



UNIVERSIDAD DEL BÍO-BÍO

**Facultad de Ingeniería
Departamento de Ingeniería Mecánica**

DISEÑO DE UTILLAJE PARA ENSAYO DE UNIÓN APERNADA

**Seminario de Título presentado en conformidad
a los requisitos para obtener el título de
Ingeniero de Ejecución en Mecánica.**

Profesor Guía: Sr. Juan Carlos Figueroa Barra

Luis Heredia Marín

2013

Índice de contenido

CAPITULO I: GENERALIDADES.....	1
1.1 Introducción.....	1
1.2 Objetivo.....	2
1.2.1 Objetivos generales.....	2
1.2.2 Objetivos específicos.....	2
CAPITULO II: METODOLOGÍA.....	3
2.1 Revisión de antecedentes.....	3
2.2 Definición de los requerimientos.....	3
2.3 Diseño conceptual.....	4
2.5 Cálculo mediante elementos finitos.....	4
2.6 Planos de fabricación.....	4
CAPITULO III: REVISIÓN DE ANTECEDENTES.....	5
3.1.Descripción del conjunto maza delantera.....	5
3.2 Descripción de la falla.....	6
3.3 Características de la unión apernada a analizar.....	7
3.4 Pernos.....	8
3.4 Tuerca y golilla.....	9
3.5 Cargas de operación.....	10
3.6 Máquina de ensayo de fatiga.....	13
3.7 Conclusiones.....	14
CAPITULO 4: REQUERIMIENTOS.....	15
4.1 Requerimientos geométricos.....	15
4.2 Requerimientos respecto a las cargas.....	16
4.3 Requerimientos respecto al la instrumentación.....	16
CAPITULO 5: DISEÑO CONCEPTUAL.....	17
5.1 Modelo geométrico del utillaje.....	17
5.2 Modelo CAD.....	18
5.2.1 Utillaje aro.....	18
5.2.2 Bocina.....	19
5.2.3 Utillaje-maza.....	19
5.2.4 Golilla.....	20

5.2.5 Requerimientos pendientes.....	20
5.3 Conclusiones.....	21
CAPITULO 6: CÁLCULOS ANALÍTICOS.....	22
6.1 Objetivo.....	22
6.2 Cálculo de esfuerzos en la golilla:.....	23
6.2.1 Fuerza de tensión perno M36 producto del torque de 2800 Nm.....	23
6.2.2 Esfuerzo en el vástago del perno.....	24
6.2.3 Esfuerzos sobre la golilla.....	25
6.3 Cálculo de la interferencia entre la bocina y la maza.....	26
6.3.1 Fuerza de roce producto de la torsión entre bocina/utillaje-maza.....	26
6.3.2 Presión en la interferencia radial bocina/utillaje maza.....	27
6.3.3 Cálculo de interferencia.....	28
6.3.4 Esfuerzos en el utillaje producto del montaje con interferencia.....	29
6.4 Conclusiones.....	30
CAPITULO 7: MODELO DE ELEMNTOS FINITOS SAMCEF.....	31
7.1 Objetivos.....	31
7.2 Discretización.....	31
7.3 Condiciones de borde.....	35
7.4 Fijaciones.....	36
7.5 Cargas.....	36
7.5.1 Apriete del perno.....	36
7.5.2 Carga ensayo.....	37
7.5.3 Torque de apriete.....	38
7.5.4 Casos de carga.....	39
7.6 Resultados.....	40
7.6.1 Módulo del desplazamientos (mm), defo x50.....	40
7.6.2 Alargamiento del perno.....	41
7.6.3 Reacciones.....	42
7.6.4 Esfuerzos.....	44
7.6.5 Deformaciones en la superficie del utillaje aro.....	51
7.7 Conclusiones.....	52
CAPITULO 8: MODELO DE ELEMENTOS FINITOS SIMULATION MULTIPHYSICS.....	54
8.1 Objetivos.....	54

8.2 Discretización.....	54
8.3 Condiciones de borde.....	56
8.4 Fijaciones.....	57
8.5 Cargas.....	57
8.5.1 Apriete del perno.....	57
8.5.2 Carga ensayo.....	58
8.5.3 Casos de carga.....	58
8.6 Resultados.....	59
8.6.1 Módulo del desplazamientos (mm).....	59
8.6.2 Alargamiento del perno.....	61
8.6.3 Esfuerzos.....	62
8.7 Comparación resultados modelo Samcef vs Simulation Multiphysics.....	65
8.7.1 Tracción máxima esfuerzos principales.....	66
8.7.2 Compresión máxima esfuerzos principales.....	67
8.8 Conclusiones.....	68
CAPÍTULO 9: CONCLUSIONES GENERALES.....	69

CAPITULO I: GENERALIDADES

1.1 Introducción

En la industria minera, el proceso de extracción de mineral requiere del movimiento de grandes volúmenes de material, desde el lugar de extracción hasta el lugar de procesamiento en forma rápida y eficiente. Para el transporte de material se cuenta con varios medios, entre los que se destacan: correas transportadoras, camiones de gran tonelaje, vagones de trenes, entre otros.

En el caso del transporte mediante el uso de camiones, éstos pueden transportar del orden de 10.000 toneladas por día, por lo que la ocurrencia de fallas en estos equipos producen detenciones afectando el proceso productivo.

El presente trabajo se encuentra dentro del margen de un estudio que busca evaluar la integridad estructural de los pernos pertenecientes a la unión apernada aro maza del tren delantero de un camión minero de gran tonelaje. La falla consiste en el corte de los pernos que fijan el aro a la maza en esta unión apernada.

El objeto de este estudio es elaborar el diseño de un dispositivo (utillaje) que permita realizar ensayos de la unión apernada bajo ciclos de torque y cargas operacionales. El diseño debe representar la unión que se desea analizar, soportar las cargas operacionales y se debe ser instrumentable con el objeto de detectar la variación de las cargas durante el ensayo.

1.2 Objetivo

1.2.1 Objetivos generales

- Diseñar un utillaje que permita realizar un ensayo de laboratorio reproduciendo las condiciones de operación a las cuales está sometida la unión apernada aro maza de un camión minero durante el transporte de material.
- Validar el diseño del utillaje mediante cálculos analíticos y mediante una modelación por elementos finitos.
- Confeccionar planos de fabricación del utillaje y definir la zona de instrumentación con strain gage.

1.2.2 Objetivos específicos

- Recopilar la información necesaria para conocer: el funcionamiento del conjunto maza/aro, características técnicas de la máquina de ensayo a utilizar y las cargas a las que se encuentra sometida la unión apernada.
- Definir los requerimientos que debe cumplir el utillaje a diseñar respecto a la geometría y cargas que se someterá.
- Elaborar un diseño conceptual del utillaje basado en los requerimientos.
- Dimensionar los componentes del utillaje mediante cálculos analíticos de cargas y esfuerzos con el objeto de definir tolerancias de fabricación y los materiales constructivos.
- Validar el diseño utilizando un modelo de elementos finitos, calcular los esfuerzos y definir la zona de instrumentación del utillaje con strain gage.
- Construir un modelo CAD 3D del utillaje
- Confeccionar los planos de fabricación y montaje de este.

CAPITULO II: METODOLOGÍA

La metodología utilizada en el desarrollo del presente trabajo se describe a continuación:

2.1 Revisión de antecedentes

La actividad de revisión de antecedentes consistió en las siguientes actividades:

- Identificar y analizar el funcionamiento del conjunto maza delantera del camión minero.
- Identificar los componentes principales del conjunto maza delantera, recopilando información respecto a la geometría de los flanges que participan en la unión y características de los pernos que han presentado fallas.
- Definir las cargas a las cuales se somete la unión.
- Revisar las características técnicas de la máquina de fatiga que se utilizará en realización de los ensayos.

2.2 Definición de los requerimientos

De acuerdo a los antecedentes recopilados se determinaron los requerimientos que debe satisfacer el utillaje respecto de la geometría (rigidez y montaje en la máquina de ensayo), de las cargas a las que será sometido y de la instrumentación para el ensayo.

2.3 Diseño conceptual

Basándose en los requerimientos definidos se elaboró una propuesta de diseño conceptual, que satisfizo los requerimientos definidos.

Se realizaron cálculos analíticos para el diseño propuesto. Se calcularon esfuerzos, se definieron tolerancias de fabricación de los componentes del utillaje y materiales constructivos.

2.5 Cálculo mediante elementos finitos

Se construyó un modelo de elementos finitos del conjunto utillaje para validar el diseño. Se calcularon los esfuerzos que producen las cargas de montaje y operacionales y se definió la zona de instrumentación del utillaje con strain gage en función del tensor de deformaciones.

2.6 Planos de fabricación

A partir de un modelo CAD 3D definitivo del diseño del utillaje, se confeccionaron los planos de cada componente indicando las cotas, tolerancias de fabricación y materiales constructivos.

CAPITULO III: REVISIÓN DE ANTECEDENTES

3.1.Descripción del conjunto maza delantera

En una flota de camiones mineros de gran tonelaje, con capacidad para transportar una carga total de 400 toneladas, se han presentado fallas en el tren delantero, específicamente en la unión apernada aro maza. Este conjunto esta formado por; aro, maza y 54 pernos estriados M36, con sus respectivas tuercas y golillas, plato , reten eje y rodamientos.



Fig.- 3.1 Camión minero, capacidad 400 Ton



Fig.- 3.2 Maza delantera

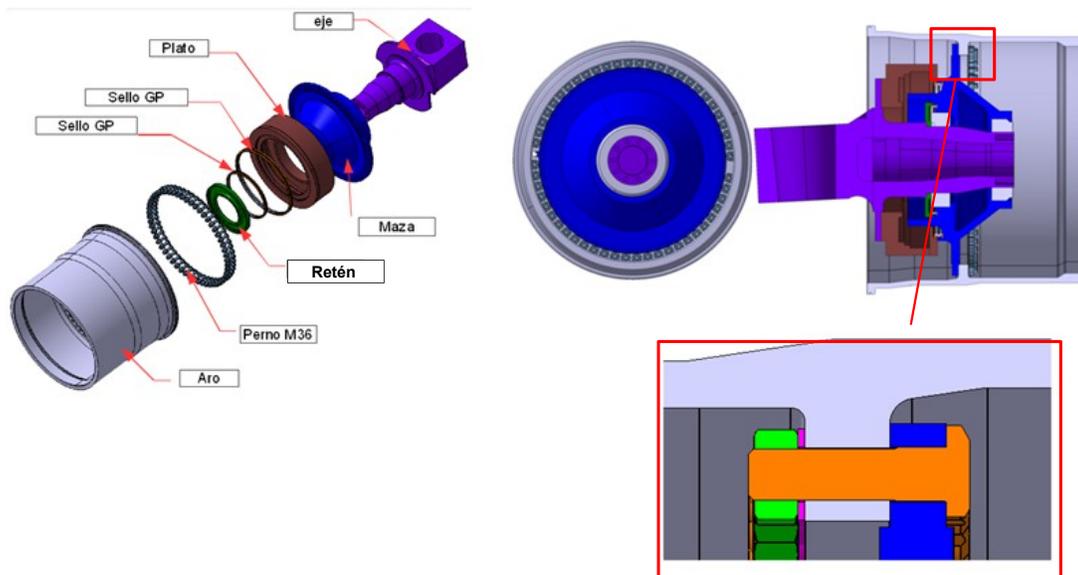


Fig.- 3.3 Conjunto maza delantera

3.2 Descripción de la falla

La falla recurrente consiste en el corte de los pernos que fijan el aro a la maza, la fractura se produce donde comienza la cabeza del perno. En esta sección de existe un concentrador de esfuerzos debido al ángulo recto con un radio de 1 mm presente en la zona.

El corte de los pernos no presenta ningún patrón asociado a su ubicación, ya que estos fallan en una distribución totalmente aleatoria.

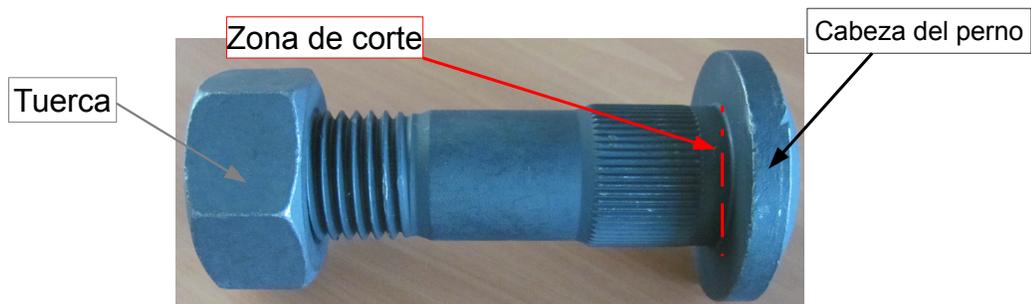


Fig.- 3.4 Perno nuevo



Fig.- 3.5 Perno cortado

3.3 Características de la unión apernada a analizar

La unión apernada donde se produce la falla corresponde a la unión entre los flanges aro maza. La unión que se realiza mediante 54 pernos con sus respectivas tuercas y golillas. Los pernos se distribuyen en un patrón circular de 56 particiones igualmente espaciados. Existen dos posiciones en la maza que no llevan montados pernos, estas perforaciones libres quedan enfrentadas en lados opuestos de la unión.

La carga de operación (carga de corte) se transmite por fricción en la unión debido a que no existe ningún escalonamiento que permita transmitirla por contacto radial.

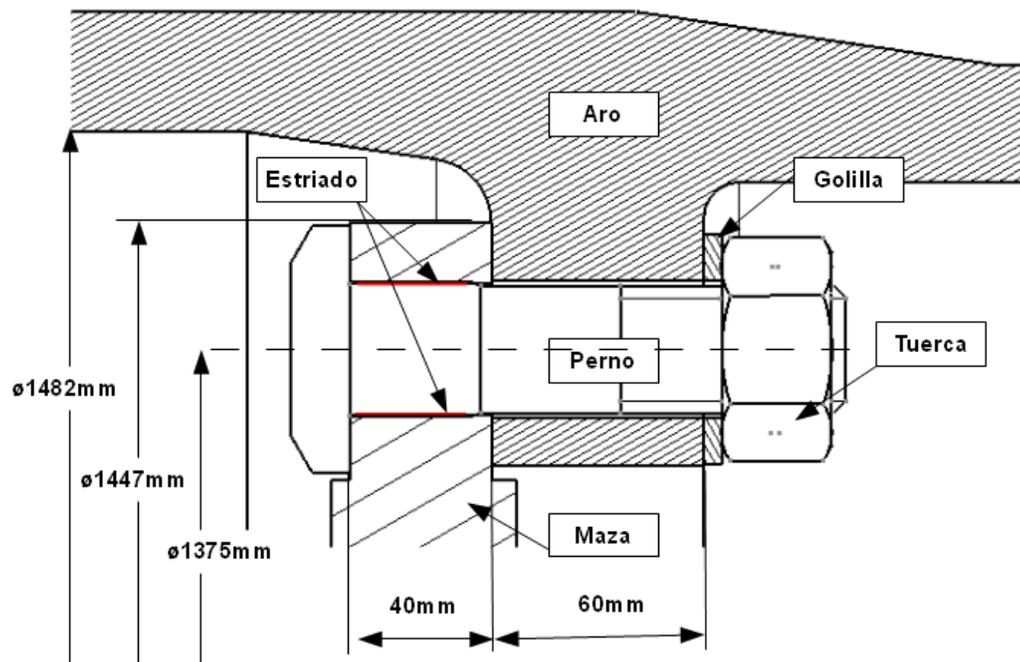


Fig.- 3.6 Detalle de la unión apernada maza/aro

3.4 Pernos

Los pernos que unen la maza con el aro son métrico M36 por 135mm de largo , insertos en perforaciones estriadas de la maza. El estriado consta de 58 estrías triangulares según la norma DIN 82, este estriado restringe la rotación del perno durante el torqueo.

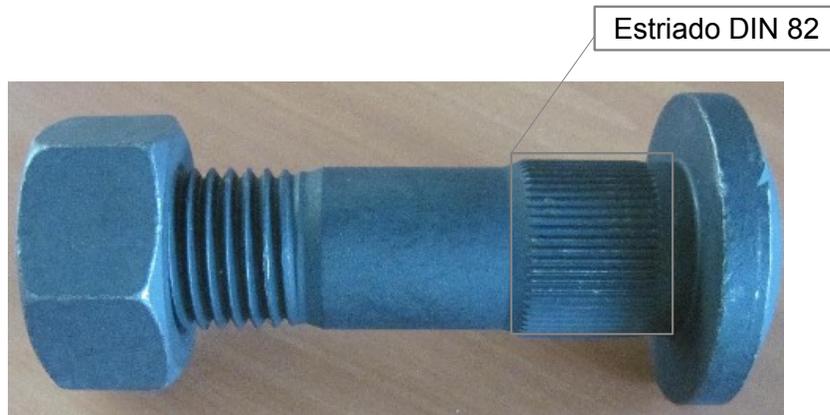


Fig.- 3.7 Perno M36



Fig.- 3.8 Detalle del estriado

Los pernos se torquean con una llave calibrada a 2800 +/- 350 Nm (según el manual de mantenimiento). No se cuenta con información oficial respecto a la resistencia de los pernos debido a que estos no cuentan con una marca alusiva a su calidad, sin embargo se cuenta con resultados de ensayos de tracción y dureza realizados a los pernos, los que se muestran en la siguiente tabla.

	Perno M36
Límite elástico	980 MPa
Esfuerzo de ruptura	1078 MPa
Porcentaje de alargamiento	12,10%
Dureza (ROCKWELL-C)	30-40 HRC

Fig.- 3.9 Propiedades de los pernos

3.4 Tuerca y golilla

La tuerca y golilla M36 corresponden a las indicadas por la normativa. DIN 126 (Ref [1]) para la golilla y ANSI B -18.2.2 (ref [2]) para la tuerca grado 10.

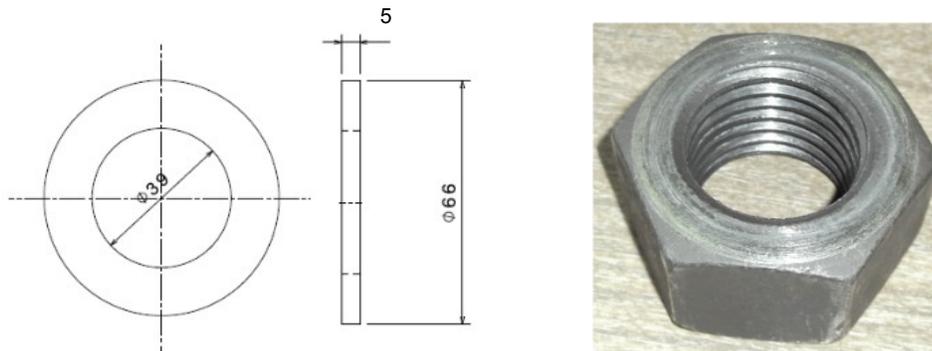


Fig.- 3.10 Golilla DIN 126 y tuerca ANSI B -18.2.2

3.5 Cargas de operación

Las cargas que se transmiten desde el neumático a la masa durante la operación de transporte de material fueron medidas durante el paso del camión por la romana, el diagrama de cuerpo libre se muestra en la figura 3.11.

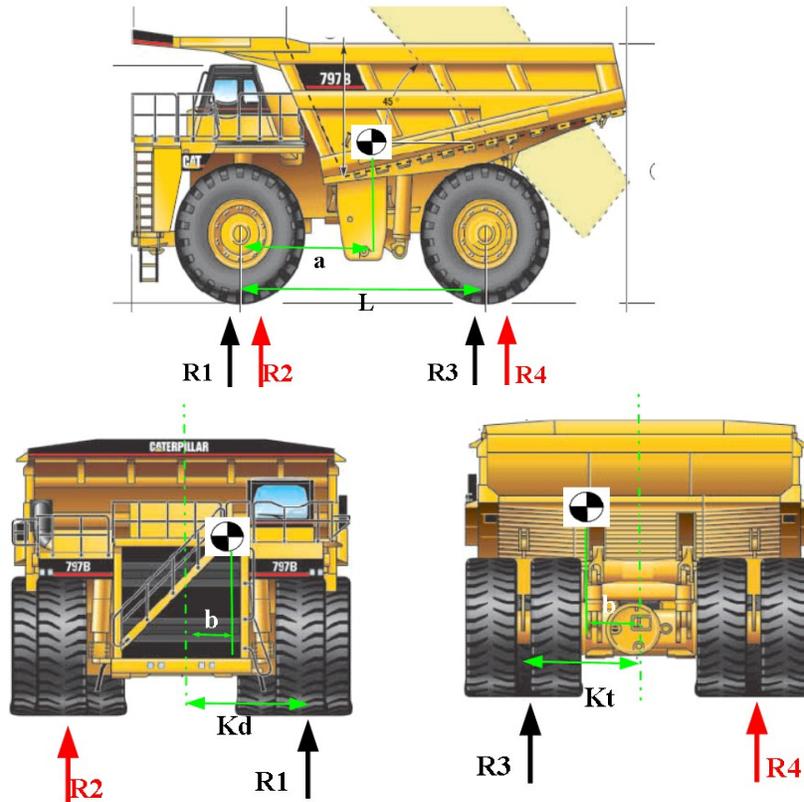


Fig.- 3.11 camión;diagrama de cuerpo libre

R1[ton]	R2[ton]	R3[ton]	R4[ton]	Peso total camión	Peso material transportado
117	115,7	194,7	245,2	672,6	405,6

La carga máxima se produce en la masa delantera izquierda y alcanza a las 117 ton como muestra la siguiente tabla(ref [3]).

Como antecedente para la realización de este trabajo se cuenta con un estudio realizado por CADETECH S.A. (ref [3]), sobre la maza delantera de los camiones, en este estudio se realizó un modelo de elementos finitos de la maza delantera sometida a las cargas operacionales.

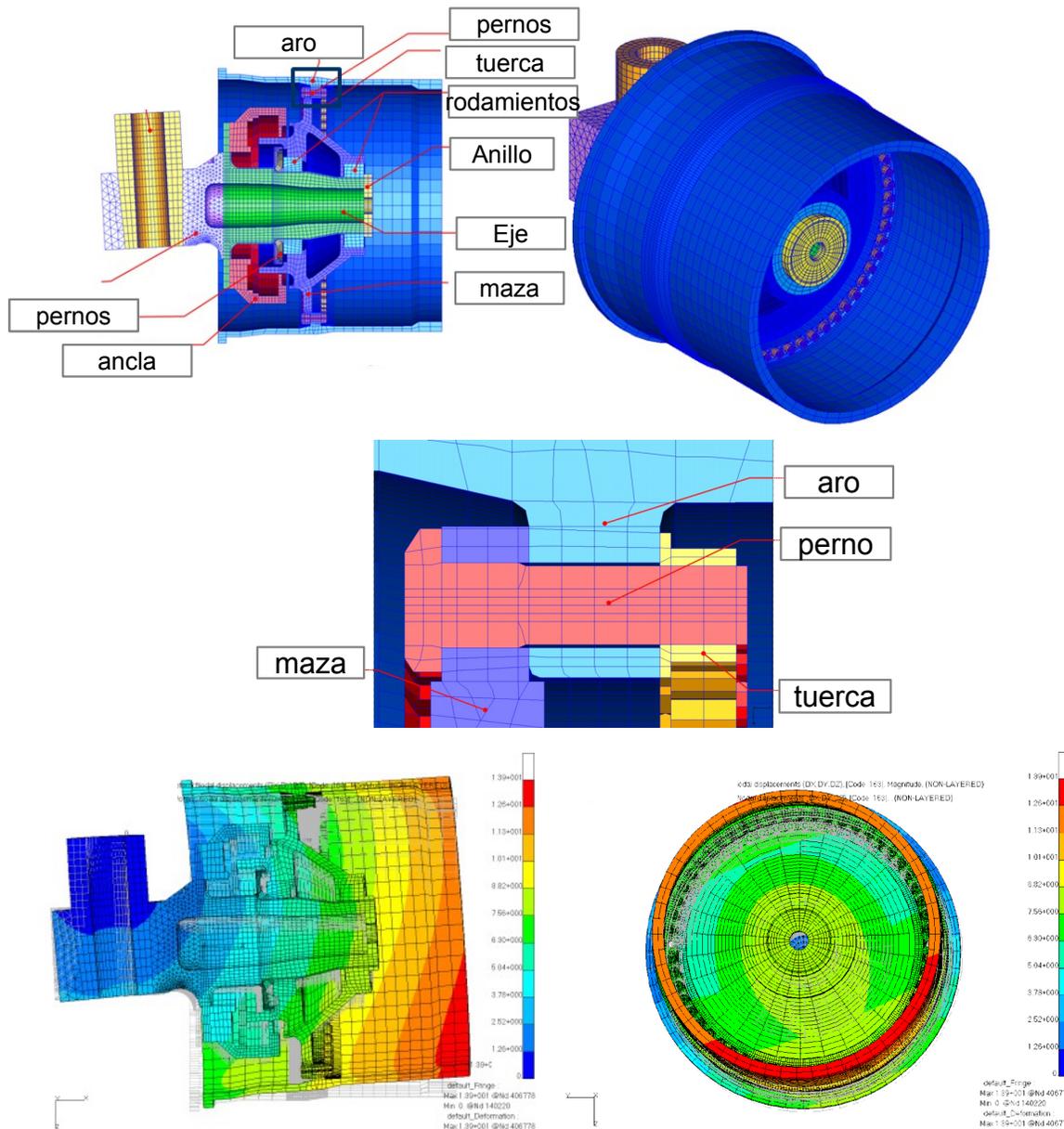


Fig.- 3.12 Modelo de elementos finitos maza delantera.(CADETECH S.A.)

