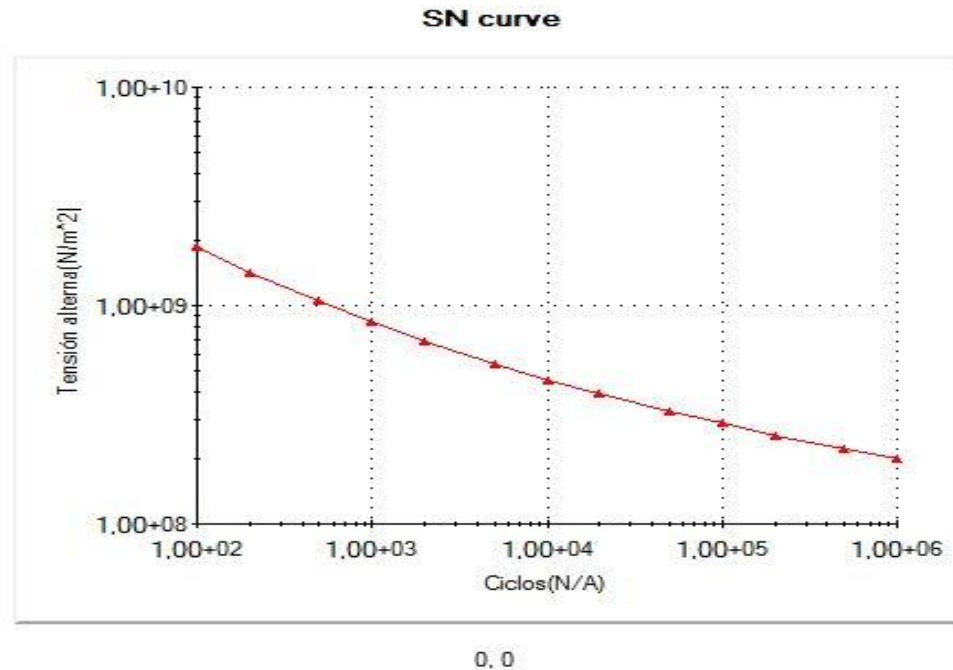
FACTOR DE SEGURIDAD DEL ACCESORIO SOMETIDO A FATIGA



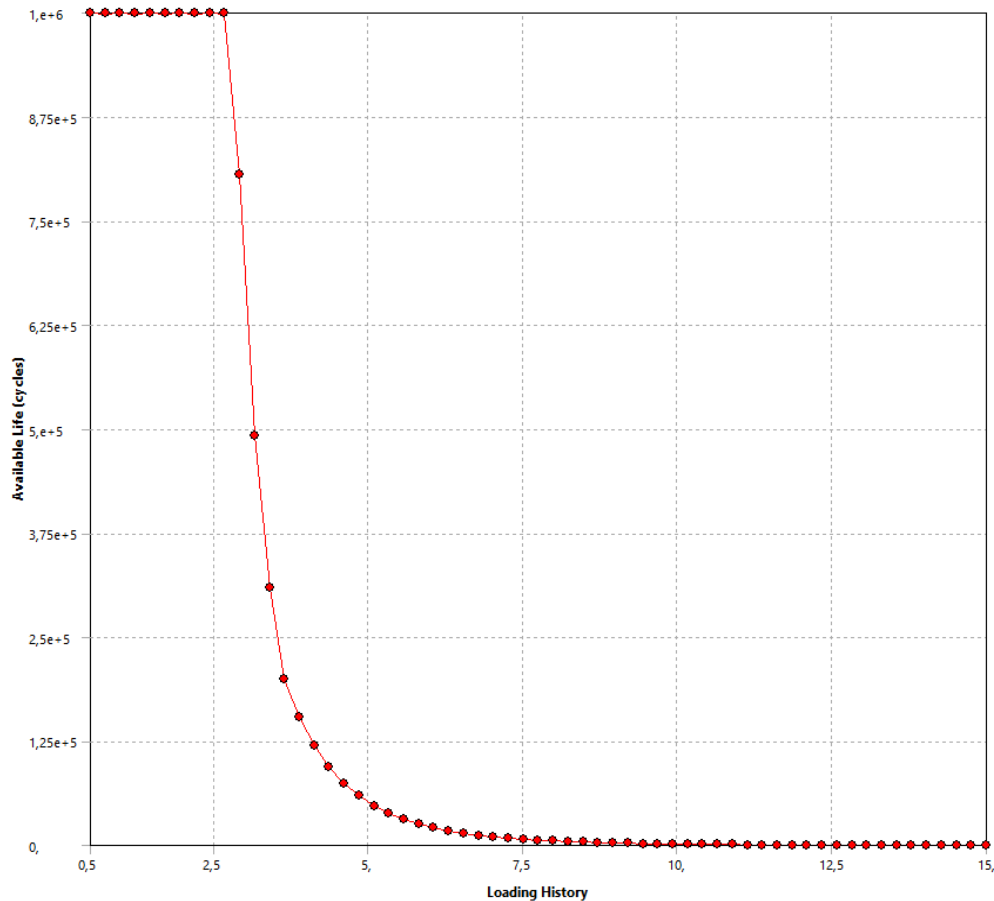
Factor de seguridad de la estructura sometida a fatiga la cual presenta un valor mínimo de 2,81