Dentro de los resultados obtenidos en el estudio (ref [3]) se calculó la distribución de cargas en los pernos pertenecientes a la unión apernada maza/aro que se muestran a continuación.

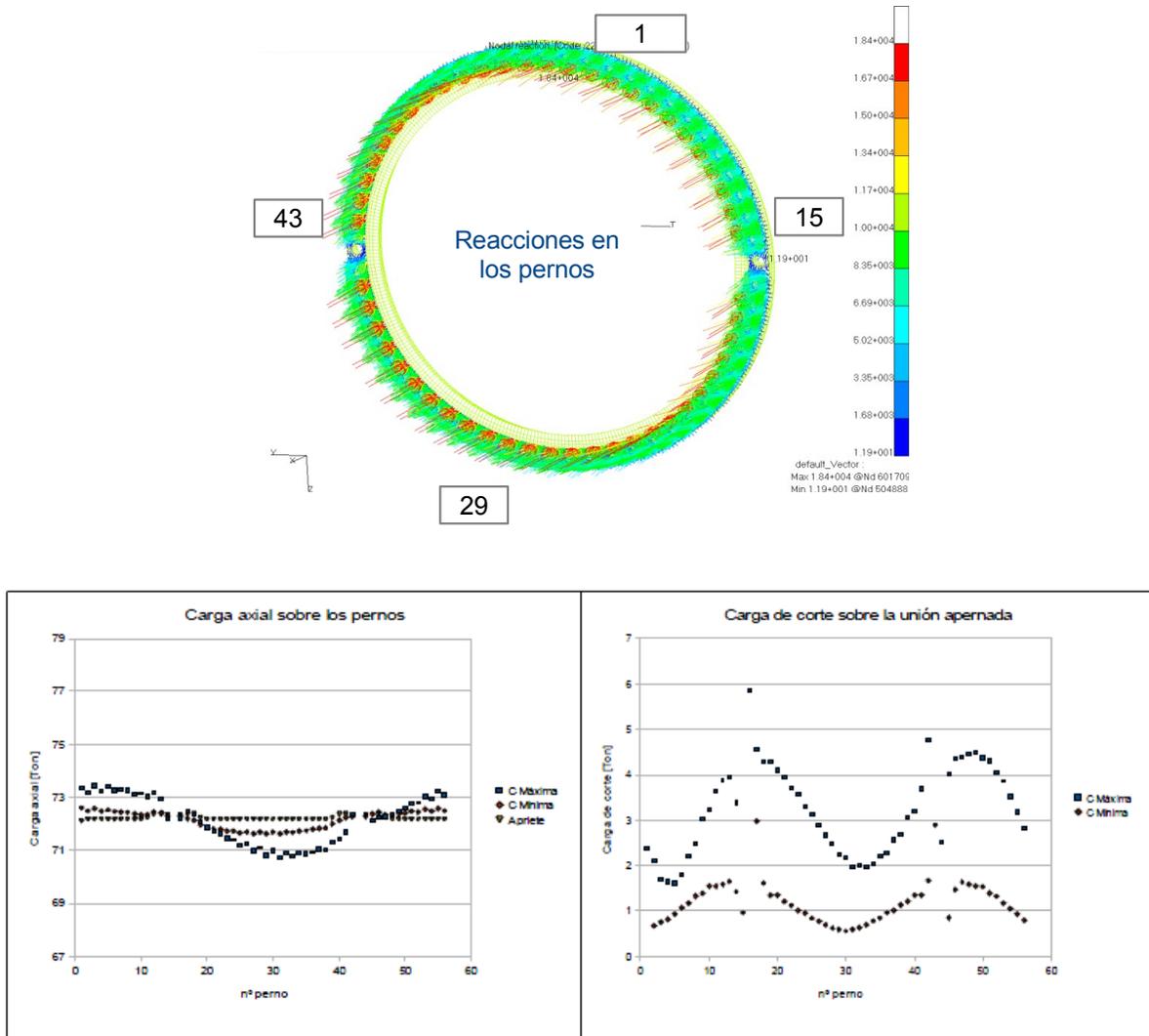


Fig.- 3.13 Distribución de carga en los pernos de la unión maza/aro.

Como se menciono anteriormente, en 2 posiciones la unión no posee perno, para efectos del modelo, éste consideró que se encontraban ubicados a 90° respecto de la dirección de la aplicación de la carga. En los pernos colindantes a estas posiciones se produce la cortante máxima que alcanzó 5,9 Ton.

3.6 Máquina de ensayo de fatiga

La máquina que se dispone para los ensayos es una máquina servo-hidráulica INSTRON 8010, que posee una capacidad de carga máxima en tracción/compresión de 10 toneladas. Esta maquina permite hacer ensayos cuasi-estáticos y ensayos dinámicos gracias a la capacidad de variar frecuencia de ensayo, amplitud de carga cíclica, carga media , entre otros parámetros.

La máquina cuenta con 2 mordazas de accionamiento hidráulico co-lineales, la mordaza superior se encuentra fija y la mordaza inferior móvil.

Las mordazas hidráulicas pueden ser reemplazadas por adaptadores para montar probetas mediante vástagos roscados con un hilo M30x2.

La distancia máxima entre mordazas alcanza a los 900 mm.



Fig.- 3.14 Máquina de fatiga(izq).Control de la máquina de fatiga(derecha).

3.7 Conclusiones

- Se revisaron todos los antecedentes necesarios para conocer las partes constitutivas del conjunto maza delantera y las características de la unión apernada que es parte del estudio.
- La carga de corte máxima en la unión apernada, de un solo perno, es de 5,9 ton y se produce cuando el perno está orientado a 90° respecto de la aplicación de la carga.
- Se revisaron las características técnicas de la máquina con la que se realizará el ensayo de cargas cíclicas.

CAPITULO 4: REQUERIMIENTOS

En atención a los antecedentes revisados, se definieron los requerimientos que debe satisfacer el diseño, los cuales se presentan a continuación:

4.1 Requerimientos geométricos

Se establecieron requerimientos geométricos de modo que el dispositivo de ensayos (utillaje) represente a la unión apernada en comprometida, estos requerimientos son.

-Mantener la rigidez de la unión apernada, esto se obtuvo manteniendo los mismos espesores que son de 40 mm para el utillaje maza y 60 mm para el utillaje aro.

-Mantener el área de contacto entre los componentes utillaje- aro y utillaje-maza de 4000mm² (ver fig. 4.1).

-El utillaje-maza debe contar con un estriado interior, de acuerdo a la norma DIN 82, para evitar que el perno gire durante el montaje de este.

-La aplicación de las cargas debe ser co-lineal debido a que la máquina de ensayo a utilizar no admite aplicación de cargas de otro tipo.

-La fijación del dispositivo a la máquina de ensayo debe ser por medio de vástagos roscados M30x2mm con una distancia máxima entre extremos de 900mm

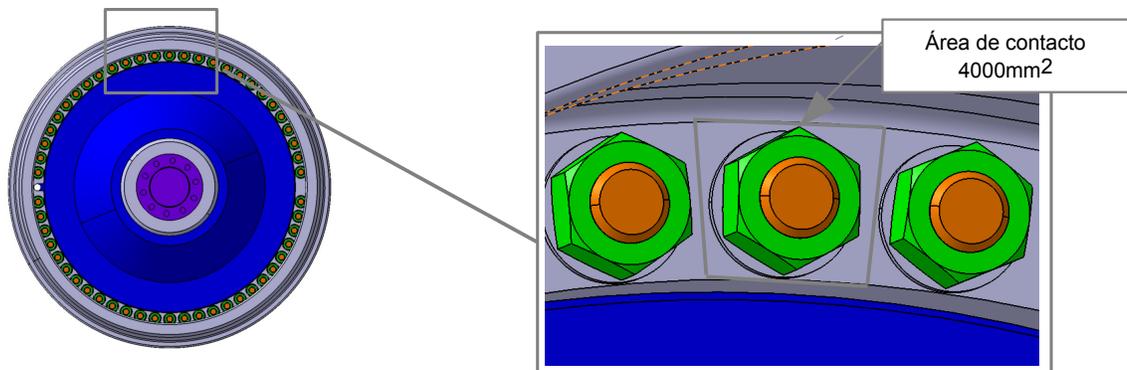


Fig.- 4.1 geometría en estudio

4.2 Requerimientos respecto a las cargas

Se establecieron requerimientos respecto de las cargas que debe soportar:

-El utillaje debe ser capaz de resistir el apriete producto del torqueo del perno de 2800Nm.

-Debe soportar cargas cíclicas en tracción y compresión del ensayo, establecidas en +/- 6 toneladas.

4.3 Requerimientos respecto a la instrumentación

Se requiere que el utillaje se pueda instrumentar para monitorear con strain gage la variación del apriete durante el ensayo. Esto permitirá detectar cualquier grado de soltura de la unión durante el proceso de aplicación de carga cíclica en la máquina de ensayo.

CAPITULO 5: DISEÑO CONCEPTUAL

Se elaboró un diseño conceptual del utillaje que satisfaga los requerimientos respecto a la geometría. El diseño elaborado se presenta a continuación.

5.1 Modelo geométrico del utillaje

El utillaje diseñado cuenta con dos componentes principales: utillaje-aro y utillaje-maza, éstos poseen el mismo espesor de los flanges que representan, 40 y 60 mm respectivamente, que se unen con el perno M36, la tuerca y golilla.

El ancho del dispositivo es de 77,6 mm con el objeto de mantener la superficie de contacto en 4000 mm².

Los utillajes aro y maza cuentan con agujeros roscados M30x2 que quedan alineados y permiten acoplar el utillaje a la máquina de ensayos. El largo total del utillaje considerando los vástagos es de 650 mm.

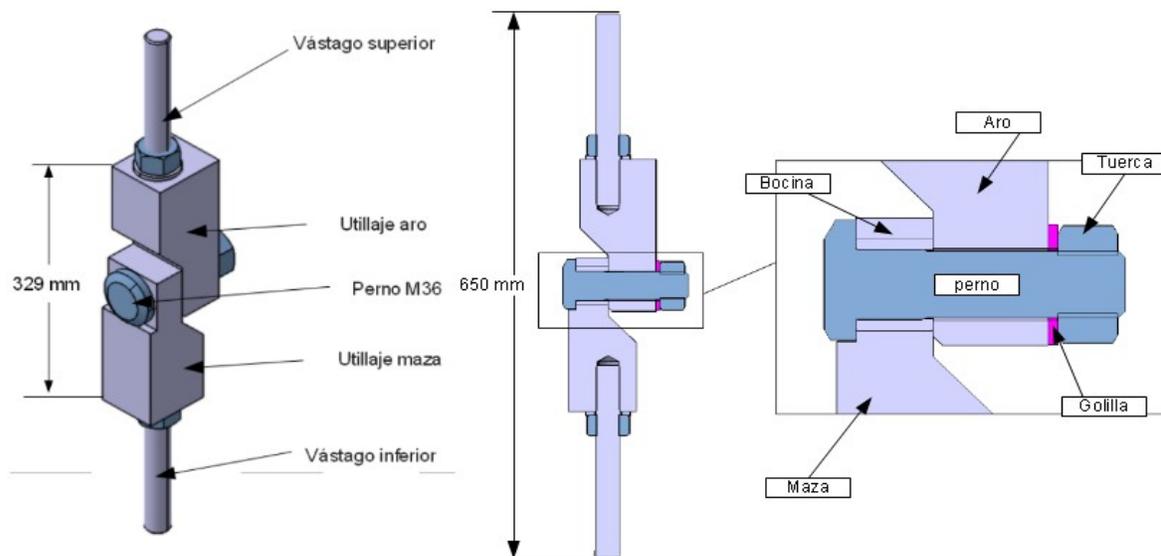


Fig.- 5.1 Diseño conceptual del utillaje

El utillaje maza cuenta con un estriado donde se introduce el perno ajustadamente. El estriado se consigue incorporado un componente llamado bocina, que se monta a presión en el interior del dispositivo utillaje maza.

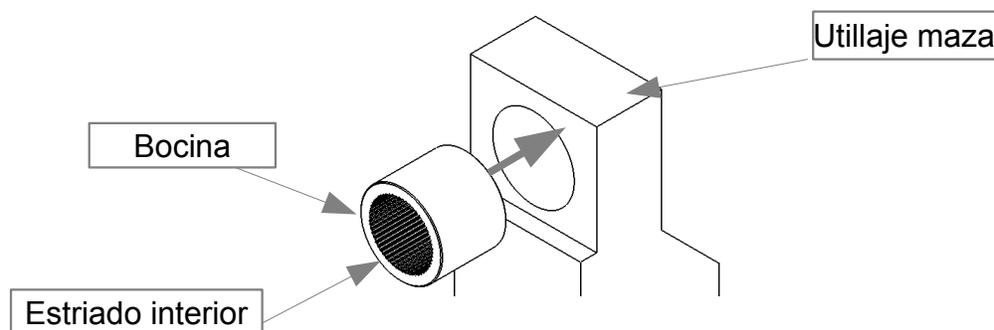


Fig.- 5.2 Esquema de montaje de la bocina en el utillaje-maza

5.2 Modelo CAD

A continuación se muestran vistas de cada componente, los planos detallados se presentan en el anexo C.

5.2.1 Utillaje aro

Bloque fresado, de dimensiones generales 200x77,6x85 mm, el peso estimado es de 7,9 kg. Este componente cuenta con una perforación de diámetro 50mm, donde se instalará una bocina a presión. Además cuenta con una perforación roscada M30x2 donde se instalará el vástago, la zona de unión tiene un espesor de 40mm que son los mismos que posee el flange del aro de la maza delantera. La fig 5.3 muestra vistas del utillaje-aro.

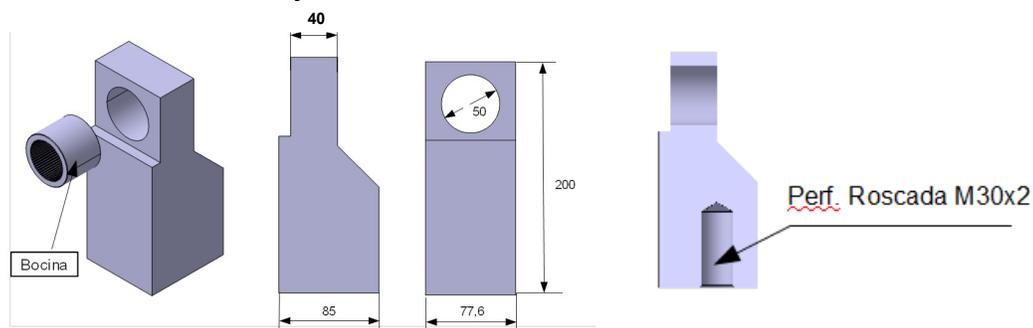


Fig.- 5.3 Modelo CAD utillaje-aro

5.2.2 Bocina

Consiste en una pieza de acero de diámetro exterior de 50mm, por 40mm de largo 40mm, y posee un peso estimado de 0,5 kg. Posee un estriado en su interior según norma DIN 82, donde será insertado el perno. La figura 5.4 muestra vistas de la bocina

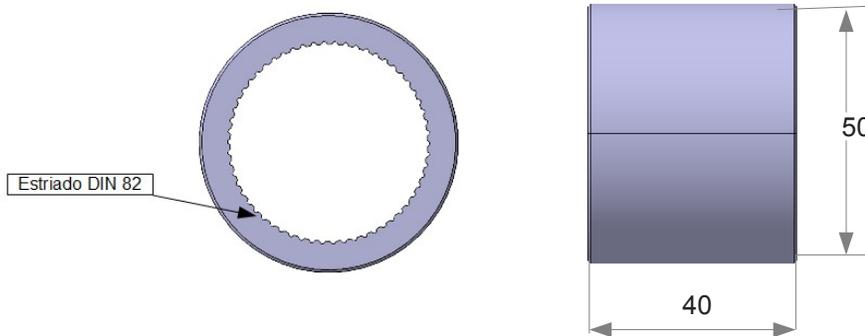


Fig.- 5.4 Modelo CAD bocina

5.2.3 Utillaje-maza

Bloque fresado de dimensiones generales 200x80x85, el peso estimado es de 8,7kg. Cuenta con una perforación de diámetro 39mm donde pasa el perno M36, la zona de unión tiene un espesor de 60mm que son los mismos que posee el flange del aro de la maza delantera. La fig 5.5 muestra vistas del utillaje-maza.

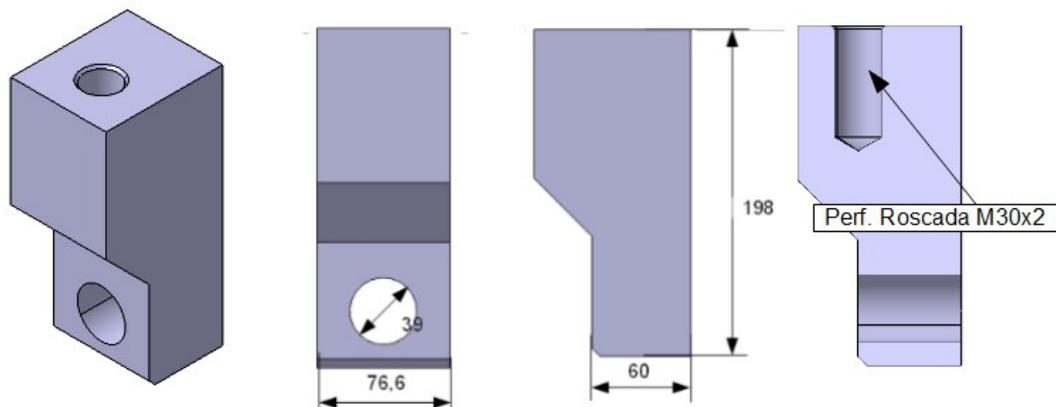


Fig.- 5.5 Modelo CAD utillaje aro

5.2.4 Golilla

Si bien, las dimensiones de la golilla M36 DIN 122 están completamente establecidas, esta debe ser fabricada debido a que no dispuso de estas para la realización de los ensayos. La figura 5.6 muestra vistas con dimensiones de la golilla a utilizar.

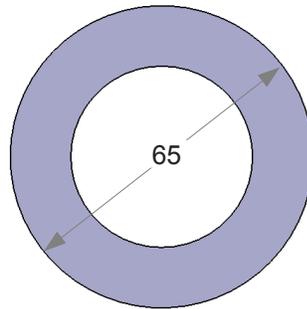


Fig.- 5.6 Golilla DIN 122

5.2.5 Requerimientos pendientes

Respecto a los requerimientos de las cargas, se realizarán cálculos analíticos para garantizar que el utillaje cumpla los requerimientos establecidos. Los cálculos analíticos que se realizaran son los siguientes:

- Cálculo de esfuerzos en la golilla para definir el material del cual esta debe ser fabricado. Dado que la carga de apriete del perno es alta, se presume que una golilla fabricada de una material de baja calidad sufriría deformación plástica, produciendo que la unión apernada se suelte durante el ensayo.
- Cálculo de la interferencia necesaria para que la bocina no gire durante el torqueo del perno, pero que tampoco produzca esfuerzos demasiado altos en el utillaje-maza.

Respecto a los requerimientos de la instalación, se realizarán cálculos con elementos finitos del utillaje para definir la zona de instalación mas idónea de un strain gage que permita monitorear deformaciones y detectar si se produce soldadura en la unión del utillaje.

5.3 Conclusiones

-Se presentó un diseño conceptual del conjunto utillaje que cumple con todos los requerimientos geométricos establecidos, estos son: rigidez de la unión (espesores), superficie de contacto, distancia y ubicación de vástago roscados para el montaje de la máquina.

-Se definieron los cálculos analíticos y numéricos que se realizarán en los capítulos siguientes para el cumplimiento de los requerimientos de las cargas y la instrumentación.

CAPITULO 6: CÁLCULOS ANALÍTICOS

6.1 Objetivo

Estos cálculos buscan validar el diseño planteado y definir material del cual deben ser construidas las piezas. Para esto se realizaron las siguientes verificaciones:

- a) Fuerza de apriete del perno :**Producto del torque aplicado
- b)Capacidad de transmitir la carga de ensayo:** Condición de no deslizamiento entre utillaje-aro y utillaje maza
- c)Cálculo de esfuerzos en la golilla:** Para definir el material del cual esta debe ser fabricado.
- d)Cálculo de la interferencia entre la bocina y la maza:** Para definir la interferencia radial necesaria para que la bocina no rote durante las operaciones de torqueo.
- e)Esfuerzos de montaje en el utillaje maza:** Esfuerzos producidos debido a la interferencia radial entre utillaje-aro y bocina

6.2 Cálculo de esfuerzos en la golilla:

6.2.1 Fuerza de tensión perno M36 producto del torque de 2800 Nm

La fuerza de tensión de perno está dada por la siguiente expresión (ref [5]):

$$F = \frac{2T}{\mu D_{medio}}$$

Donde:

F = Fuerza de tensión

T = Torque aplicado al perno

D = Diámetro medio de la golilla

μ = Coeficiente de roce

Datos

$T = 2800Nm$

$D_{medio} = 0.052m$

$\mu = 0.15$

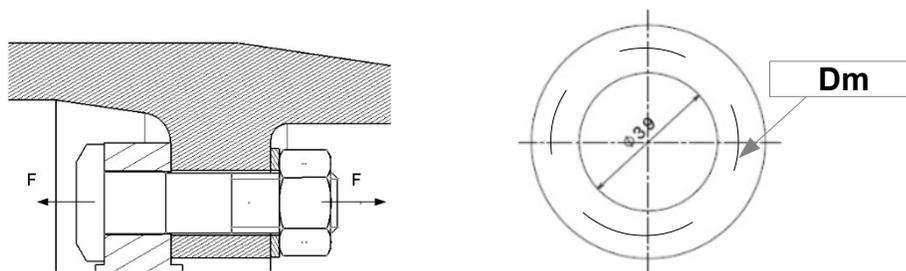


Fig.- 6.1 Unión apornada

Con esto se obtiene que la Fuerza de tensión del perno producto del apriete es: $F=73,2$ ton, siendo esta también la fuerza de compresión que sufre la golilla.

Considerando que esta misma carga es la carga normal entre ambos utillajes, la fuerza de roce máxima que soportaría la unión apornada antes de deslizar ($0,15 \cdot 73,2\text{ton} = 11\text{ton}$). Por lo que no se produciría deslizamiento entre los utillajes dado que la carga del ensayo es de $\pm 6\text{ton}$.

6.2.2 Esfuerzo en el vástago del perno

Los esfuerzos en el vástago del perno se determinan mediante la expresión:

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

Donde;

F=carga;73,2Ton

A=área; $\pi * r^2$

$A = 1017.9mm^2$

$$\sigma = \frac{73200 * 9.81}{1017.9}$$

$\sigma = 706MPa$

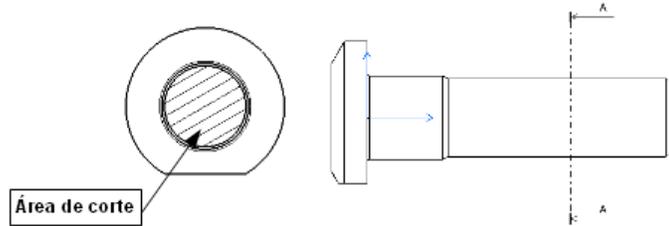


Fig.- 6.2 Perno M36

Este esfuerzo corresponde al 72% del límite de fluencia del perno, obtenido mediante los ensayos de tracción. Esto es consistente con lo indicado en la literatura(ref[5]) ya que en esta se recomienda una carga de pre-apriete del orden del 75 al 80% del límite de fluencia del perno.

6.2.3 Esfuerzos sobre la golilla

Debido a que la golilla es un elemento crítico para el ensayo, ya que si la golilla presenta plasticidad, la unión apernada se soltaría.