ANÁLISIS DE LA CURVA SN

La zona que se encuentra sobre la curva muestra los valores en los que la estructura presentaría fatiga mientras que la zona bajo la curva es segura ya que la estructura no se encontrara sometida a fatiga;



ANALISIS DE SENSIBILIDAD A FATIGA



La curva de sensibilidad a fatiga del accesorio en el eje de las abscisas muestra la carga aplicada en diferentes porcentajes y el eje de las ordenadas muestra la vida disponible en ciclos, de la imagen muestra claramente que la estructura no presentaría fallos hasta una aplicarle una carga de 300% aproximadamente donde la curva desciende mostrando los ciclos que soportaría sometida a dicho esfuerzo.



CAPÍTULO IV

CONSTRUCCIÓN



CONSTRUCCIÓN DE TRAVESAÑOS Y PARTE SUPERIOR DE LA PRENSA HIDRÁULICA



LA MESA SOPORTE DE LA PRENSA



SOPORTES INFERIORES DE LA PRENSA HIDRÁULICA



SOPORTE DEL CILINDRO DE DOBLE EFECTO



CONSTRUCCIÓN DE ACCESORIOS Y ELEMENTOS ADICIONALES



SOPORTES PARA ELEMENTOS HIDRÁULICOS, MECÁNICOS Y ELÉCTRICOS



PINTADO Y ARMADO DE LA ESTRUCTURA



CAPÍTULO IV

PRUEBAS Y PRESUPUESTOS

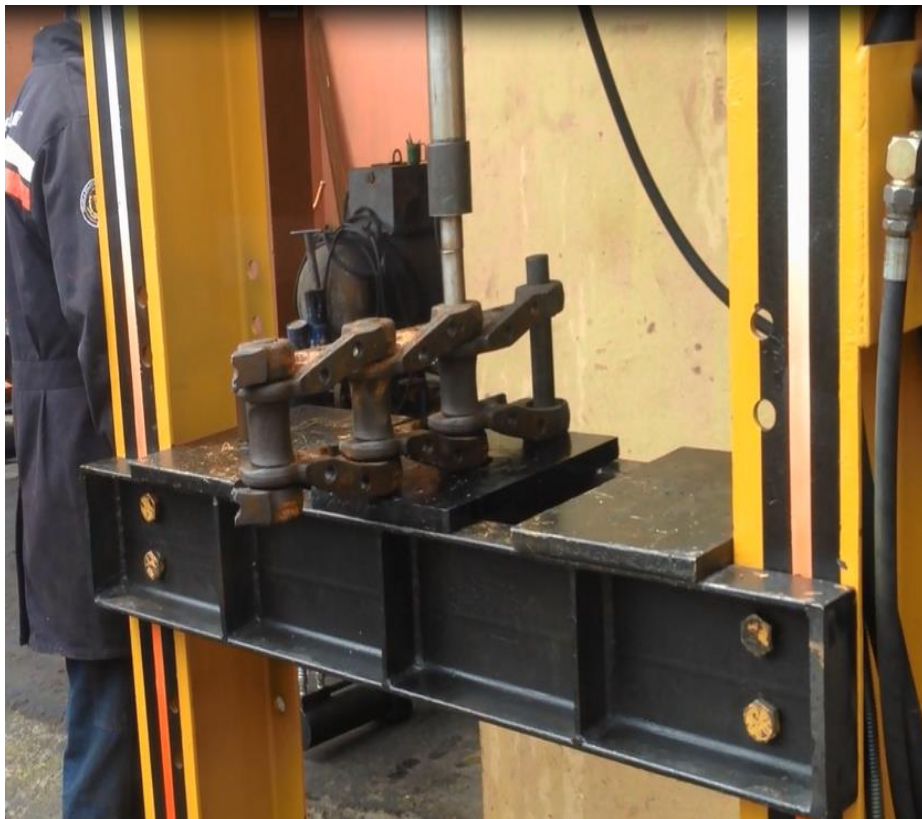


DIAGRAMA DE FLUJO



Proceso de remoción de pines de cadena de tren de rodaje

REMOCIÓN DE PINES DE CADENA



ESPE
ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO
CAMINO A LA EXCELENCIA