El esfuerzo de compresión en la golilla esta dado por:

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

Donde:

r_0 = Radio interior tuerca; 27.5mm

r_i = Radio exterior tuerca; 19.5mm

F=carga;73,2Ton

A=Área de contacto golilla tuerca $\pi(r_0^2 - r_i^2)$

$A = 1181.3mm^2$

$$\sigma = \frac{73200 * 9.81}{1181.3}$$

$\sigma = 608MPa$

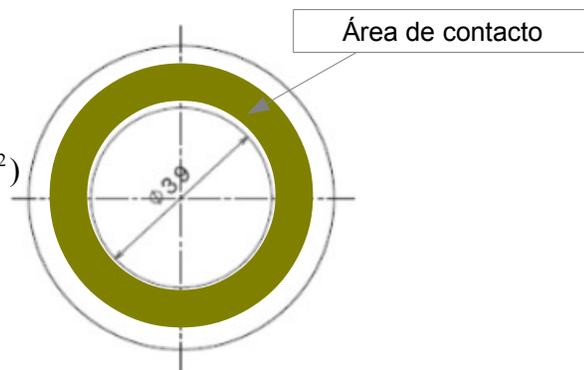


Fig.- 6.3 Área de contacto golilla/tuerca

Por lo tanto el esfuerzo de compresión en la golilla es de 608MPa. Siendo el esfuerzo de fluencia del material 760MPa, el apriete no sobrepasa el limite elástico del material, con un FS=1,25.

6.3 Cálculo de la interferencia entre la bocina y la maza

6.3.1 Fuerza de roce producto de la torsión entre bocina/utillaje-maza

Para evitar el deslizamiento de la bocina dentro del utillaje maza, la bocina, esta debe ser montada con interferencia radial en el utillaje maza. Como estrategia de resolución a esta problemática se consideró que la condición mas desfavorable, esta es cuando todo el torque aplicado pasa directamente a la bocina. Esta condición asume que no hay roce entre los hilos tuerca/perno ni tampoco en la superficie del utillaje.

La fuerza de roce F_R (Fuerza tangencial,) necesaria para evitar el deslizamiento está dada por:

$$F_R = \frac{T}{R}$$

Donde:

R =Radio de contacto;25mm

T =torque;2800Nm

$$T = F_R * R$$

$$F_R = \frac{T}{R}$$

$$F_R = 112kN$$

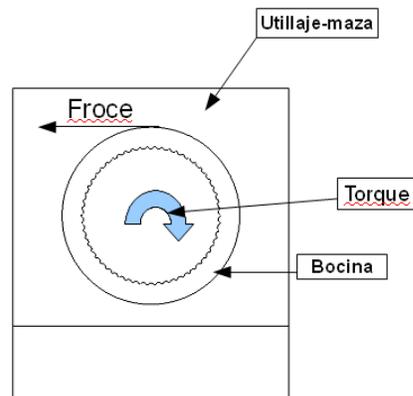


Fig.- 6.4 utillaje-maza, fuerza de roce producto del torque

La fuerza de roce entre la bocina y el utillaje maza es: $F = 112kN$.

6.3.2 Presión en la interferencia radial bocina/utillaje maza

Para que se produzca una fuerza de roce (tangencial), debe existir una fuerza normal multiplicada por el coeficiente de roce que produzca F_r . Considerando la superficie de contacto A entre la bocina y el utillaje se tiene:

$$F_R = \mu * F_N$$

$$F_R = \mu * \frac{P}{A}$$

Donde la presión de contacto P esta definida por:

$$P = \frac{F_r}{A * \mu}$$

Donde:

P = Presión

F_R = Fuerza de roce; $112kN$

μ = Coef. de roce acero/acero; 0.1

A = Área de contacto ; $6280mm^2$

$$P = \frac{F_r}{A * \mu}$$

$$P = 178MPa$$

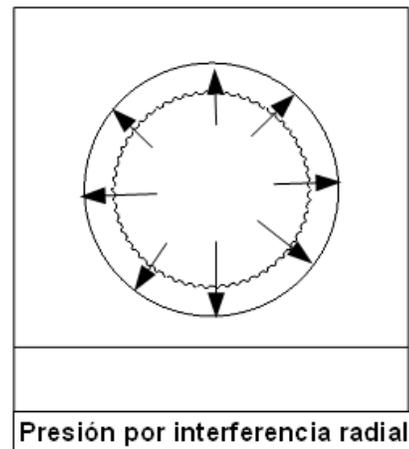


Fig.- 6.5 utillaje-maza, presión por interferencia radial.

La presión necesaria para evitar el deslizamiento de la bocina dentro del utillaje-maza, debe ser mayor a 178MPa, cuando se aplica un torque de 2800Nm

6.3.3 Cálculo de interferencia

Se calcula la interferencia necesaria para obtener una presión de apriete de 178 Mpa. Se calcula mediante el método de interferencia radial.

$$\delta = \frac{P * R}{E} \frac{1}{\frac{(r_0^2 - R^2)(R^2 - r_i^2)}{2R^2(r_0^2 - r_i^2)}}$$

P = Presión

δ = Interferencia

E = Módulo de elasticidad

r_0 = Radio exterior

r_i = Radio interior

R = Radio en la zona de interferencia

δ = Interferencia radial;

E = Módulo de Young; 205 GPa

r_0 = Radio exterior; 36 mm

r_i = Radio interior; 19.5 mm

R = Radio en la zona de interferencia; 25 mm

δ = Interferencia radial; 0,165 mm

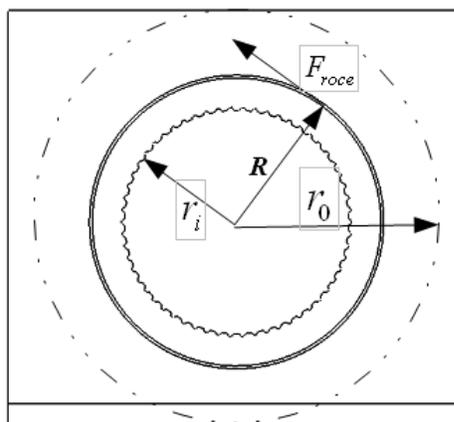


Fig.- 6.6 Utillaje-maza; interferencia radial.

Con esto se establece que la interferencia radial necesaria para evitar que la bocina gire dentro del utillaje maza debe ser a lo menos 0,165 mm.

6.3.4 Esfuerzos en el utillaje producto del montaje con interferencia

Si bien se determino la interferencia necesaria para evitar la rotación de la bocina, es necesario calcular los esfuerzos de montaje que induce el ajuste a presión en el utillaje con el objeto de verificar que estas no superan la fluencia del material que se utilizara en la fabricación. Para esto se utilizo la formulación de esfuerzos en cilindros:

$$\sigma_t = \frac{r_i^2 * p_i}{r_0^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_0^2}{r^2} \right) : \text{Esfuerzo tangencial}$$

$$\sigma_r = \frac{r_i^2 * p_i}{r_0^2 - r_i^2} \left(1 - \frac{r_0^2}{r^2} \right) : \text{Esfuerzo radial}$$

r_i : radio interior

r_0 : radio exterior

p_i : presión interior

r : radio cualquiera

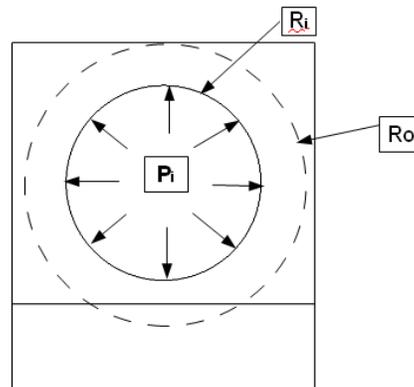


Fig.- 6.7 Utillaje-maza; esfuerzos de montaje.

Se calculo el esfuerzos tangencial y radial para un radio de 25 mm, esto es en la superficie de contacto bocina utillaje-maza.

$$\sigma_t = \frac{25^2 * 178}{36^2 - 25^2} \left(1 + \frac{36^2}{25^2} \right) = 510 \text{MPa (tracción)}$$

$$\sigma_r = \frac{25^2 * 178}{36^2 - 25^2} \left(1 - \frac{36^2}{25^2} \right) = - 112 \text{MPa (Compresión)}$$

Se calculo el esfuerzo tangencial y radial para un radio de 36 mm, considerando como el radio exterior la zona de menor espesor radial del utillaje.

$$\sigma_t = \frac{25^2 * 178}{36^2 - 25^2} \left(1 + \frac{36^2}{36^2} \right) = 344 \text{MPa (tracción)}$$

$$\sigma_r = \frac{25^2 * 178}{36^2 - 25^2} \left(1 - \frac{36^2}{36^2} \right) = 0 \text{MPa}$$

Los mayores esfuerzos producto del montaje de la bocina, son el orden de los 510MPa.

6.4 Conclusiones

La capacidad de transmitir la carga de ensayo del utillaje antes de deslizar es de 11Ton: El diseño es adecuado para soportar la carga de ensayo de +/- 6Ton.

Los esfuerzos de tensión en la sección del perno son del orden de los 700MPa, esto es un 72% del esfuerzo de fluencia del perno.

El esfuerzo de compresión en la golilla es del orden de los 608MPa.

La interferencia radial para no producir deslizamiento entre la bocina y el utillaje-maza es de 0,165 mm. Este ajuste producirá esfuerzos del orden de los 510 Mpa producto del montaje en el utillaje-maza.

CAPITULO 7: MODELO DE ELEMENOS FINITOS SAMCEF

7.1 Objetivos

- Construir un modelo de elementos finitos del conjunto utillaje.
- Calcular esfuerzos y desplazamientos en el utillaje producto del montaje y la aplicación de las cargas del ensayo.
- Validar si la interferencia radial de 0,165 mm es suficiente para que la bocina no gire durante el apriete del perno.
- Definir zona de instalación de strain gage para el ensayo.

7.2 Discretización

La discretización fue realizada a partir del modelo CAD presentado en el capítulo 5, se utilizaron elementos de segundo orden de volumen (hexaédros y pentahédros) recubiertos de pieles (cuadrángulos y triángulos). Los elementos de piel poseen un espesor de 1×10^{-5} mm con el objeto de post-procesar esfuerzos y deformaciones de membrana en la superficie del utillaje. Las figuras 5.1 y 5.2 muestran la malla.

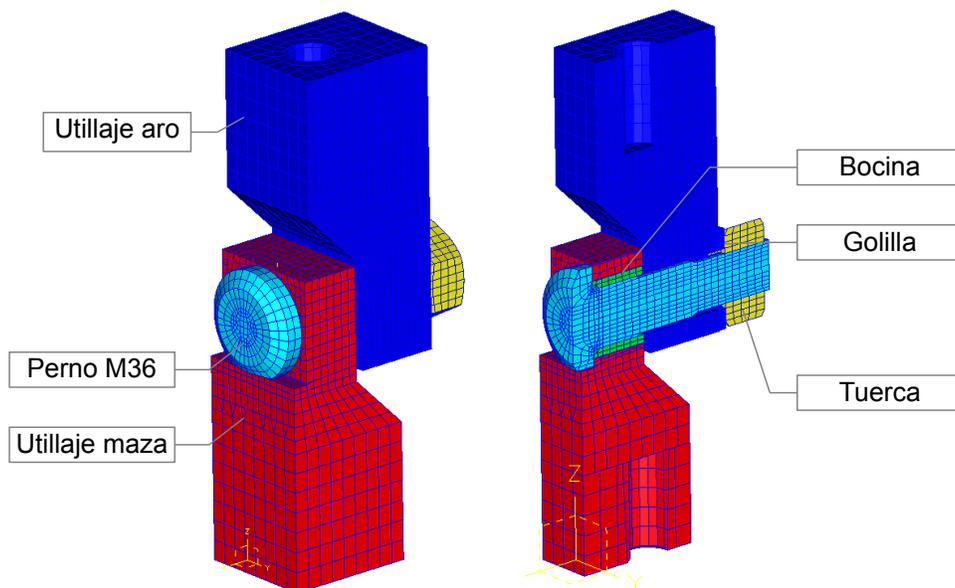


Fig.- 7.1 Vista general de la malla.

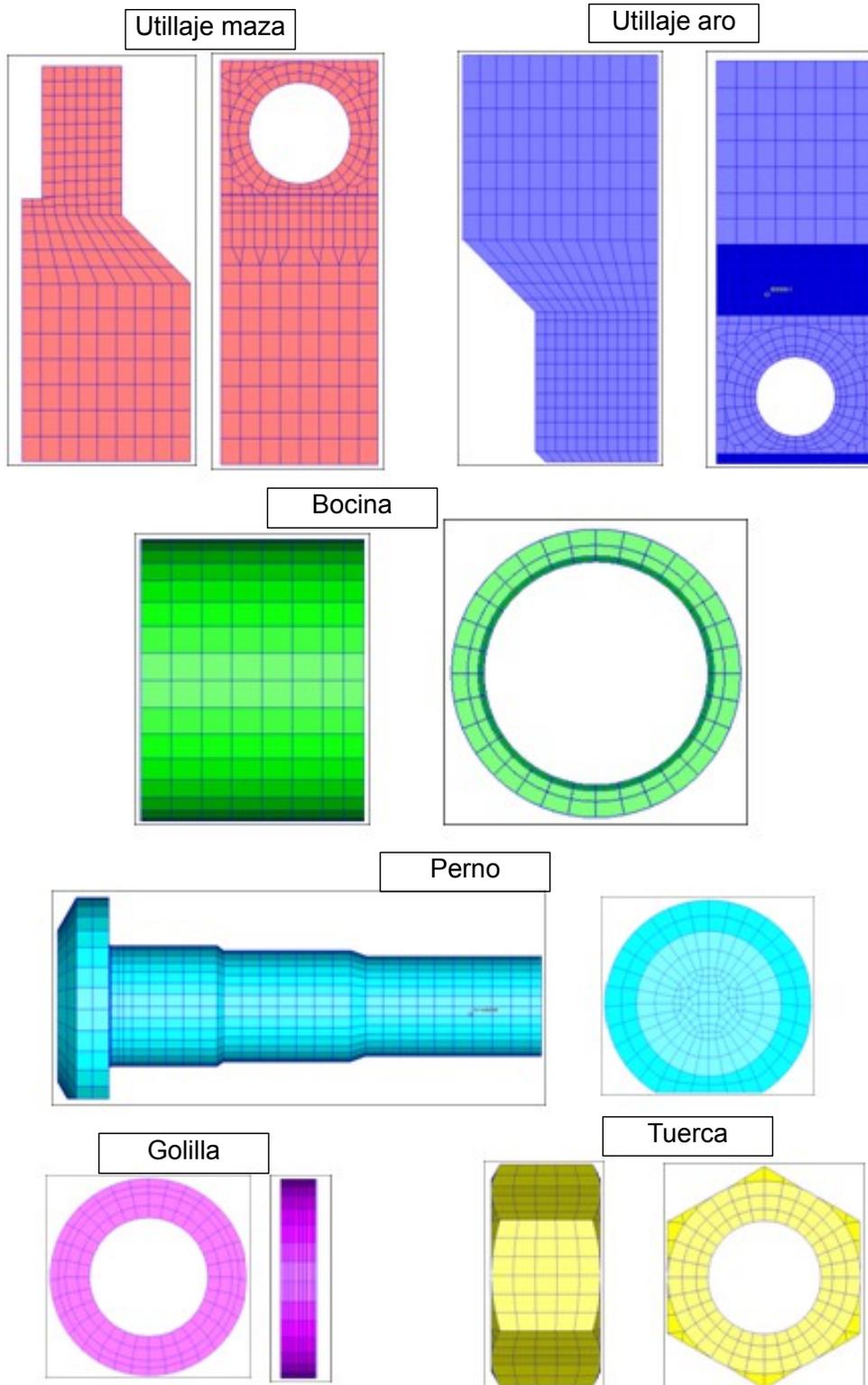


Fig.- 7.2 Vistas detalladas de cada componente de la malla.

En la discretización de la maza y la bocina se consideró la interferencia radial de 0,165 mm para obtener una unión apretada de estos componentes.

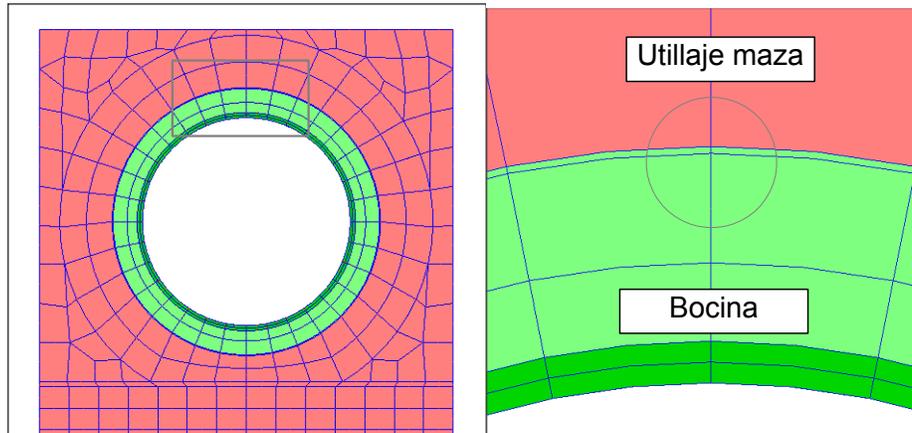


Fig.- 7.3 Vistas detallada de la unión maza bocina.

La siguiente tabla muestra un resumen de la cantidad de nodos y elementos utilizados en la discretización del conjunto.

Nombre	Elementos				Total elementos	Total nodos
	3D		2D			
	Hexaedros	Pentaedros	Cuadrángulos	Triángulos		
Utillaje aro	3706	208	2068	44	6026	18634
Utillaje maza	2024	176	1564	38	3802	11063
perno	4456	352	1468	16	6292	21011
tuerca	560	80	564	32	1236	3386
golilla	1024	0	768	0	1792	5312
bocina	544	32	736	0	1312	3424
total	12314	848	7168	130	20460	62830

Las mallas del utillaje-aro y utillaje-maza no son coincidentes entre la zona superior e inferior. Las mallas fueron pegadas como muestra la figura 5.4.

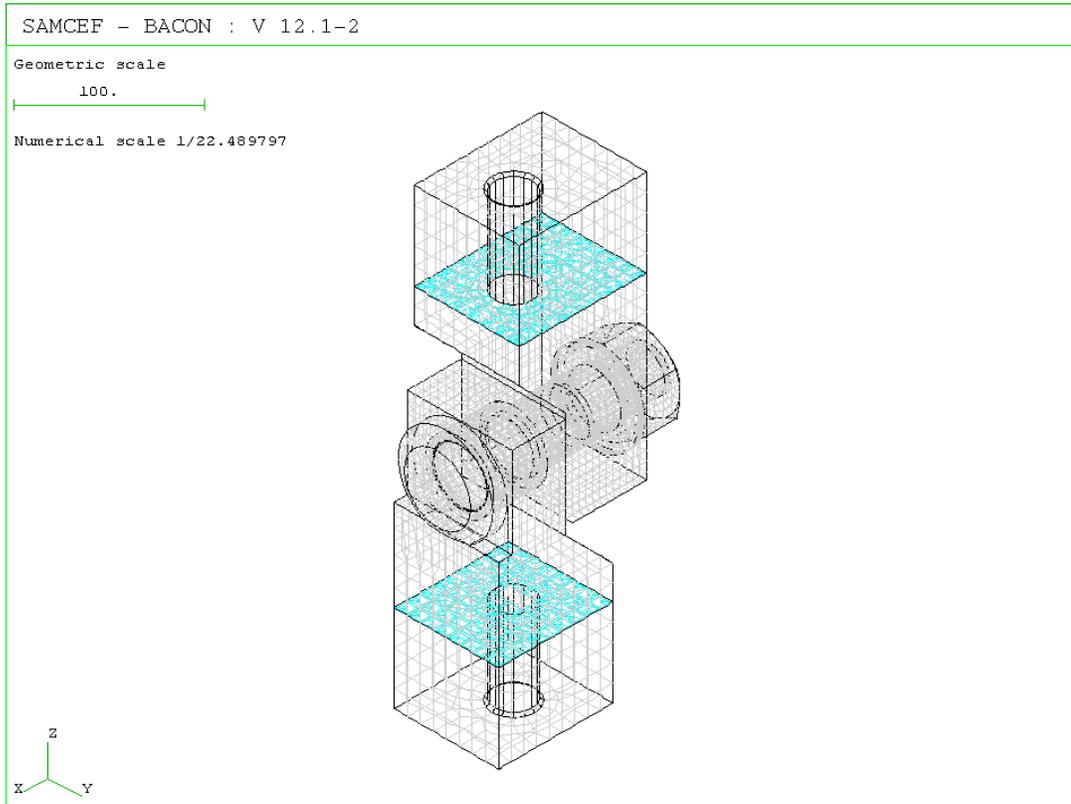


Fig.- 7.4 Pegado de la malla

7.3 Condiciones de borde

La siguiente lista resume las condiciones de borde aplicadas en el modelo de elementos finitos.

- 1) Cabeza perno/Maza: Contacto axial.
- 2) Bocina/Maza: Contacto radial y links tangencial y axial.
- 3) Bocina/Perno: Links en los desplazamientos tangenciales.
- 4) Maza/Aro: Contacto axial y links en el plano (condición de no deslizamiento)
- 5) Aro/Golilla: Contacto axial y links en el plano (condición de no deslizamiento)
- 6) Golilla/Tuerca: Contacto axial.
- 7) Perno/Tuerca: Links en los desplazamientos radiales y tangenciales.

La Figura 5.5 muestra la zona de aplicación de la condiciones de borde en el modelo de elementos finitos. El detalle de estas condiciones se muestra en el anexo A.

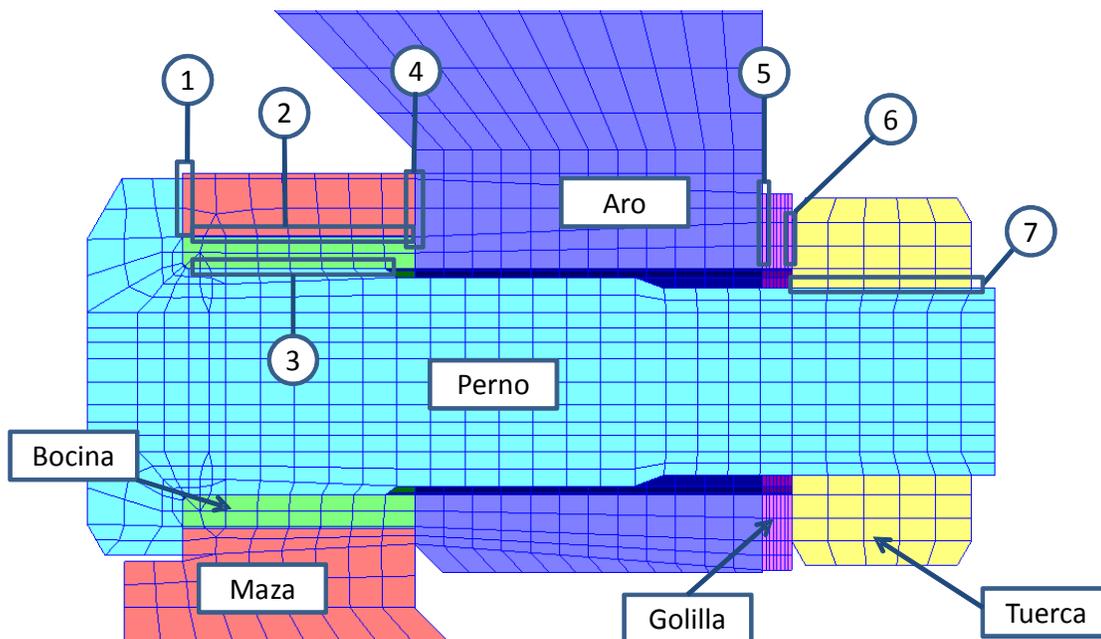


Fig.- 7.5 Resumen de condiciones de borde del modelo de elementos finitos.

7.4 Fijaciones

Se fijaron los nodos pertenecientes a la interface con el esparrago(unión roscada) que fija el utillaje a la mordaza fija superior.

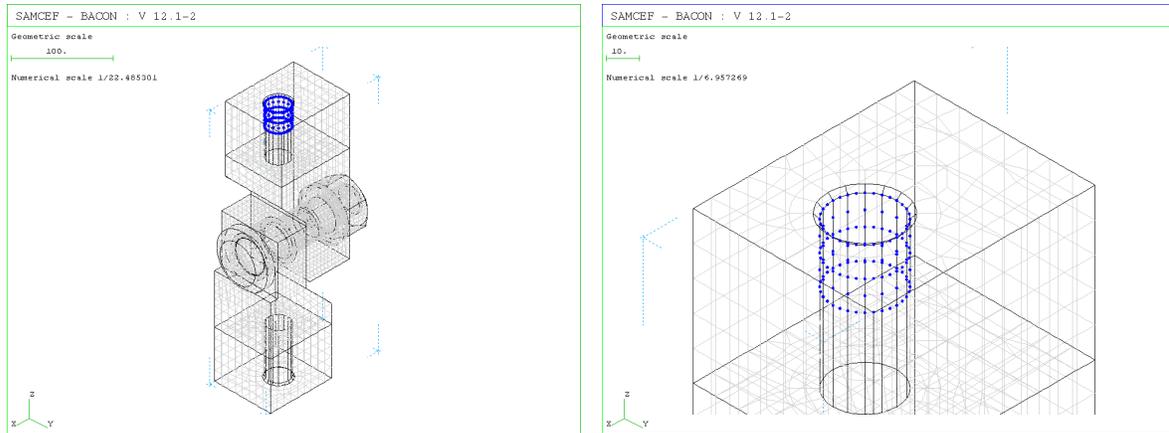


Fig.- 7.6 Fijaciones.

7.5 Cargas

7.5.1 Apriete del perno

Entre los nodos pertenecientes a la tuerca y el perno impuso un desplazamiento relativo axial que produce una fuerza equivalente al apriete de 73,2 ton.

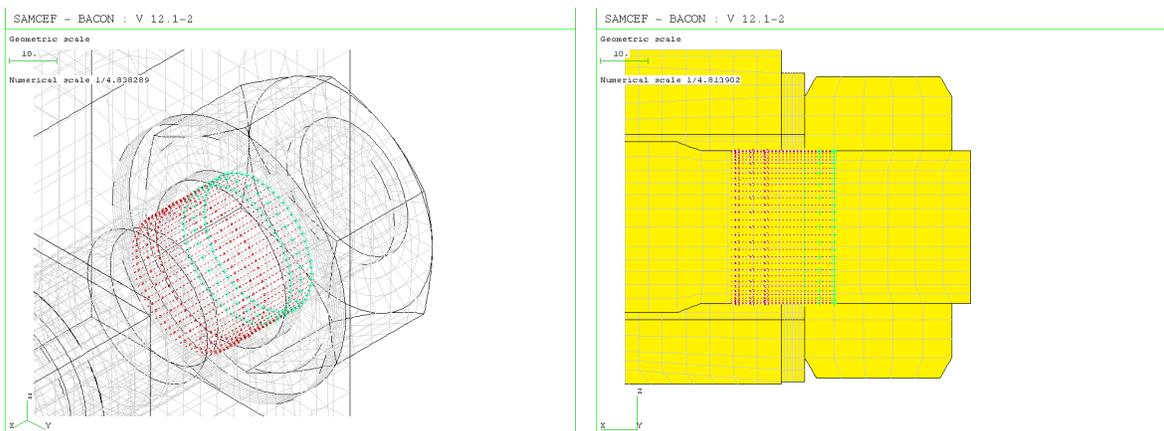


Fig.- 7.7 Fuerza de apriete perno.

Obs.: Se aplicó el desplazamiento relativo en una distancia equivalente a 2 pasos (aprox. 8 mm) debido a que la teoría indica que la carga se la llevan principalmente los 2 primeros hilos.

7.5.2 Carga ensayo

Se unieron los nodos pertenecientes a la interface con el esparrago que une el utillaje a la mordaza de carga a un nodo maestro mediante elementos cuerpo rígido. Se aplicó una carga en el nodo maestro que fluctúa entre +/- 60kN (+/- 6t).

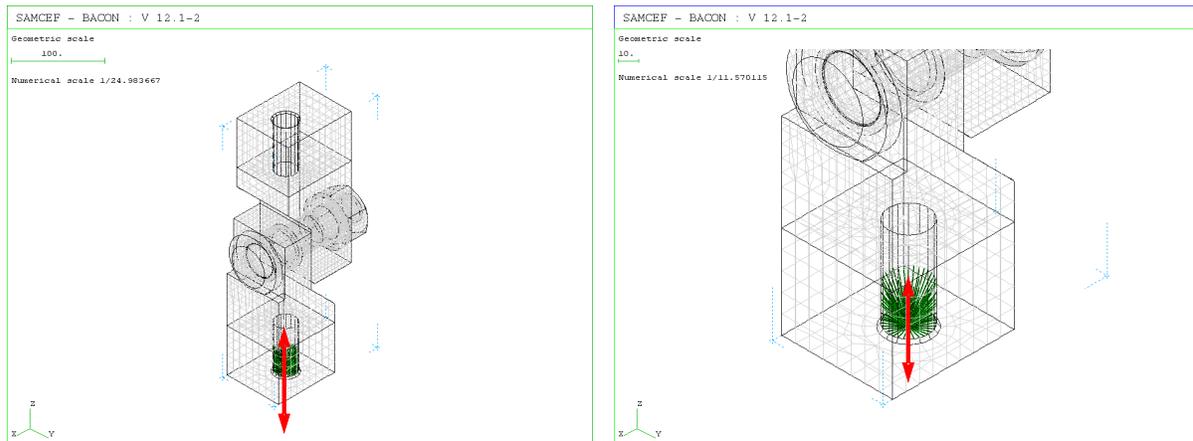


Fig.- 7.8 Carga de ensayo.

Obs.: Al nodo maestro se le fijaron los desplazamientos en la dirección X e Y.

7.5.3 Torque de apriete

Se unieron los nodos pertenecientes a las aristas de la tuerca a un nodo maestro ubicado en el centro de la tuerca mediante elementos cuerpo rígido. Se aplicó un momento de 2800 Nm en el nodo maestro.

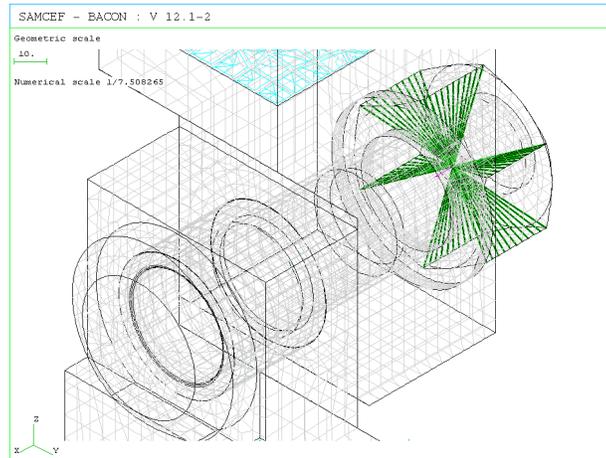


Fig.- 7.9 Torque de apriete.

7.5.4 Casos de carga

Se analizaron 4 casos de carga según la combinación descrita por la siguiente tabla.

Caso de carga	Cargas		
	Pre-apriete perno (72,3 t)	Carga de ensayo (60 kN)	Torque de apriete (2800 Nm)
1 Montaje	SI	NO	SI
2 Sin carga	SI	NO	NO
3 Tracción máxima	SI	60 kN (tracción)	NO
4 Compresión máxima	SI	60 kN (compresión)	NO

a) Caso 1: Montaje:

Este caso considera el torque y apriete del perno. El objetivo de este cálculo es verificar que la fuerza de roce entre el utillaje maza y la bocina es capaz de contrarrestar el torque de apriete para evitar que la bocina gire durante el proceso de montaje.

b) Caso 2: Sin carga:

Este caso considera solamente el pre-apriete del perno

c) Caso 3: Tracción máxima:

Este caso considera el pre-apriete del perno y una carga de tracción sobre el utillaje de 60 kN.

d) Caso 4: Compresión máxima:

Este caso considera el pre-apriete del perno y una carga de compresión sobre el utillaje de 60 kN.

7.6 Resultados

7.6.1 Módulo del desplazamientos (mm), defo x50

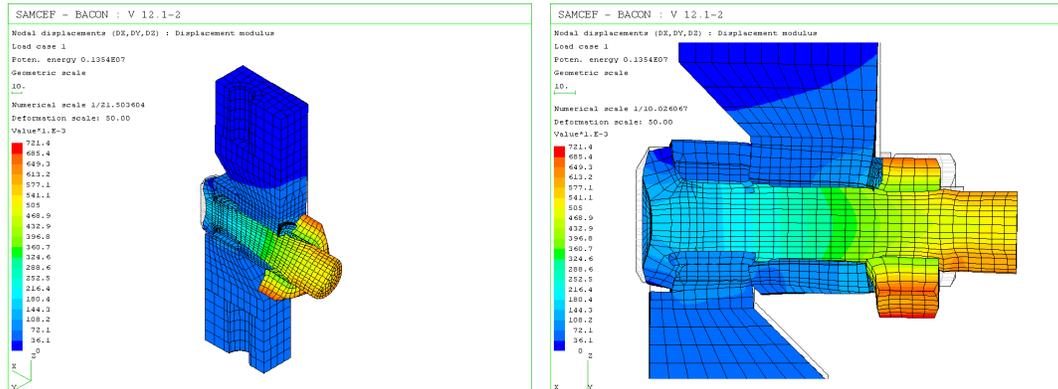


Fig.- 7.10 Módulo del desplazamiento (máx.= 0,721 mm) – Caso 1: Montaje

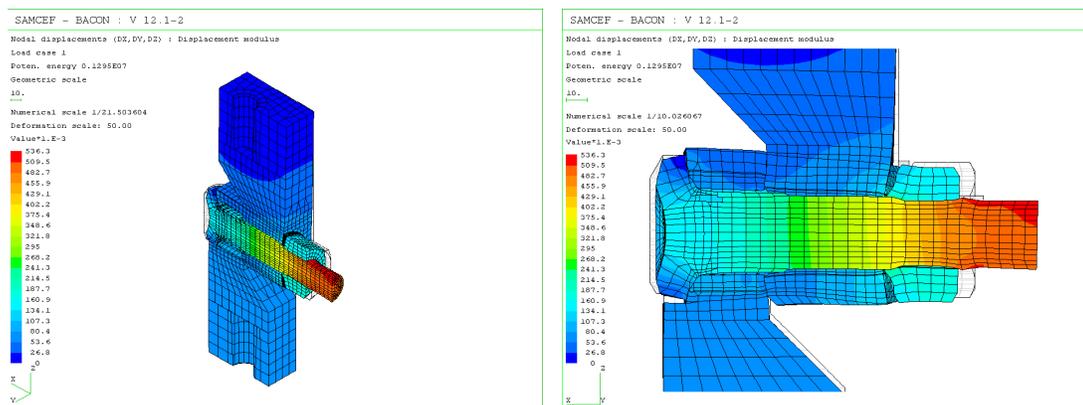


Fig.- 7.11 Módulo del desplazamiento (máx.= 0,536 mm) – Caso 2: Sin

carga

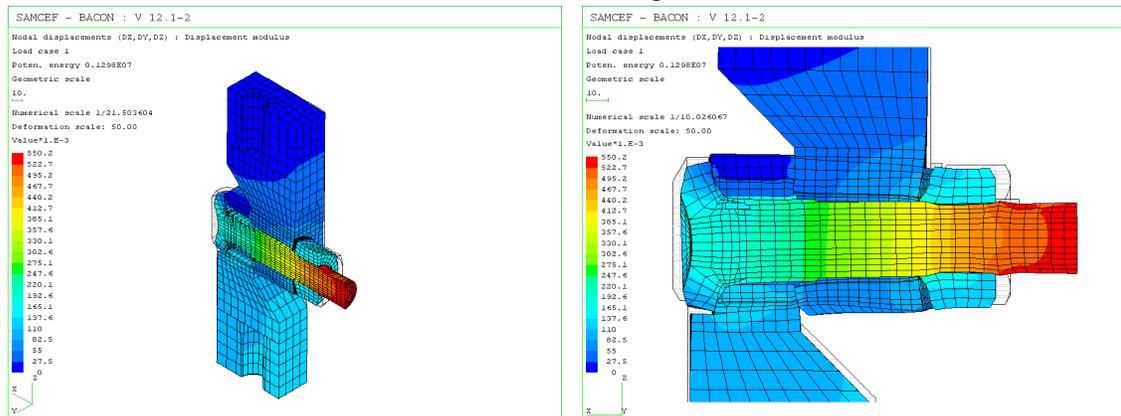


Fig.- 7.12 Módulo del desplazamiento (máx.= 0,550 mm) – Caso 3:

Tracción máxima

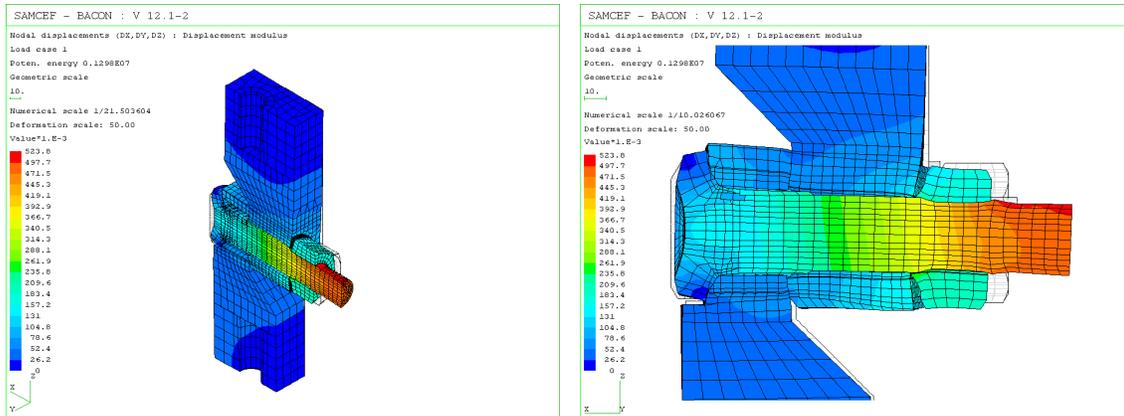


Fig.- 7.13 Módulo del desplazamiento (0,524 mm) – Caso 4: Compresión máxima.

7.6.2 Alargamiento del perno

A continuación se muestran los desplazamientos axiales para el caso 2 (Sin carga, solo tensión de apriete en el perno).

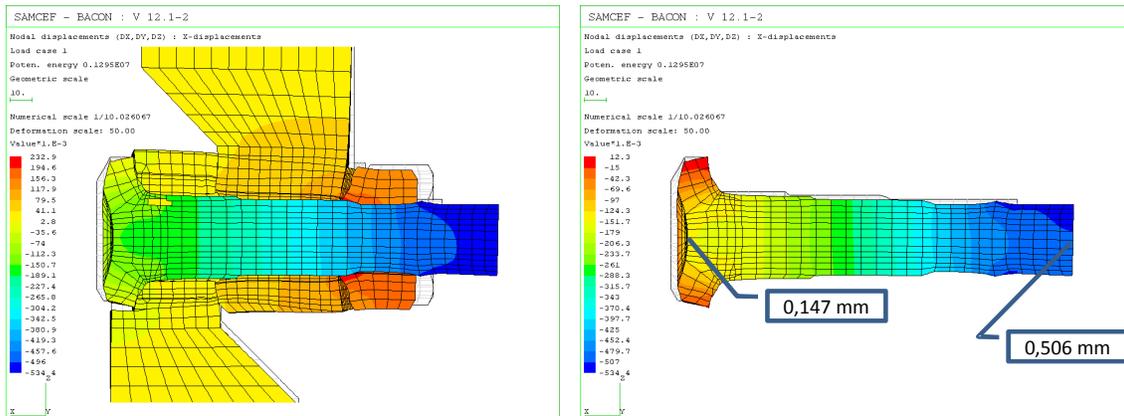


Fig.- 7.14 Desplazamiento axial (componente X)- Caso 2: Sin carga

El alargamiento del perno calculado con el MEF es: $0,506 - 0,147 = 0,359$ mm. Este valor coincide con el alargamiento medido con ultrasonido después del montaje con llave calibrada, ver anexo B

7.6.3 Reacciones

a) Reacciones en la bocina producto del montaje:

A continuación se muestran las reacciones en la superficie de contacto de la bocina con la maza.

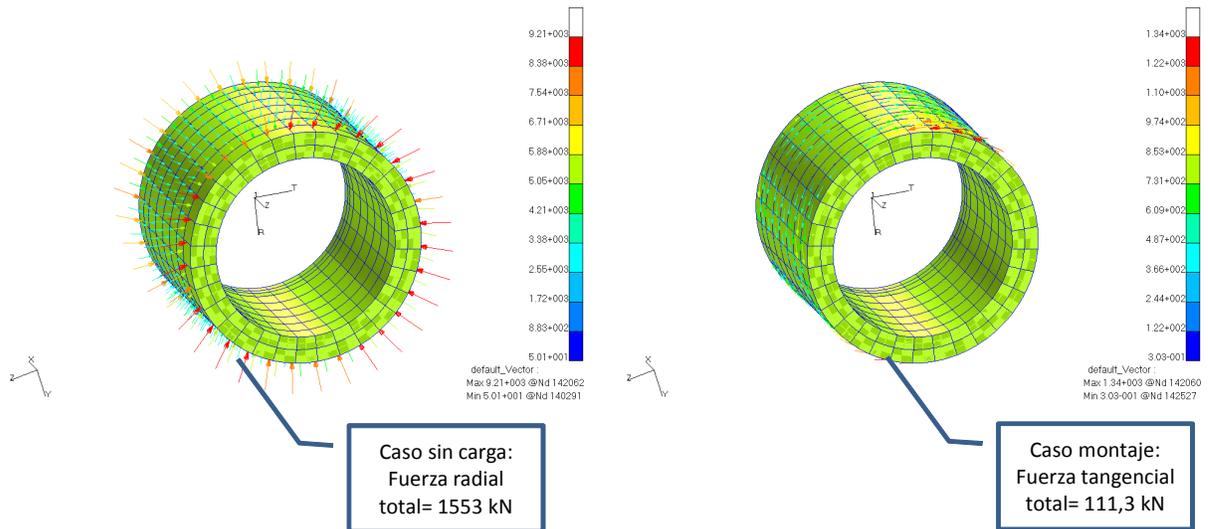


Fig.- 7.15 Reacciones en la bocina.

La relación entre la carga tangencial máxima (producto del torque aplicado) y la carga radial (producto del montaje con interferencia) es: $111,3/1553=0,07$. Esto garantiza que no se produzca deslizamiento entre la bocina y la maza ya que el roce acero/acero es superior a 0,1.

b) Reacciones en el perno:

A continuación se muestra la distribución de reacciones en el perno para el caso 2: Sin carga.

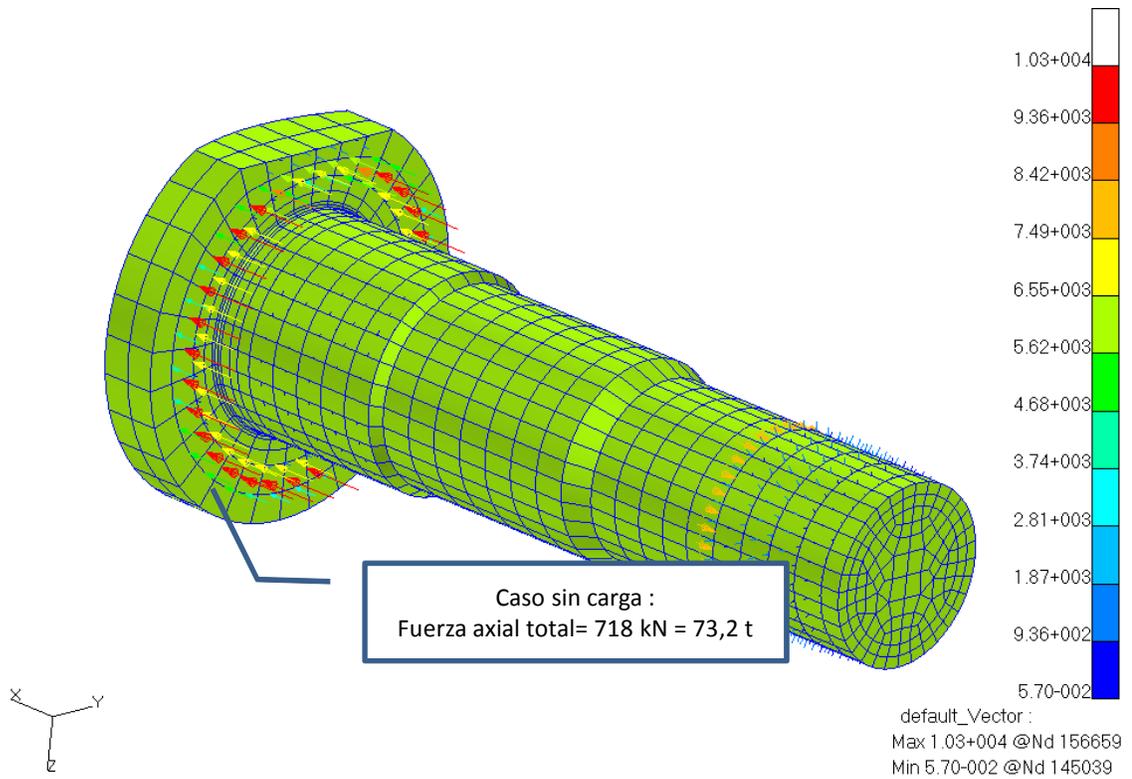


Fig.- 7.16 Reacciones en el perno - caso 2: Sin carga.

Se verifica que la sumatoria de reacciones axiales en la cabeza es de 73,2 t.

7.6.4 Esfuerzos

A continuación se muestran los esfuerzos calculados con el modelo de elementos finitos.

a) Estado de esfuerzos en el conjunto

Los siguientes imágenes muestran vistas del estado de esfuerzos del utillaje. Las flechas rojas indican tracción y las azules compresión.

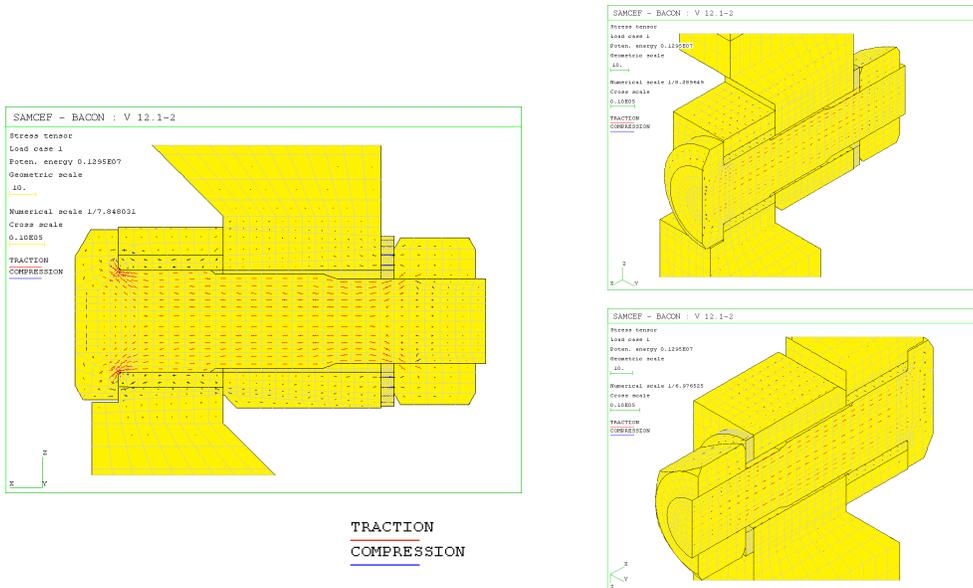


Fig.- 7.17 Estado de esfuerzos – Caso 2: Sin carga

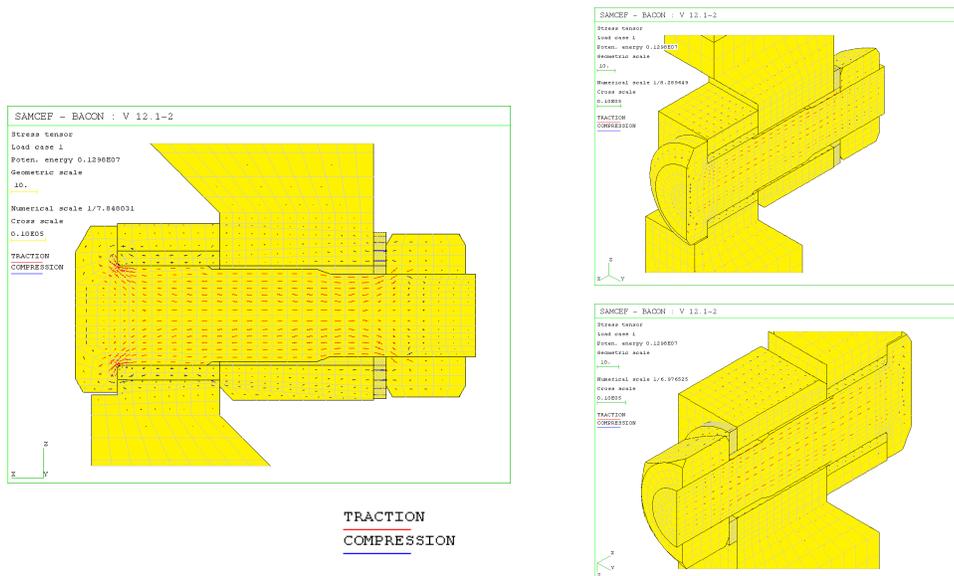


Fig.- 7.18 Estado de esfuerzos – Caso 3: Tensión máxima

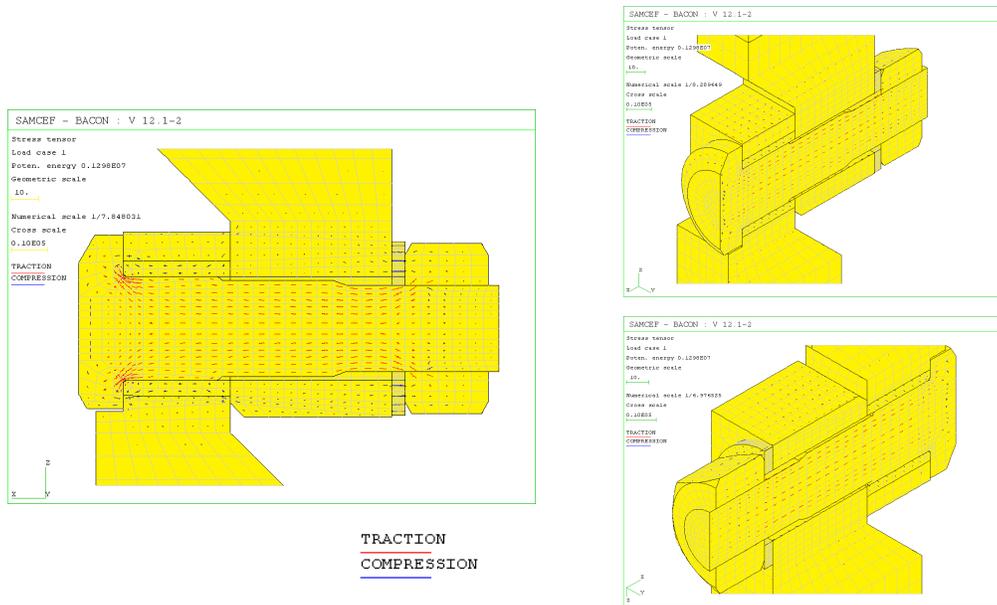


Fig.- 7.19 Estado de esfuerzos – Caso 4: Compresión máxima

No se aprecia que las cargas del ensayo produzcan un cambio en el estado de esfuerzos del conjunto.