TRABAJO ACCESORIO



COSTO DEL SISTEMA ELECTROHIDRÁULICO

ITEM	Descripción	Costo
1	Componentes	7439,60
2	Materiales	4090,75
3	Costos Indirectos	93,00
TOTAL		11623,35

Para que el proyecto se concrete es necesario contar con los siguientes recursos:



COMPARACIÓN DE RESULTADOS PRENSA MANUAL CON LA ELECTROHIDRÁULICA

Años

Ahorro	1	2	3	4	5
# Pines removidos	12	12	12	12	12
Operación y Mantenimiento Prensa Manual	\$6.672,00	\$6.710,40	\$6.750	\$6.792	\$6.834,62
Operación y Mantenimiento Prensa Electrohidráulica	\$2.800,00	\$2.813,87	\$2.828,27	\$2.843,21	\$ 2.858,73
Ahorro (USD)	\$(3.872)	\$(3.896,54)	\$(3.922)	\$(3.948)	\$(3.976)
Porcentaje de Ahorro	238%	238%	239%	239%	239%
# Pines	12	12	12	12	12
Porcentaje de Ahorro	238%	238%	239%	239%	239%



GRAFICOS COMPARATIVOS DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

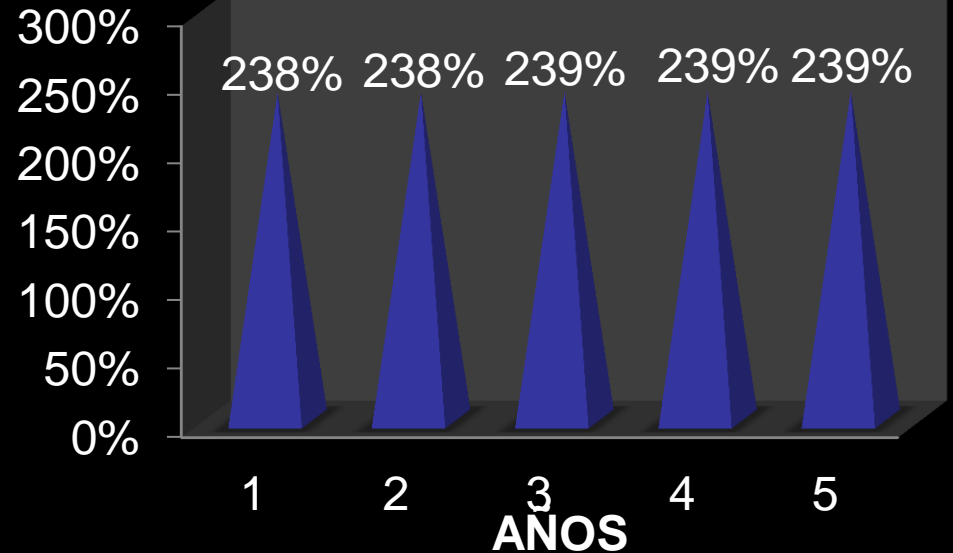
Comparacion de Gastos de Operacion y Mantenimiento

— Operacion y Mantenimiento Prensa Manual
 — Operacion y Mantenimiento Prensa Electrohidraulica



Porcentaje de Ahorro

■ Porcentaje de Ahorro



CONCLUSIONES

- Se construyó un sistema electrohidráulico, con un accesorio para remoción de pines de cadena.
- Este diseño tiene un factor de seguridad mínimo requerido de 3 lo que ayuda a manejar adecuadamente los esfuerzos producidos al momento de realizar la remoción de pines de maquinaria pesada.
- Los modelos matemáticos aplicados para el dimensionamiento de los elementos constitutivos de la prensa, mediante la aplicación de criterios manejados a través de las teorías de diseño de elementos mecánicos.



- Las aplicaciones de software Solid Works y ANSYS brindaron la posibilidad de aplicar condiciones de diseño: parámetros, ergonomía del equipo, que comprendan eficiencia y mantenimiento al simular el esfuerzo y deformación que tendría el diseño así como la factibilidad de construir el mismo.
- La retroalimentación del proceso se realizó mediante la ejecución de pruebas con cargas de trabajo reales. Estas pruebas se efectuaron sin reportar novedad alguna.



RECOMENDACIONES

- Asumir un control continuo del nivel de aceite en el depósito.
- Tomar en cuenta las conexiones eléctricas del sistema.
- Se debe tomar todas las precauciones necesarias para trabajar con una presión hidráulica alta.
- Constatar que no exista fugas en el circuito hidráulico ya que si esto sucede la prensa no realizará su trabajo adecuadamente.
- Para el diseño y construcción de este proyecto es necesario la investigación y estudio de materias como diseño de elementos, sistemas hidráulicos y lubricantes.





ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS

INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

*GRACIAS POR SU
ATENCIÓN*