Se aprecia claramente que el perno se encuentra sometido a tracción mientras que los utilajes, bocina y golilla se encuentran en compresión.

b) Esfuerzo máximo principal en elementos de volumen

A continuación se presentaran vistas de los esfuerzos principales en el utilaje maza, utilaje aro, bocina y golilla.

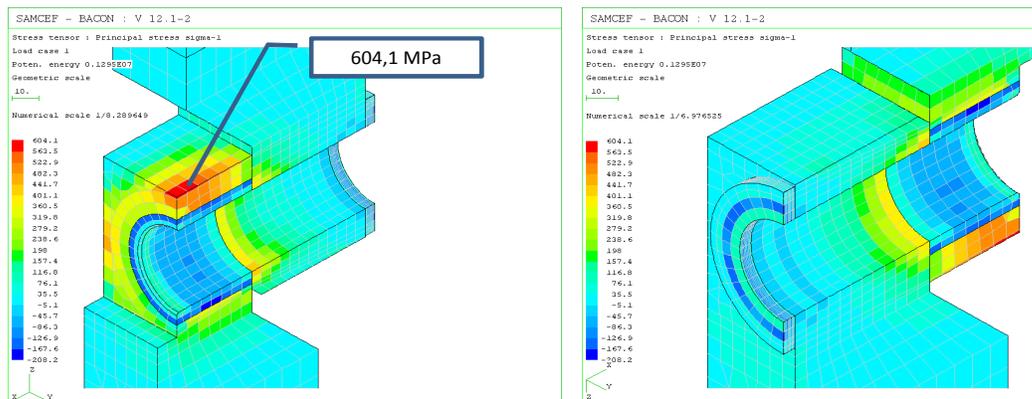


Fig.- 7.20 Esfuerzo máximo principal [MPa] – Caso: Sin carga

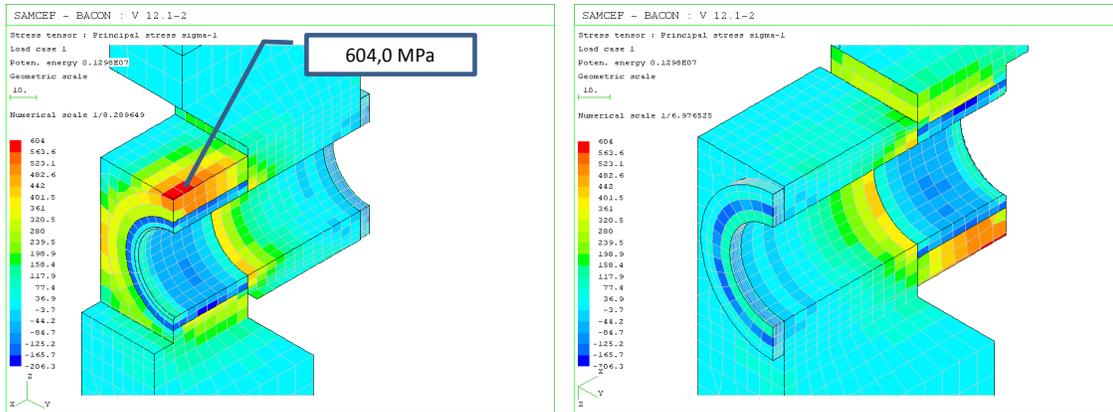


Fig.- 7.21 Esfuerzo máximo principal [MPa] – Caso: Tracción máxima

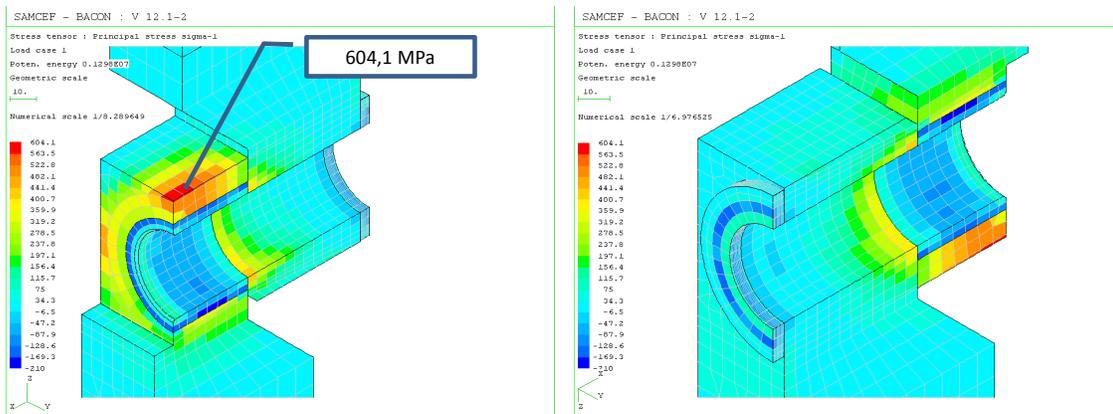


Fig.- 7.22 Esfuerzo máximo principal [MPa] – Caso: Compresión máxima

c) Esfuerzo mínimo principal en elementos de volumen

A continuación se presentaran vistas de los esfuerzos mínimos principales en el utillaje maza, utillaje aro, bocina y golilla.

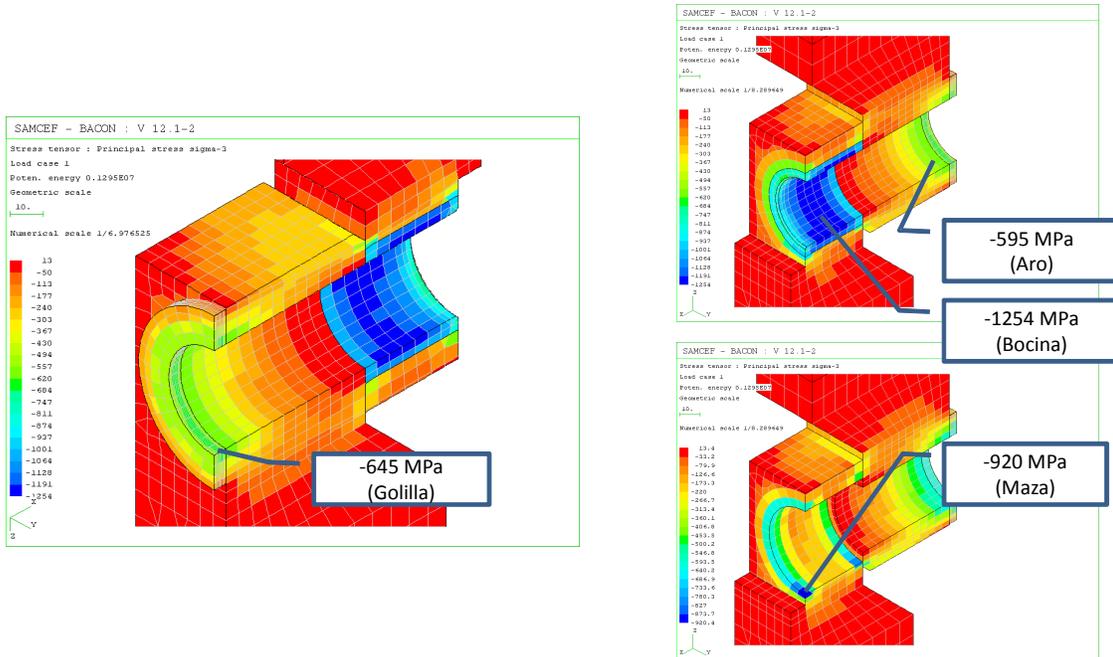


Fig.- 7.23 Esfuerzo mínimo principal [MPa] – Caso: Sin carga

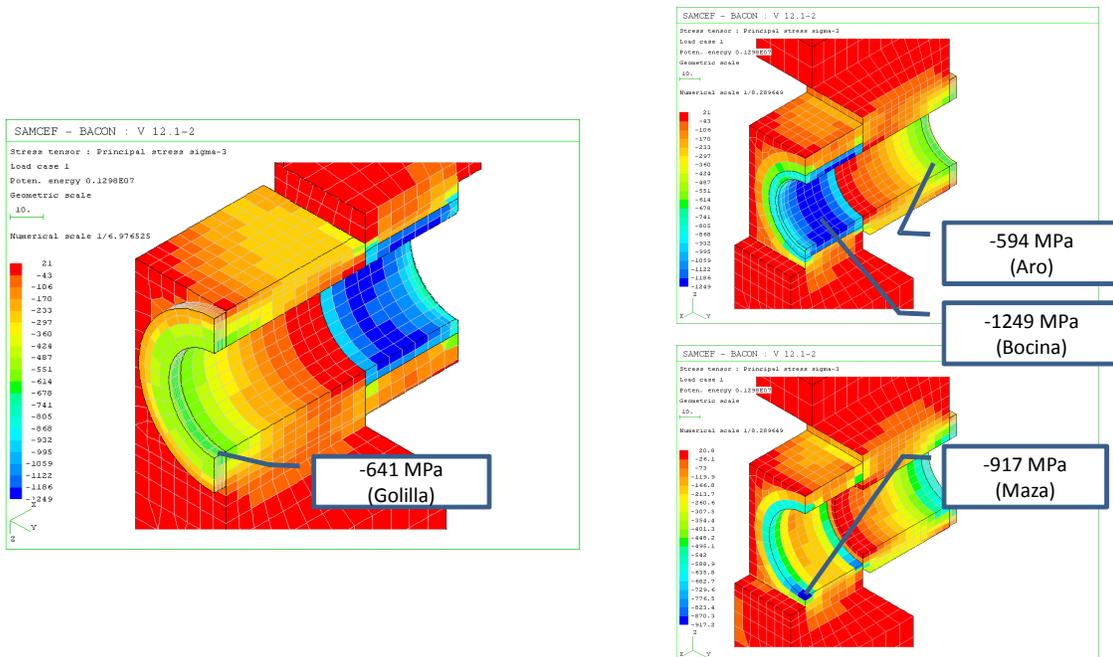


Fig.- 7.24 Esfuerzo mínimo principal [MPa] – Caso: Tracción máxima

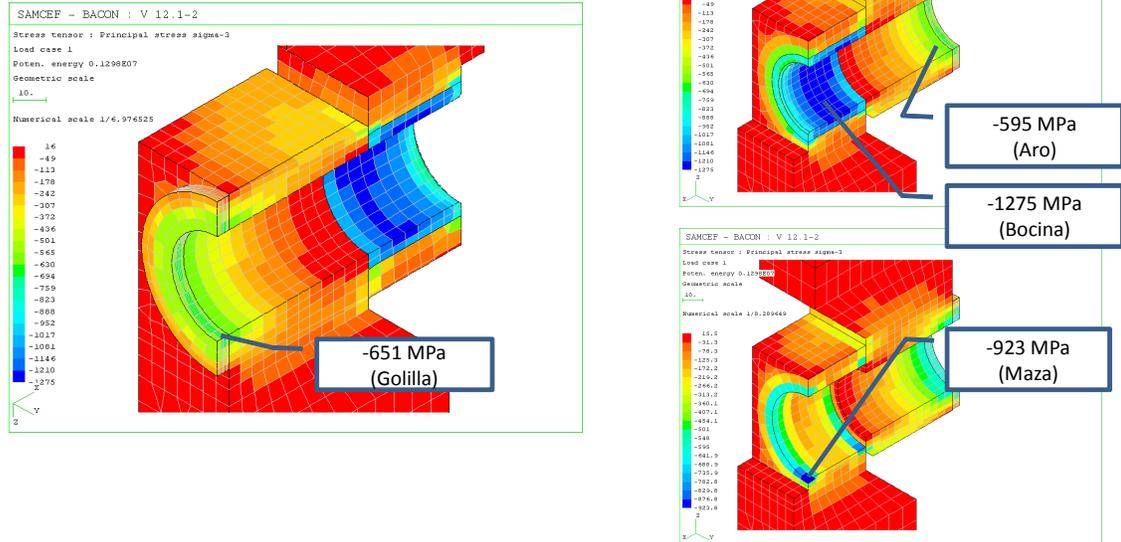


Fig.- 7.25 Esfuerzo mínimo principal [MPa] – Caso: Compresión máxima.

c) Esfuerzo de membrana en las pieles del utillaje maza

A continuación se presentan vistas de los esfuerzos en los elementos de piel del utillaje maza.

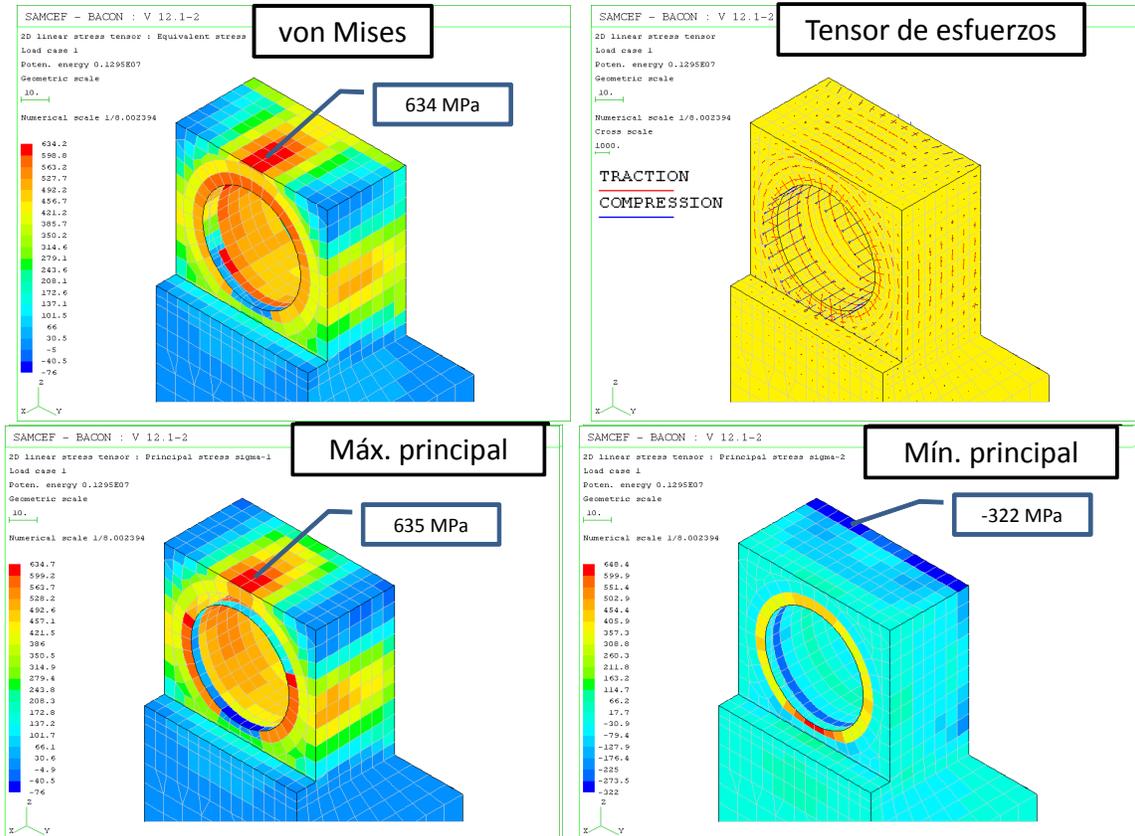


Fig. - 7.26 Esfuerzos de membrana en el utillaje maza [MPa] – Caso 2: Sin carga.

Se aprecia que los esfuerzos mayores corresponden a esfuerzos circunferenciales producto de la bocina montada a presión en el utillaje maza.

d) Esfuerzo en el perno

A continuación se muestran los esfuerzos en los elementos de volumen en el perno.

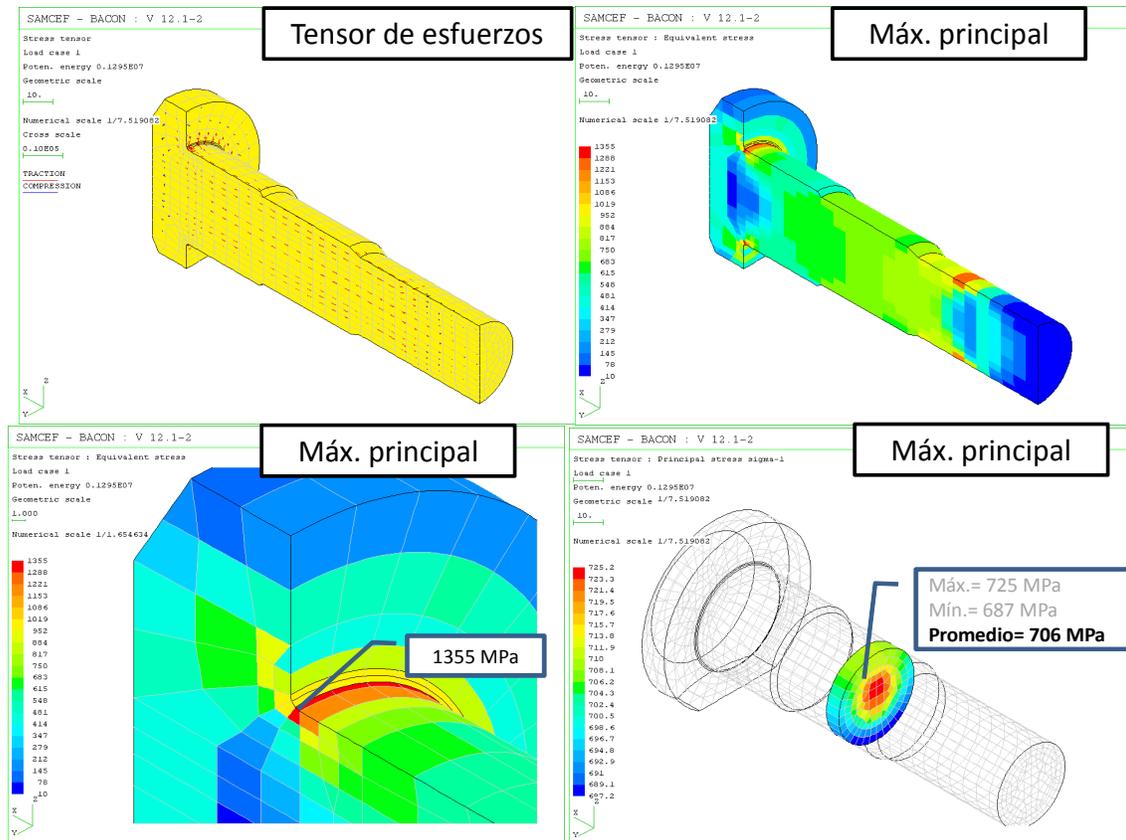


Fig.- 7.27 Esfuerzos de volumen en el perno [MPa] – Caso: Sin carga.

En la zona del radio los esfuerzos alcanza a los 1355 MPa (límite elástico = 980 MPa), este valor no corresponde al esfuerzo real dado que el modelo de elementos finitos es elástico lineal, sin embargo esto indica que se en esta zona se produce plasticidad local.

El esfuerzo de tracción promedio en el vástago producto de la fuerza de apriete es de 706 MPa. Este valor coincide con la teoría que para una sección circular de diámetro 36mm sometida a una carga uniaxial de 73,2 t, el esfuerzo es de 706 MPa.

7.6.5 Deformaciones en la superficie del utilaje aro

A continuación se muestran las deformaciones en el utilaje aro.

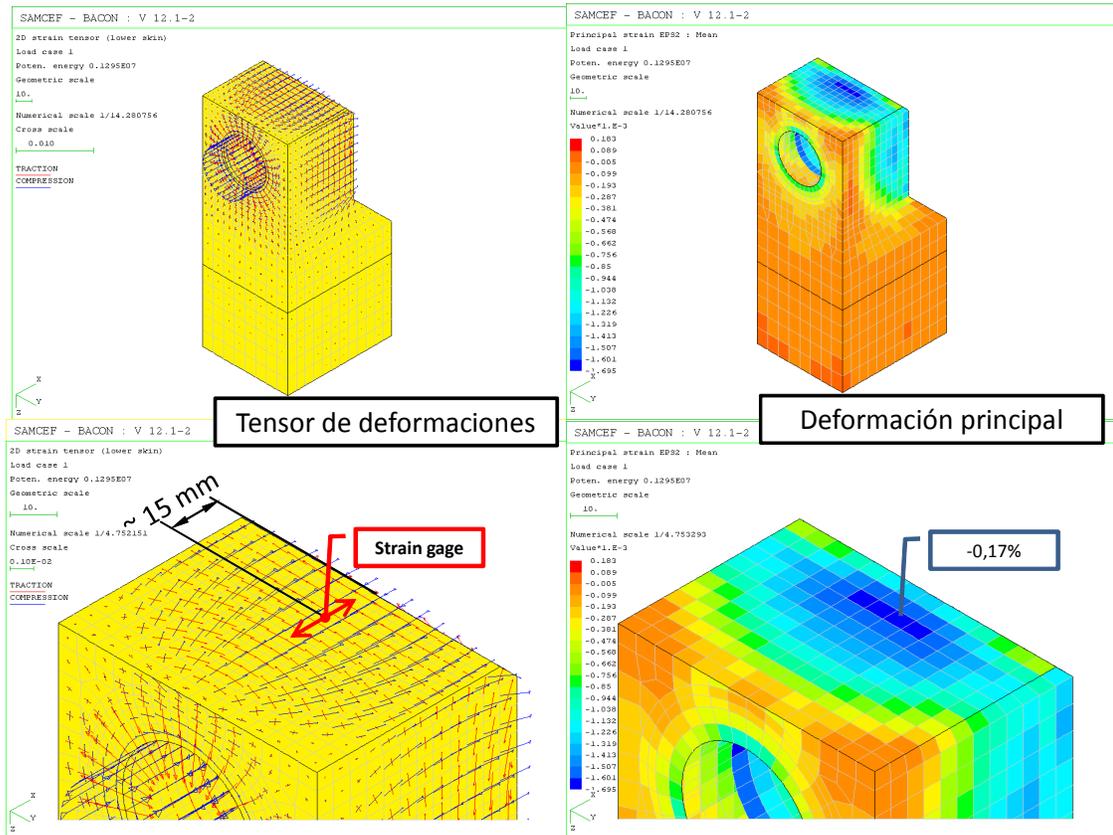


Fig.- 7.28 deformaciones en las pieles – Caso: Sin carga.

La figura anterior muestra la ubicación donde se produce la mayor deformación en la cara externa del utilaje producto del apriete del perno. Esta zona es adecuada para instalar el strain gage en dirección axial (X).

7.7 Conclusiones

Se construyó un modelo de elementos finitos del conjunto del utillaje y se aplicaron condiciones de borde que permitieron representar la física del problema. Los máximos desplazamientos se producen durante el montaje del conjunto y alcanzan a los 0,721 mm y se producen por rotación de las aristas en la tuerca producto del torque aplicado en esta. Durante el ensayo el máximo desplazamiento se produce cuando se aplica la Tracción máxima en el utillaje.

El alargamiento en el perno producto del apriete es de 0,359 mm. Esto coincide con el valor medido con ultrasonido en el laboratorio que fué de 0,36mm(Anexo A).

Las reacción radial total en la bocina producto del montaje por interferencia alcanzó los 1553 kN, En el caso que todo el torque de apriete se transmita a la bocina se produciría un fuerza tangencial resultante de 111,3 kN. La razón entre las cargas tangenciales y radiales es de 0,07, garantizando que no se producirá deslizamiento en la bocina durante el montaje de los pernos.

Se verificó que la carga de pre-apriete es la esperada (73,2 t).

Se aprecia que las cargas de ensayo no producen una variación significativa en los esfuerzos del conjunto utillaje. El estado de esfuerzos predominante corresponde a los esfuerzos de montaje.

Para el utillaje-maza el máximo esfuerzo en tracción alcanza los 635 MPa en la superficie exterior. Para el utillaje-aro los máximos esfuerzos compresivos alcanzan los 595 MPa. Para la golilla el máximo esfuerzo en compresión alcanza los 641 MPa.

Considerando que la resistencia del material utilizado en la confección de estos componentes es un acero 4340 cuyo límite de fluencia es de 760 MPa (Según Tyssenkroup). Se concluye que el utillaje es apto para ser utilizado en el ensayo.

Respecto a los esfuerzos en el perno, se obtuvo un esfuerzo en la zona del radio (radio de 1mm) de 1355 MPa, este valor no corresponde al esfuerzo real debido a que el modelo utilizado obedece a un comportamiento elástico lineal. Sin embargo se

puede concluir que en esa zona se producía plasticidad local. Se verificó que el esfuerzo de tracción promedio en la sección del perno producto del apriete, calculado con elementos finitos, es el mismo que se obtendría mediante aplicando la teoría (706 MPa).

CAPITULO 8: MODELO DE ELEMENTOS FINITOS SIMULATION MULTIPHYSICS

8.1 Objetivos

- Construir un modelo de elementos finitos del conjunto utillaje.
- Calcular esfuerzos y desplazamientos en el utillaje producto del montaje y la aplicación de las cargas del ensayo.
- Validar si la interferencia radial de 0,165 mm es suficiente para que la bocina no gire durante el apriete del perno.

8.2 Discretización

La discretización fue realizada a partir del modelo CAD presentado en el capítulo 5, se utilizaron elementos de primer orden de volumen (hexaédros y pentahédros).

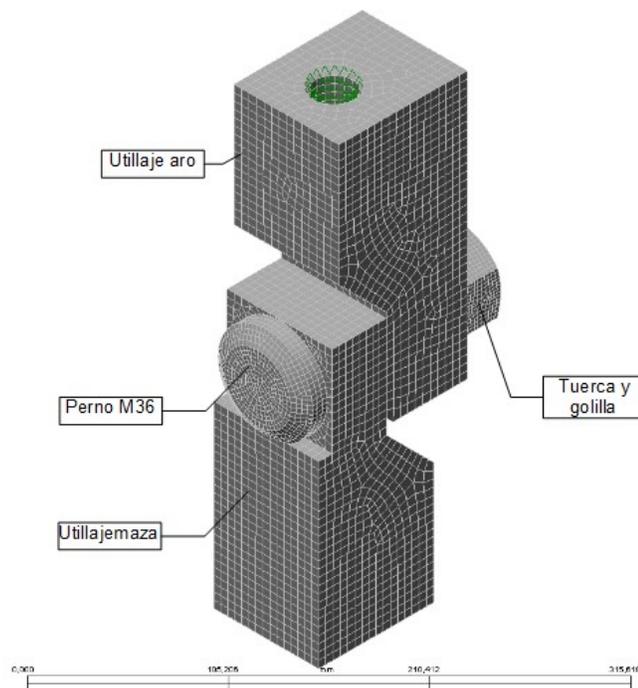


Fig.- 8.1 Vistas de la malla.

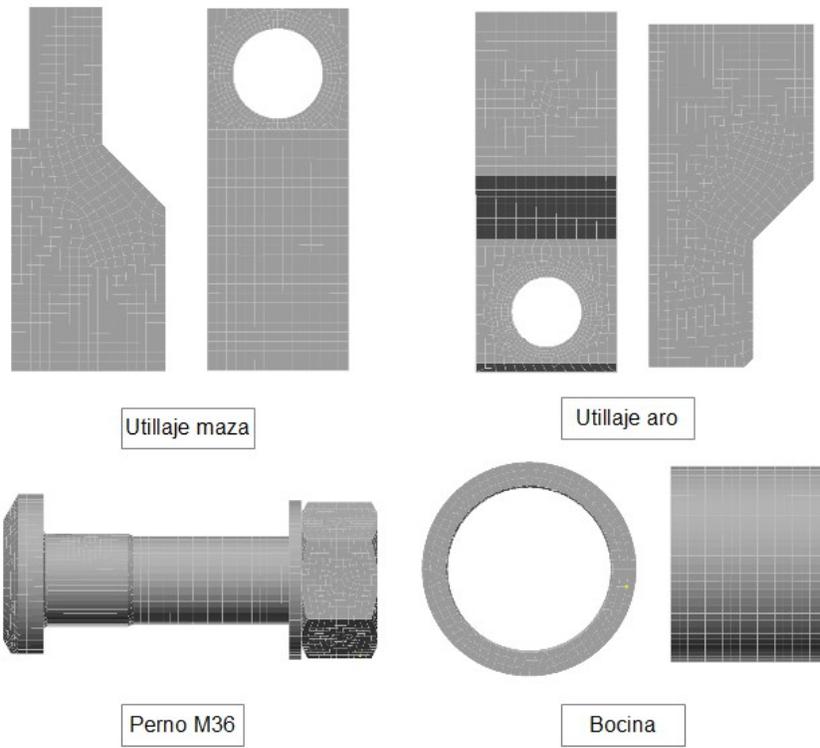
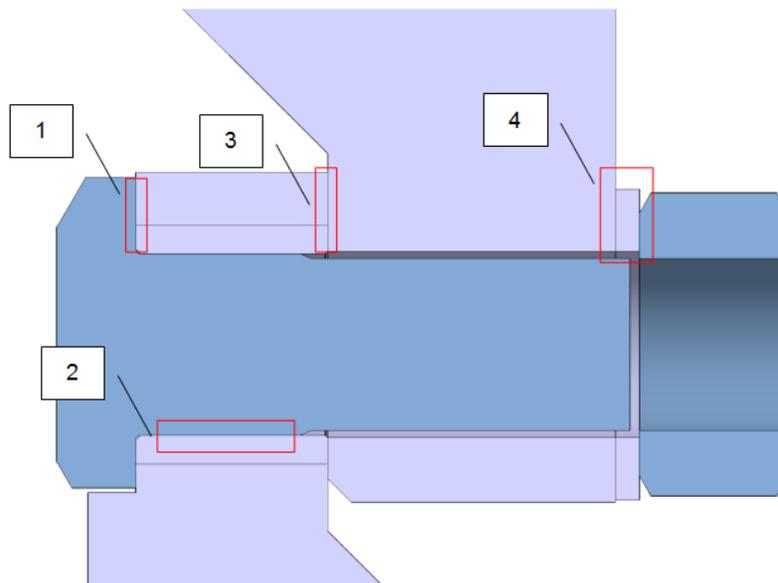


Fig.- 8.2 Vistas detalladas de cada componente de la malla.

8.3 Condiciones de borde

La siguiente lista resume las condiciones de borde aplicadas en el modelo de elementos finitos.

- 1) Cabeza perno/maza/bocina: Sliding/No separation.
- 2) Bocina/Maza: Shrink Fit/No sliding.
- 3) Maza/Aro: Bonded
- 4) Aro/Golilla/tuerca: Bonded



La Figura 8.3 muestra la zona de aplicación de las condiciones de borde en el modelo de elementos finitos.

8.4 Fijaciones

Se fijaron los nodos pertenecientes a la interface con el esparrago que fija el utillaje a la mordaza fija superior.

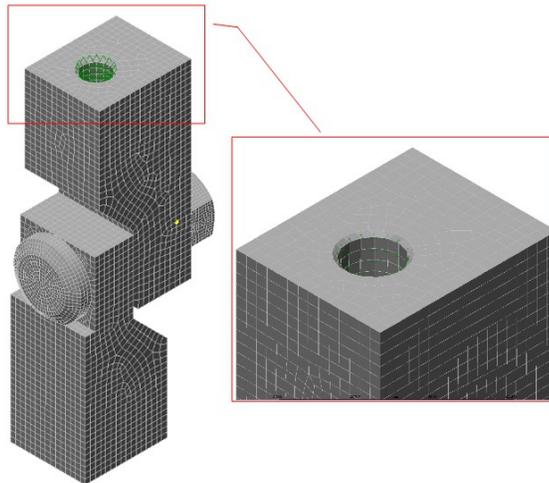


Fig.- 8.4 Fijaciones.

8.5 Cargas

8.5.1 Apriete del perno

Entre los nodos pertenecientes a la tuerca y el perno impuso una tensión axial mediante un elemento de viga con una tensión pre-establecida de 73,2 t.

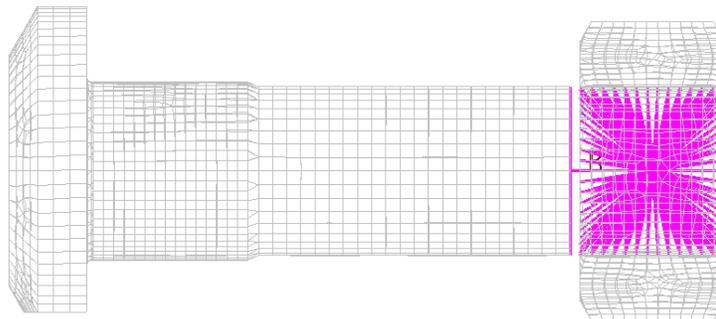


Fig.- 8.5 Fuerza de apriete perno.

8.5.2 Carga ensayo

Se unieron los nodos pertenecientes a la interface con el esparrago que une el utillaje a la mordaza de carga a un nodo maestro mediante elementos cuerpo rígido. Se aplicó una carga en el nodo maestro que fluctúa entre +/- 60kN (+/- 6t).

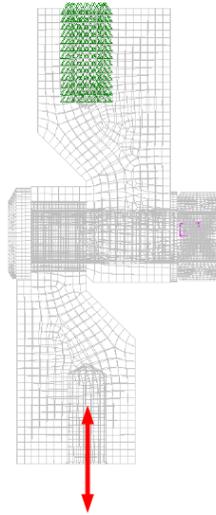


Fig.- 8.6 Carga de ensayo.

8.5.3 Casos de carga

Se analizaron 4 casos de carga según la combinación descrita por la siguiente tabla.

Caso de carga	Cargas		
	Pre-apriete perno (72,3 t)	Carga de ensayo (60 kN)	Torque de apriete (2800 Nm)
1 Montaje	SI	NO	NO
2 Sin carga	SI	NO	NO
3 Tracción máxima	SI	60 kN (tracción)	NO
4 Compresión máxima	SI	60 kN (compresión)	NO

a) Caso 1: Montaje:

Este caso considera el montaje de la bocina. El objetivo de este cálculo es verificar los esfuerzos producto del montaje de la bocina en el utillaje maza.

c) Caso 2: Tracción máxima:

Este caso considera el pre-apriete del perno y una carga de tracción sobre el utillaje de 60 kN.

d) Caso 3: Compresión máxima:

Este caso considera el pre-apriete del perno y una carga de compresión sobre el utillaje de 60 kN.

8.6 Resultados

A continuación se detallan los resultados de los distintos casos de carga.

8.6.1 Módulo del desplazamientos (mm)

Módulos de desplazamientos para los distintos casos de carga.

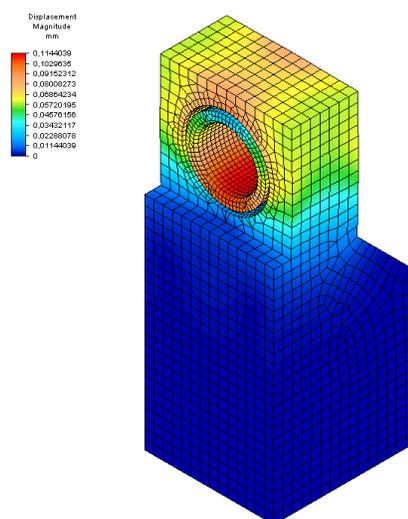


Fig.- 8.7 Módulo del desplazamiento (máx.= 0,11 mm) – Caso 1: Montaje

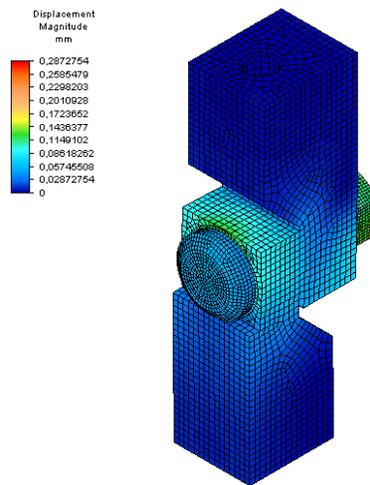


Fig.- 8.8 Módulo del desplazamiento (máx.= 0,28 mm) – Caso 2: Sin carga

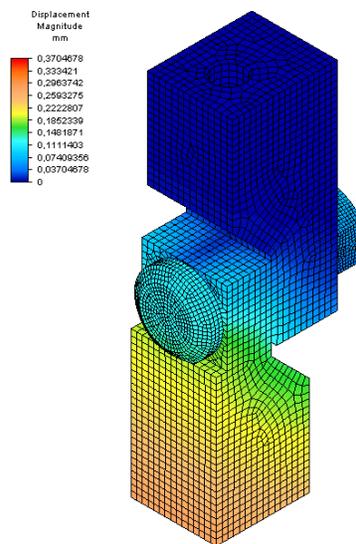


Fig.- 8.9 Módulo del desplazamiento (máx.= 0,37 mm) – Caso 3: Tracción máxima

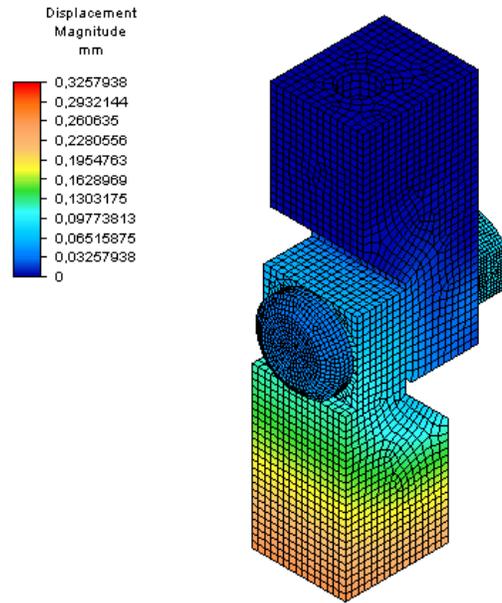


Fig.- 8.10 Módulo del desplazamiento (0,32 mm) – Caso 4: Compresión máxima.

8.6.2 Alargamiento del perno

A continuación se muestran los desplazamientos axiales (componente X) para el caso 2 (Sin carga, solo tensión de apriete en el perno).

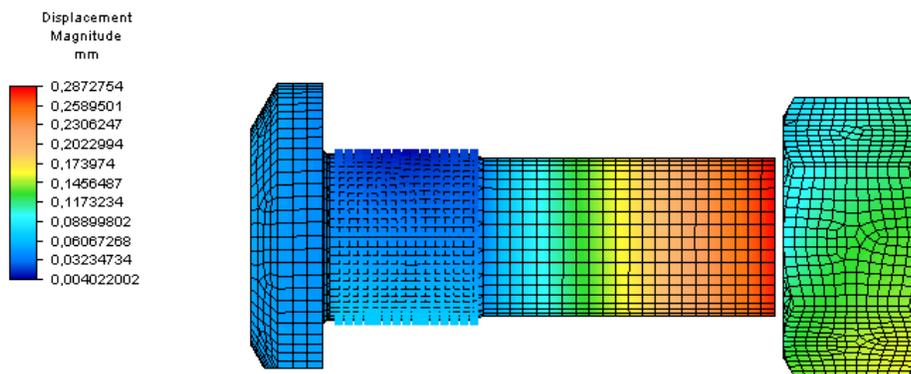


Fig.- 8.11 Desplazamiento axial (componente X)- Caso 2: Sin carga

8.6.3 Esfuerzos

A continuación se muestran los esfuerzos calculados con el modelo de elementos finitos.

a) Esfuerzo en los elementos de volumen (von Mises)

A continuación se presentaran vistas de los esfuerzos de von Mises en el utillaje maza, utillaje aro.

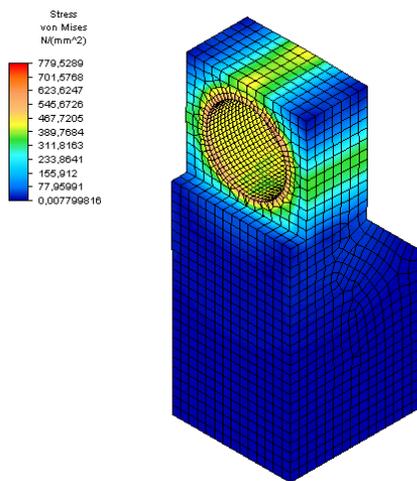


Fig.- 8.12 Esfuerzo de von Mises: Sin carga

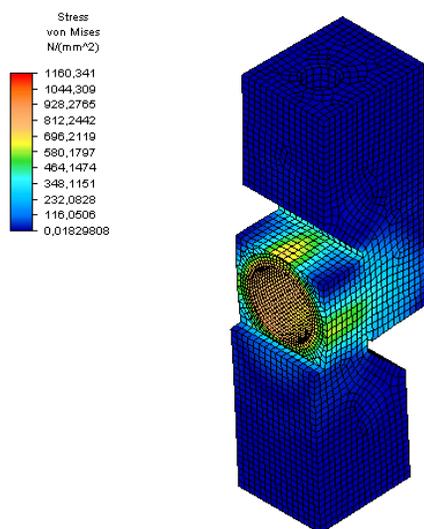


Fig.- 8.13 Esfuerzo de von Mises [MPa] – Caso: Tracción máxima

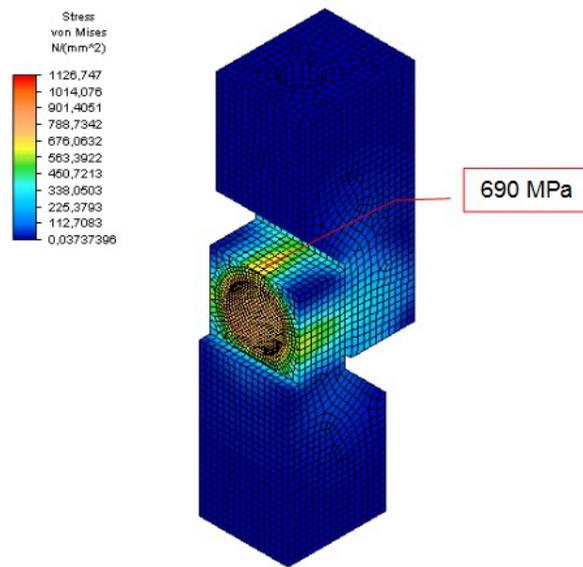


Fig.- 8.14 Esfuerzo de von Mises [MPa] – Caso: Compresión máxima

b) Esfuerzos principales en elementos de volumen

A continuación se presentaran vistas de los esfuerzos principales en el utillaje maza y utillaje aro, para 3 casos de carga.

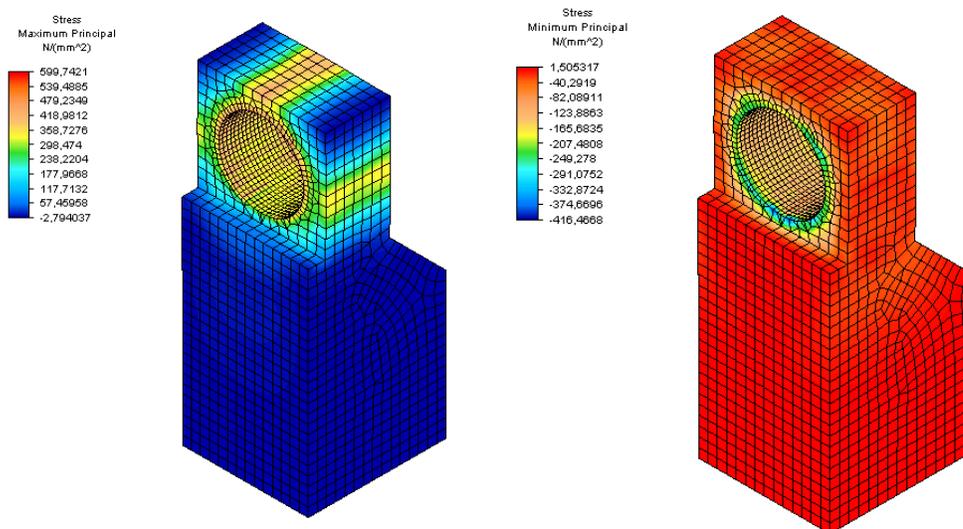


Fig.- 8.15 Esfuerzo máximo principal [MPa] – Caso: Sin carga de ensayo

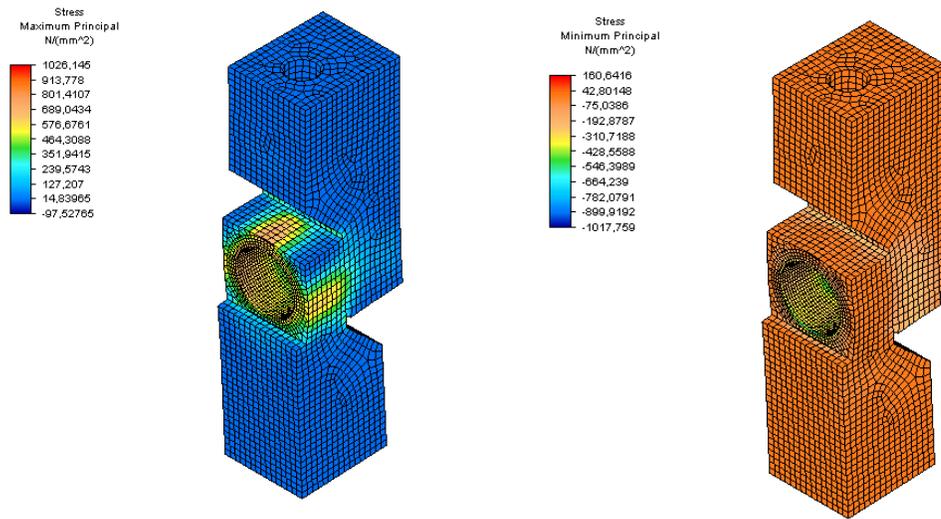


Fig.- 8.16 Esfuerzo máximo y mínimo principal [MPa] – Caso: Tracción máxima.

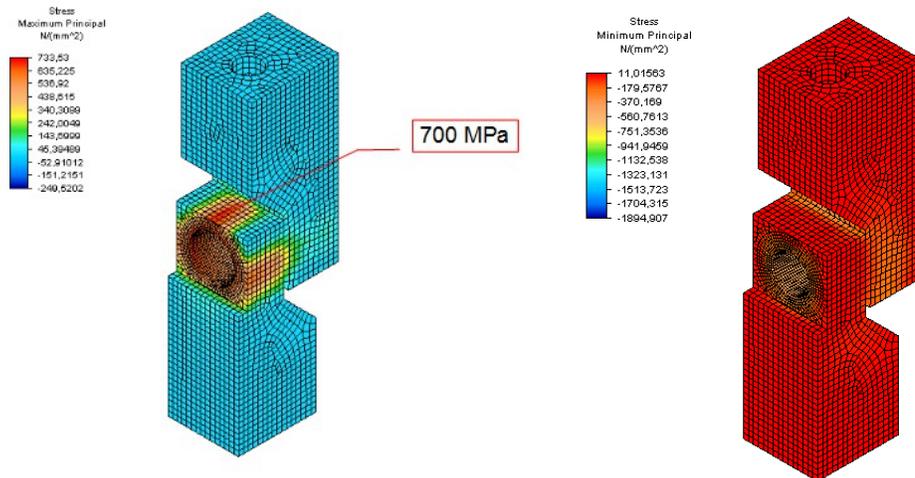


Fig.- 8.17 Esfuerzo máximo y mínimo principal [MPa] – Caso: Compresión máxima.

8.7 Comparación resultados modelo Samcef vs Simulation Multiphysics

A continuación se presentan una comparación entre los resultados entregados por los Samcef y Simulation Multiphysics, durante tres casos de carga.

- Sin carga: Solo montaje de bocina.
- Tracción máxima: Tracción de 63 Ton.
- Compresión máxima: compresión de 63 Ton.

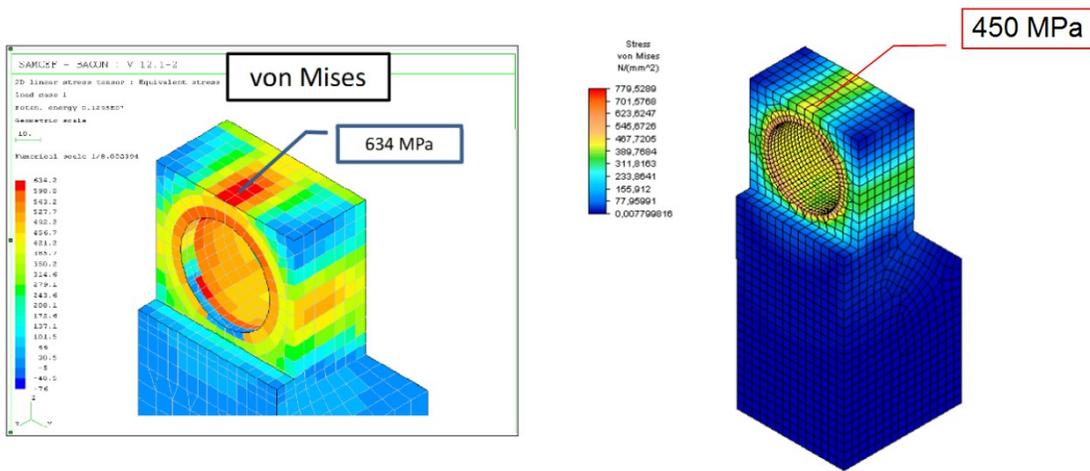


Fig.- 8.16 von Mises [MPa] – Caso: Sin carga.

8.7.1 Tracción máxima esfuerzos principales

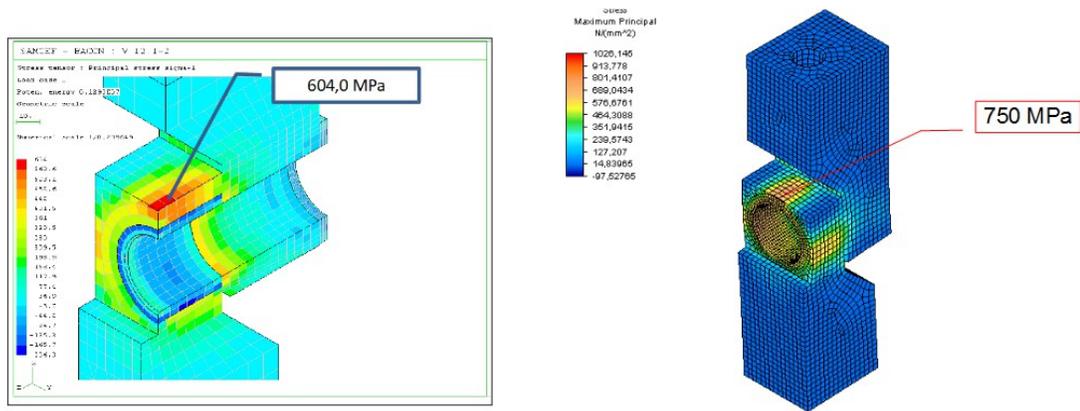


Fig.- 8.16 Máximo principal [MPa] – Caso: tracción máxima.

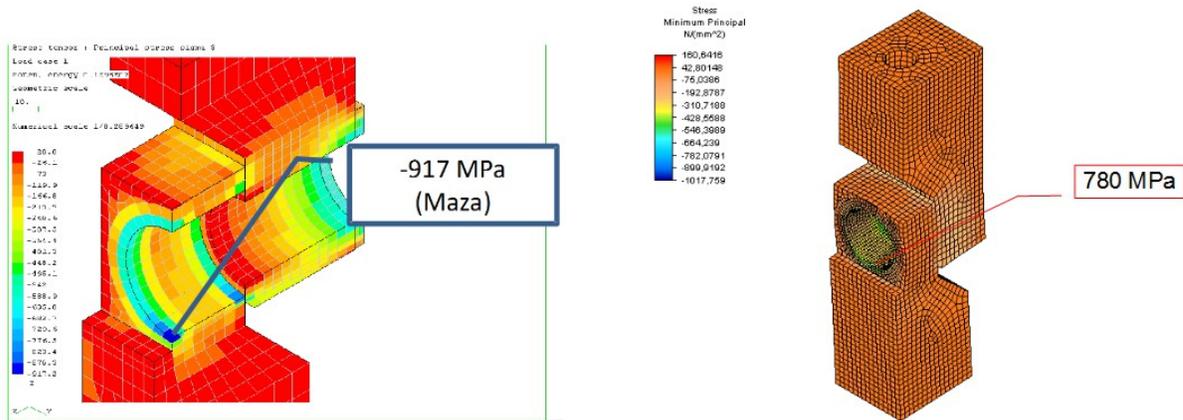


Fig.- 8.16 Mínimo principal [MPa] – Caso: tracción máxima.

8.7.2 Compresión máxima esfuerzos principales

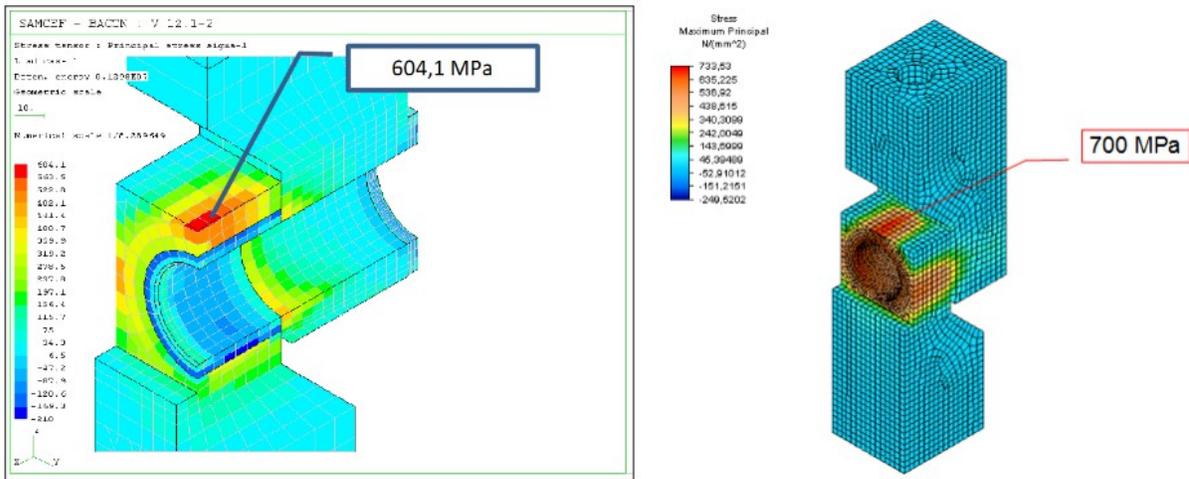


Fig.- 8.16 Máximo principal [MPa] – Caso: Compresión máxima

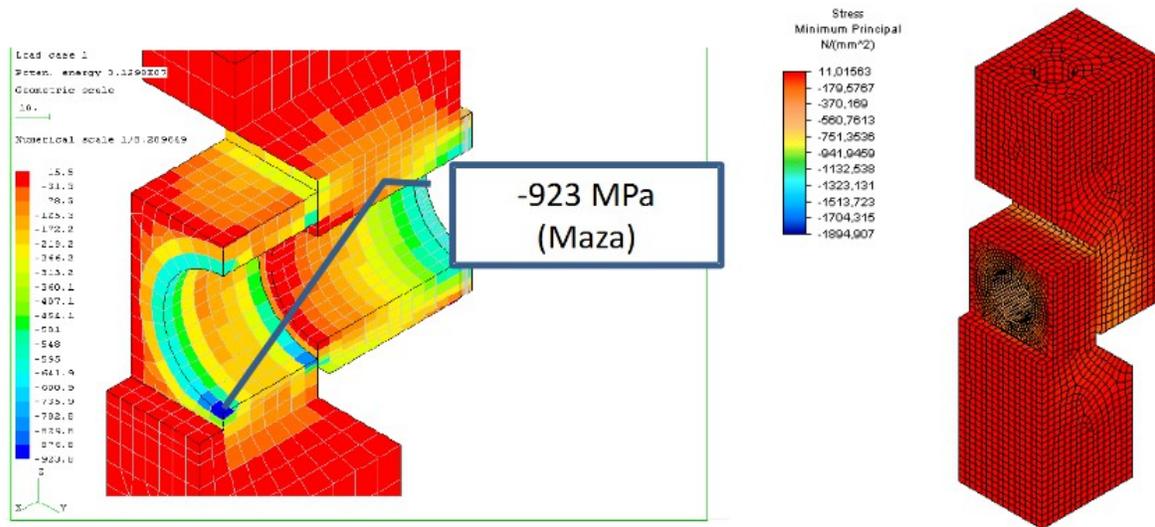


Fig.- 8.16 Mínimo principal – Caso: tracción máxima.

8.8 Conclusiones

De acuerdo al análisis de elementos finitos realizado en Autodesk Simulation Multiphysics, se determinan esfuerzos por efecto del montaje en la bocina de 467 MPa para caso sin carga. Para el caso de que considera apriete del perno y montaje, se determinaron esfuerzos (von Mises) de 690 MPa no superando la fluencia del material. Los esfuerzos máximos principales durante la tracción y compresión se estimaron en 700 MPa, no se consideraron los esfuerzos producto de deformación plástica(no lineal).

Al realizar la comparación entre los distintos cálculos (SAMCEF y ASM) se lograron distribuciones de esfuerzos similares, pero valores en esfuerzo y deformación con una diferencia desde de hasta un máximo de 30% y 50% respectivamente, esto producto de que las condiciones de borde del ensayo no se pueden reproducir de la misma manera en los distintos programas. Por su parte SAMCEF es muy flexible en el momento de aplicar condiciones de borde, pero el desarrollo del modelo toma un tiempo mucho mayor en comparación a Simulation Multiphysics, esto porque la modelación se realiza sin menús gráficos, mediante consola de comando a través de un lenguaje de programación propio de Samsef, lo que lo convierte en un programa menos amigable para el usuario. A su vez Simulation Multiphysics funciona de manera amigable e intuitiva, logrando resultados con mucho mayor rapidez(tiempo total del proceso) que Samcef, pero siendo mas limitado en el manejo de las condiciones de borde.

CAPÍTULO 9: CONCLUSIONES GENERALES

De los antecedentes recopilados se establecen las cargas que están presentes en la unión apernada y que actúan sobre el perno, estas son de 5,9 toneladas, por lo tanto el diseño del utillaje solo contemplo la sección de un solo perno, ya que la maquina de ensayos no ofrece rangos de carga por sobre las 10 toneladas. Además se determino que las cargas serán aplicadas en ciclos de tracción/ compresión.

Se definieron una serie de requerimientos necesario para la fabricación del dispositivo de ensayos, referidas a las limitaciones de la maquina, así como también a las características geométricas de la unión apernada aro/maza. Para representar fielmente la unión apernada, el dispositivo de ensayo debe poseer un estriado interno en el componente utillaje maza. Para esto se diseño una bocina que posteriormente seria insertada en el interior del utillaje maza, este proceso de insertar la bocina en el utillaje maza presentaba ciertas verificaciones, tales como ; los esfuerzos generados por la presión de interferencia no deben sobrepasar los limites de fluencia del material, llegando a esfuerzos máximos de montaje de 344MPa, en el utillaje y de 605MPa en la golilla por lo que se estableció la fabricación del utillaje en un acero de alta resistencia(SAE 4340).

El torque aplicado de 2800Nm produce un apriete en el perno equivalente a 73,2 toneladas, el cual evita el deslizamiento entre ambas superficies apernadas debido a las cargas de tracción/compresión de los ensayos.

Mediante el modelo de elementos finitos se demostró que los máximos desplazamientos durante el montaje del utillaje fueron de 0,721mm, y el alargamiento del perno producto del apriete es de 0,36mm siendo este el mismo alargamiento obtenido mediante las pruebas de laboratorio. El modelo elementos finitos mostró esfuerzos máximos de compresión de 641MPa, los cuales no afectan la integridad del utillaje, ya que este esta fabricado en un acero con una resistencia a la fluencia de 760MPa(ref[4])

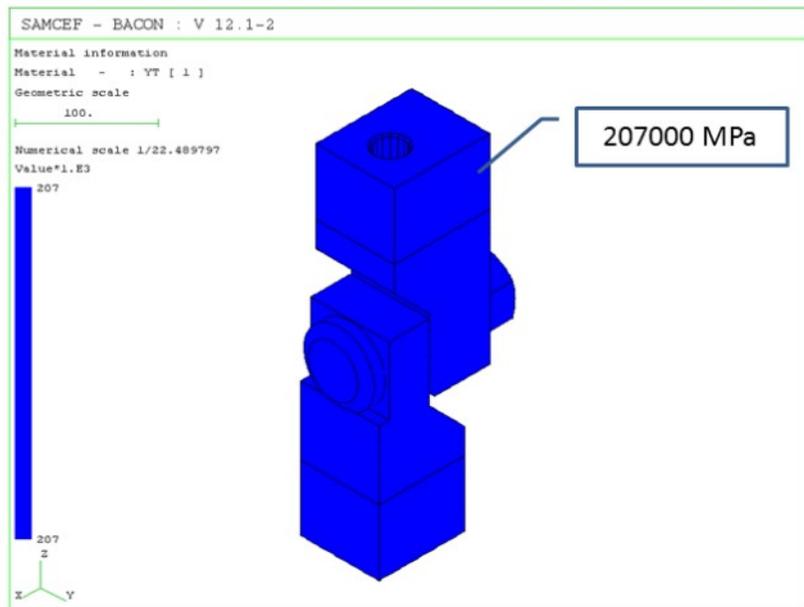
Referencias

- [1] Norma DIN 82.
- [2] Norma ANSI B-18.2.2.
- [3] CADETECH S.A. “Análisis de Falla Pernos CAT 797”
- [4] Thyssenkrupp Aceros y Servicios.
- [5] Joseph E. Shigley Charles R. Mischke – Diseño en ingeniería mecánica 5° edición.
- [6] N. Larburu. - Maquinas prontuario.

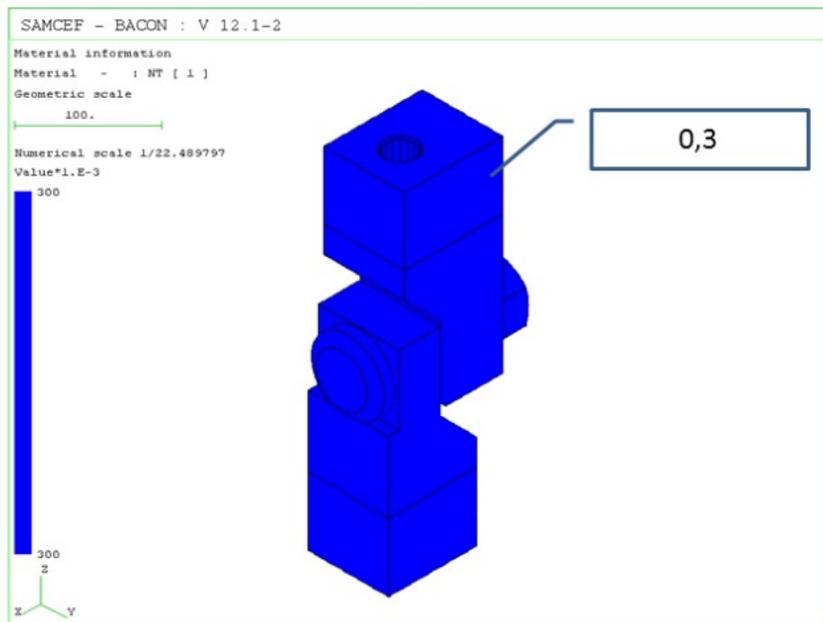
ANEXO A

Condiciones de borde MEF.

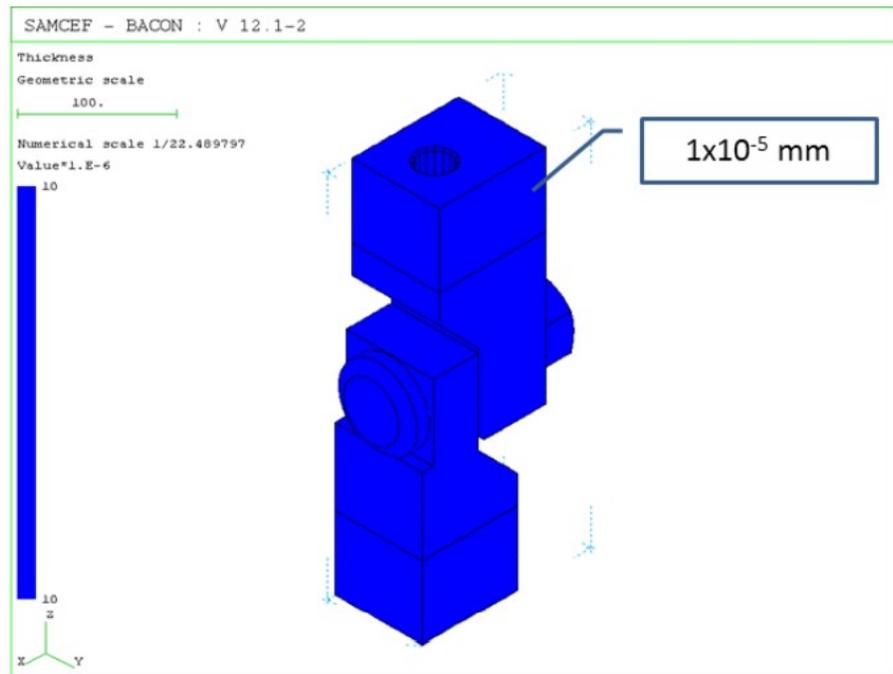
Propiedades de material;Módulo de Young (Mpa)



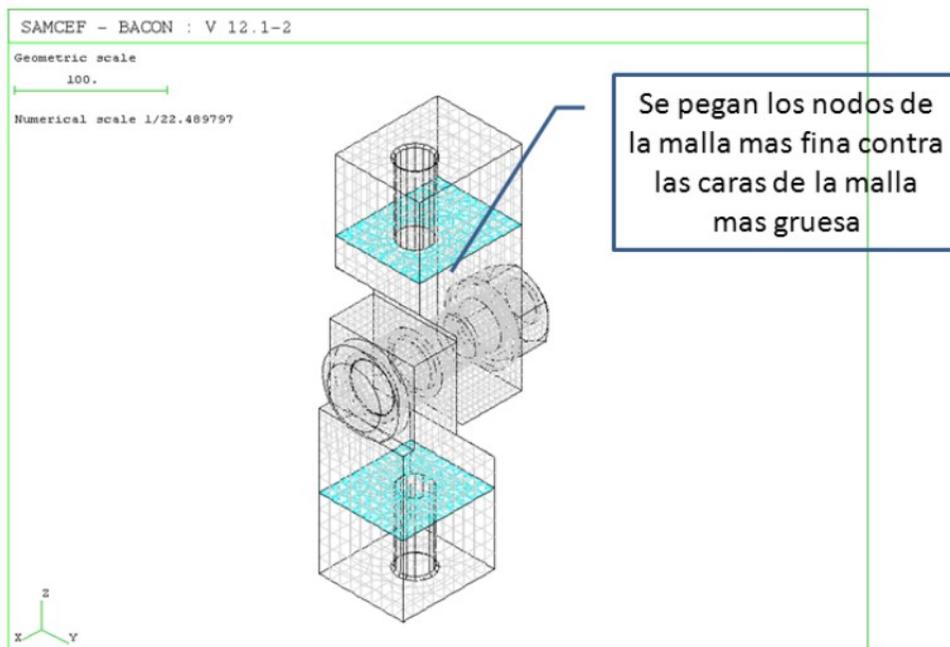
Propiedades de material;Coeficiente de Piosson (adimensional)



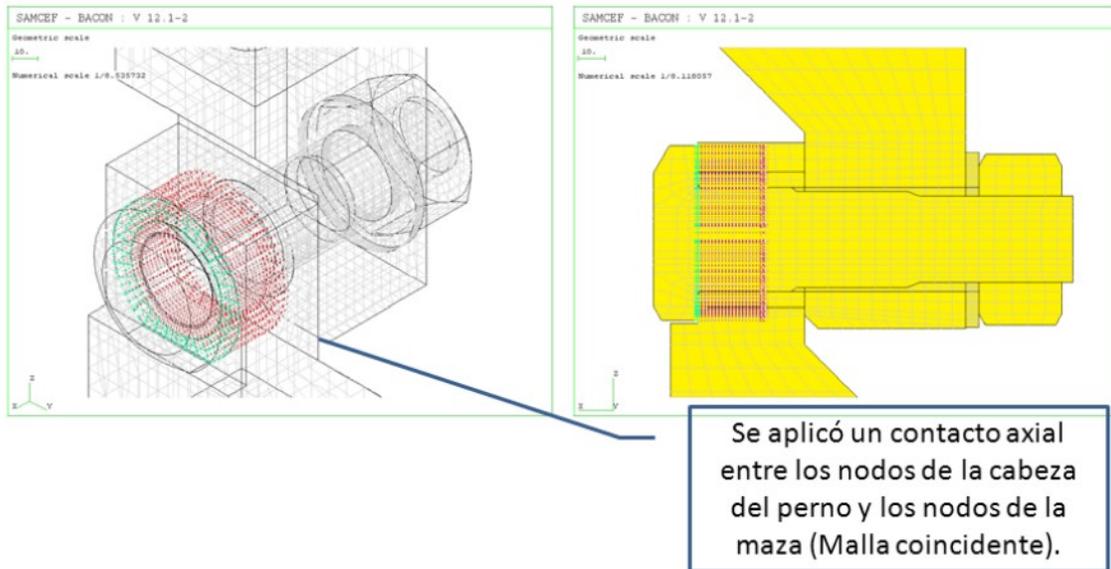
Espeores de las pieles



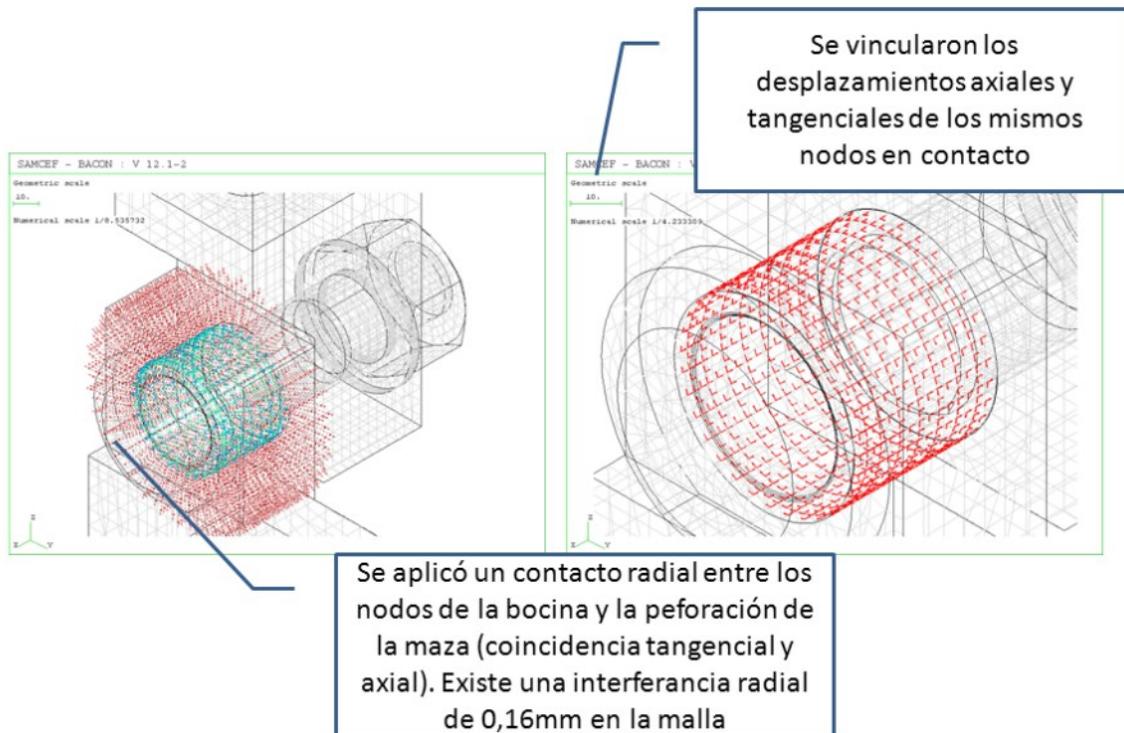
Pegado de la malla



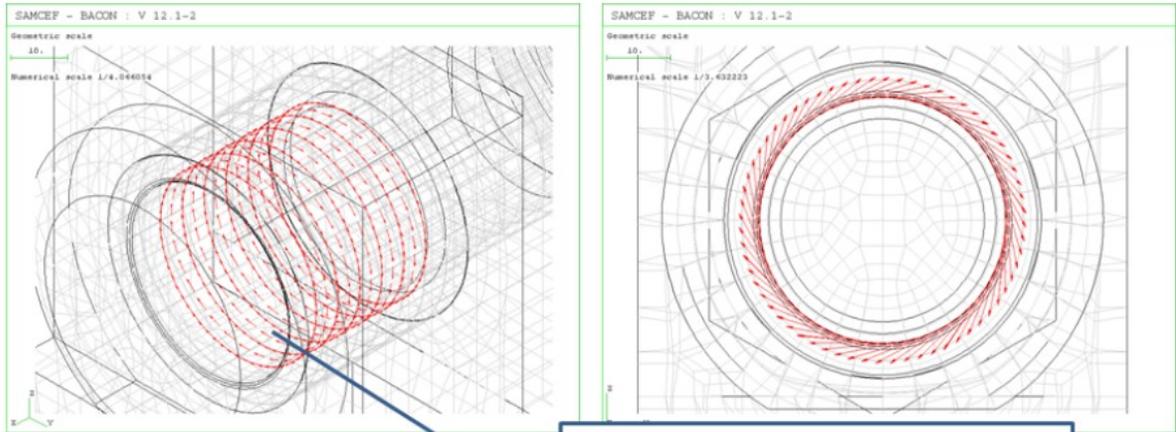
1-Cabeza perno maza



2-Bocina/maza

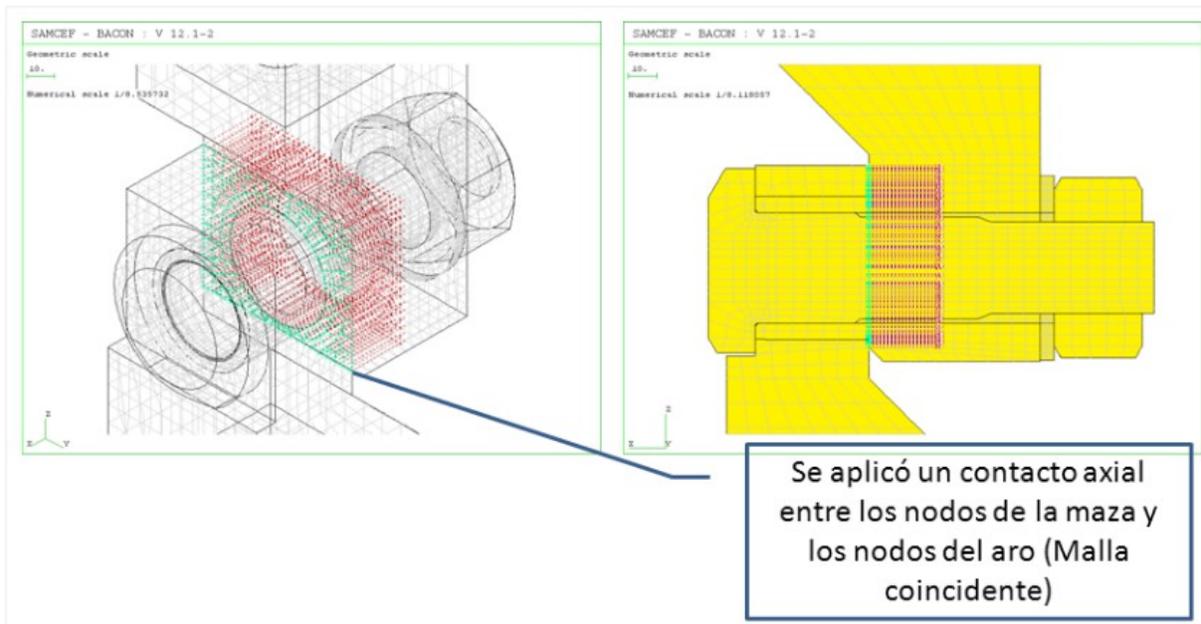


3-Bocina/perno



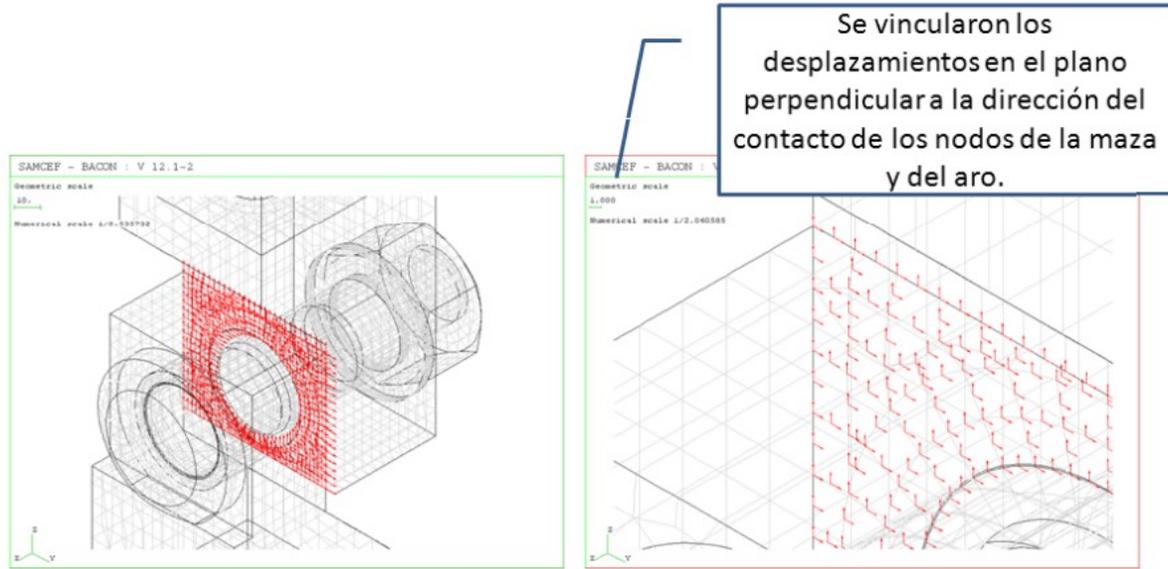
Se vincularon los desplazamientos tangenciales de los nodos pertenecientes a la bocina y al perno (malla coincidente)

4-Maza/aro(1/2)

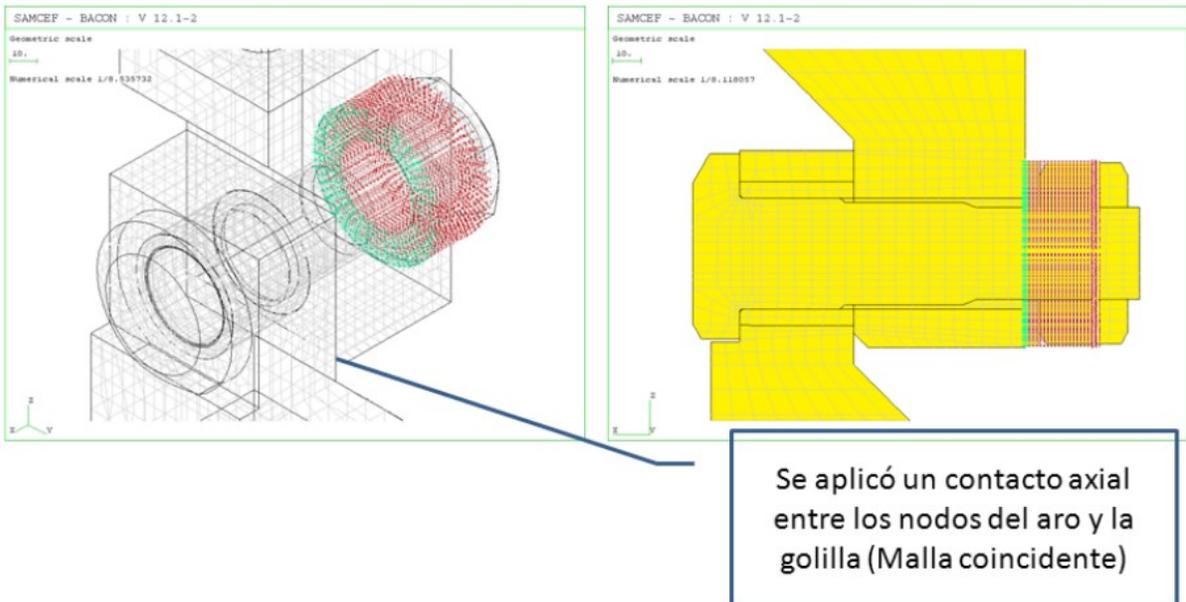


Se aplicó un contacto axial entre los nodos de la maza y los nodos del aro (Malla coincidente)

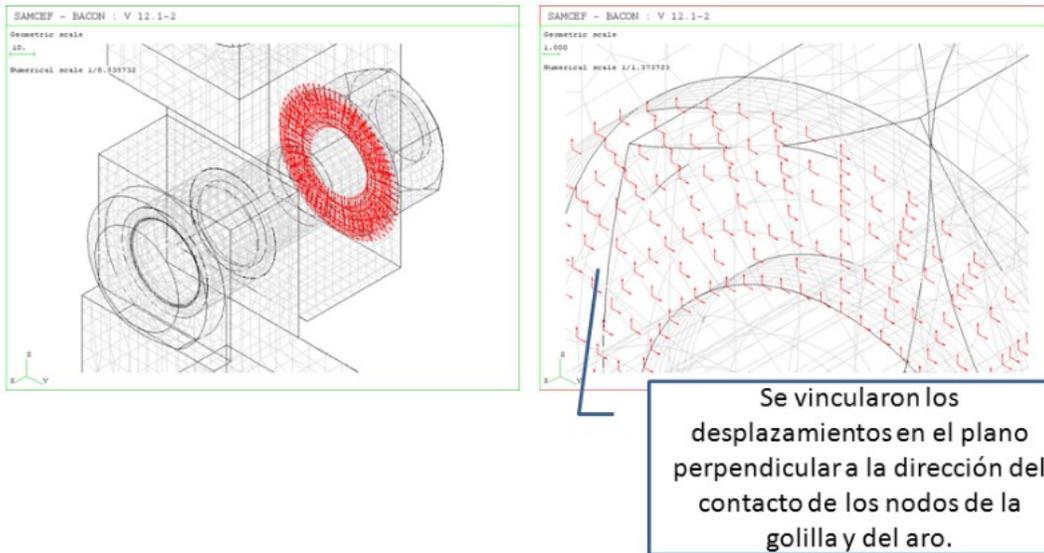
4-Maza/aro(2/2)



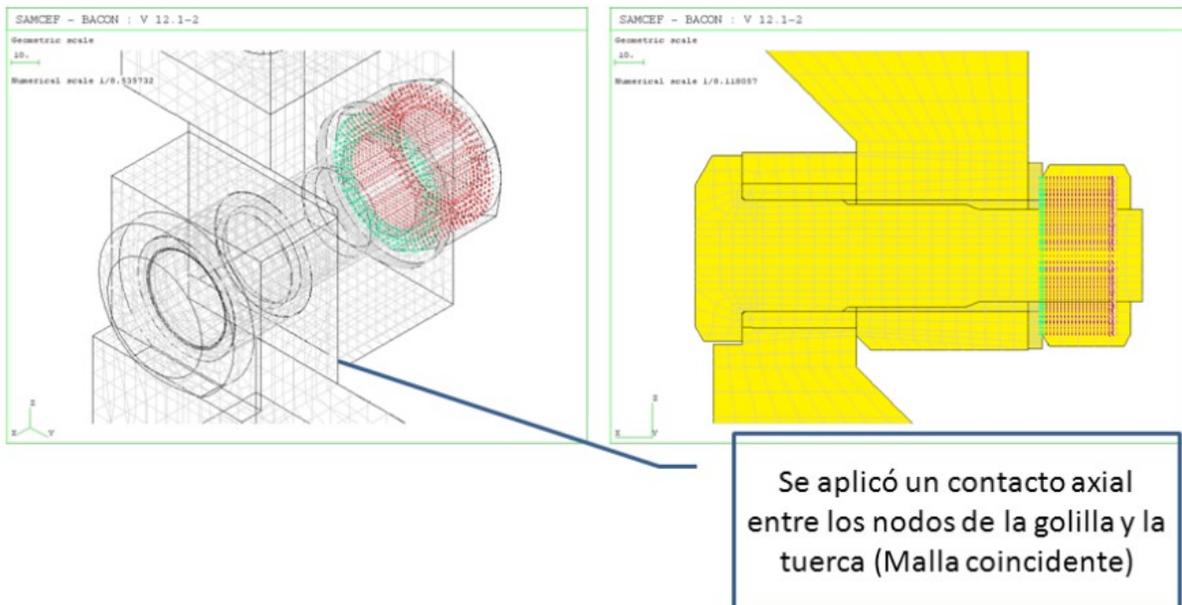
5-Aro/golilla(1/2)



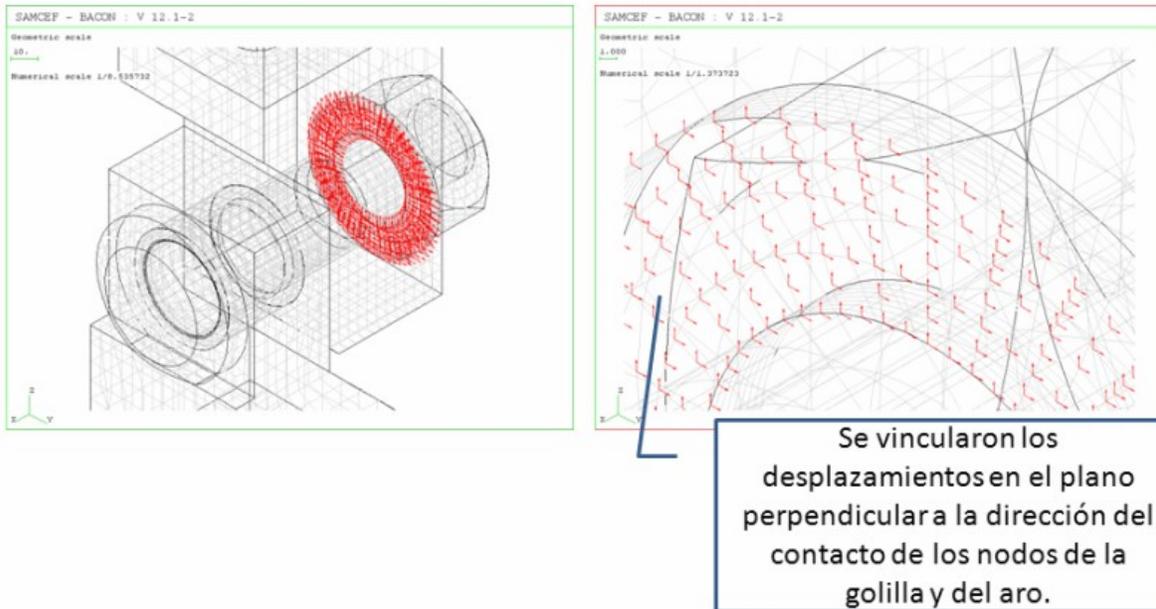
5-Aro/golilla(2/2)



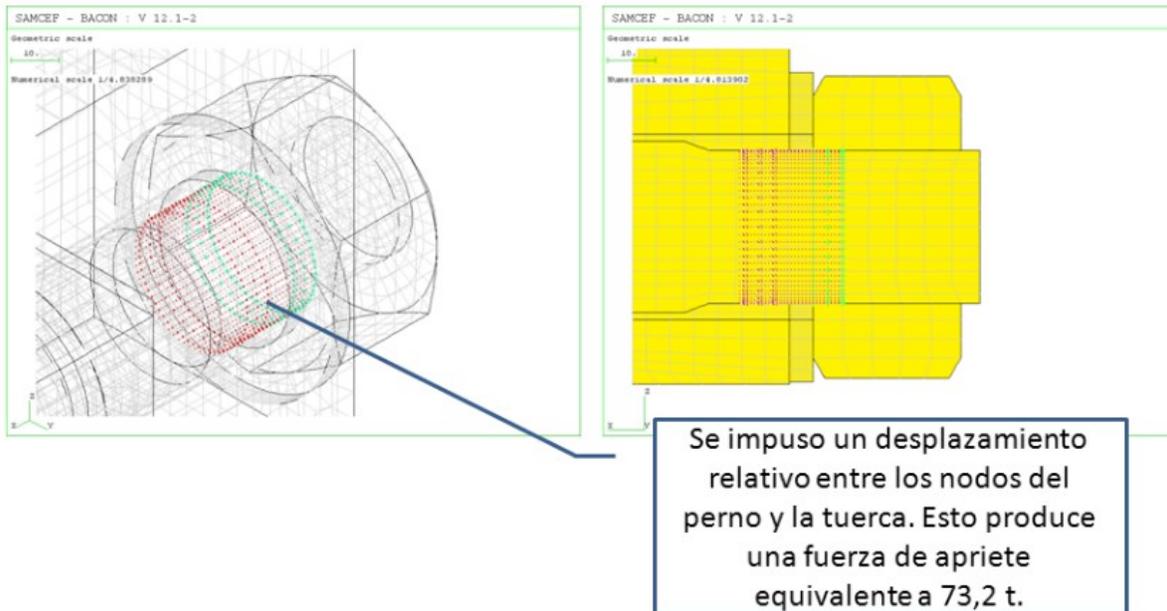
6-Golilla/tuerca



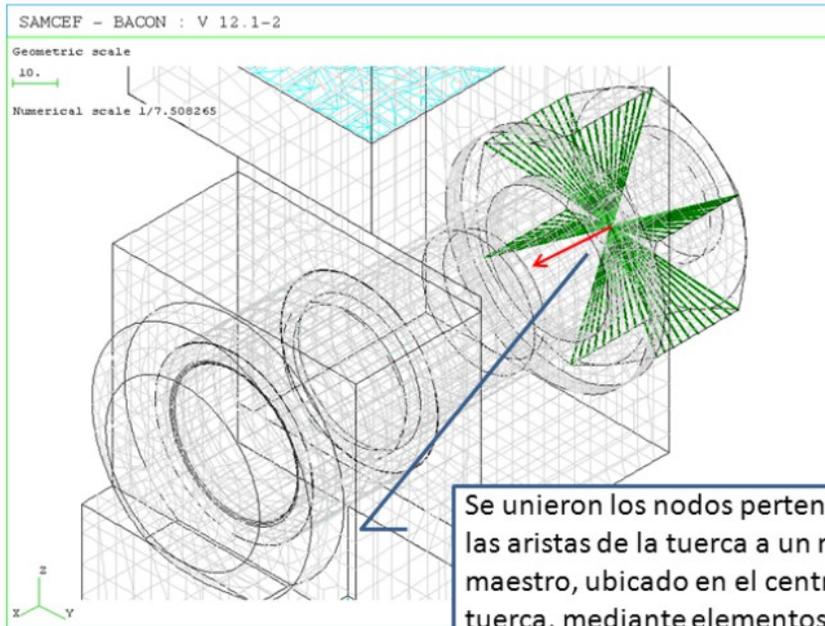
7-Perno tuerca



Apriete perno

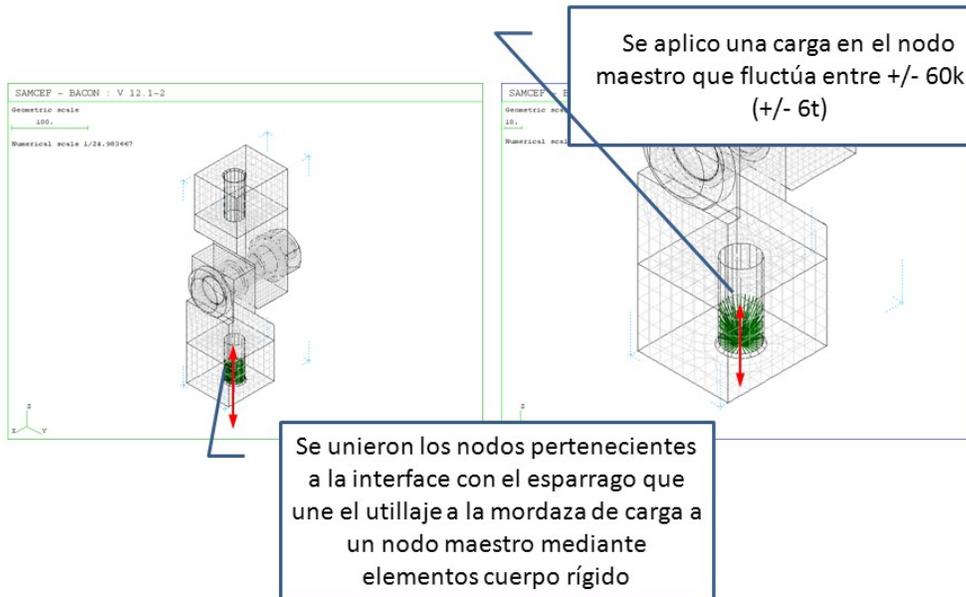


Carga de torqueo



Se unieron los nodos pertenecientes a las aristas de la tuerca a un nodo maestro, ubicado en el centro de la tuerca, mediante elementos cuerpo rígido. Se aplicó un torqueo de 2800 Nm en el nodo maestro.

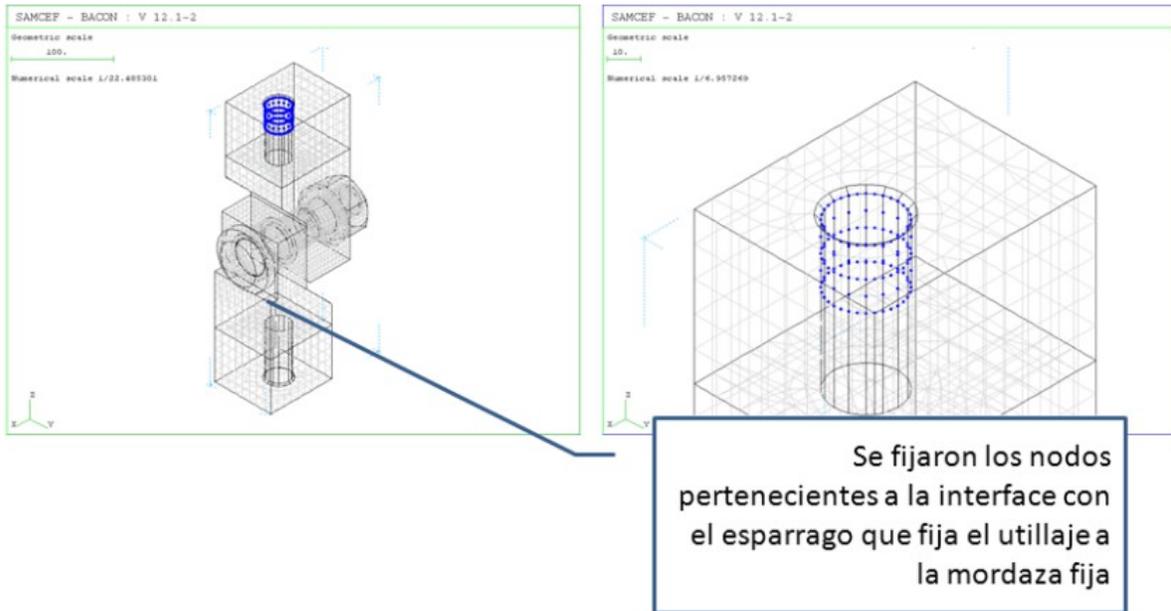
Carga



Se aplico una carga en el nodo maestro que fluctúa entre +/- 60kN (+/- 6t)

Se unieron los nodos pertenecientes a la interface con el esparrago que une el utillaje a la mordaza de carga a un nodo maestro mediante elementos cuerpo rígido

Fijaciones



ANEXO B

Ensayos de laboratorio.

1.1. Objetivo

Evaluar el comportamiento de la unión apernada sometida a ciclos de carga que representan las condiciones de operación más severas de operación, y ciclos de retorqueo en los pernos que representan el montaje y desmontaje del aro.

1.2 Ensayos

Se realizaron ensayos de la unión apernada empleando el utillaje especialmente diseñado para este fin.

Se realizaron 2 tipos de ensayos :

-Ensayo de la unión apernada: Consistió en re-torquear los pernos 15 veces, aplicando entre cada retorqueo 100 ciclos de carga de 5,9 Ton (ver 3.16) en tracción-compresión sobre el utillaje con el objeto de detectar si las cargas operacionales más severas producen soltura en la unión.

-Ensayo de torqueo: Consistió en soltar y apretar los pernos 15 veces para determinar cuantos ciclos de retorqueo soporta el perno manteniendo la misma tensión para un mismo torque.

1.3 Metodología

La metodología empleada en el desarrollo de los ensayos se describe a continuación:

- Instalación del strain gage.
- Calibración del torque a aplicar.
- Medición del largo de los pernos a ensayar.
- Montaje del conjunto utillaje.
- Ensayo de la unión apernada.
- Ensayos de torqueo.

1.4 Instalación de strain gage

Los ensayos consisten en someter la unión apernada a cargas cíclicas de tracción y compresión a una frecuencia de 1 Hz con una carga maximiza de tracción/compresión de 5,9 toneladas , el numero estimado de ciclos es de 100 ciclos.

El apriete de los pernos (torque 2800Nm) producirá un tensión en los pernos que deforma el utillaje. Para determinar el alargamiento del perno este sera medido antes y después de torque, las mediciones se realizaran a través de un micrómetro y confirmadas por un equipo de ultrasonido. Las mediciones siempre se realizaran en el mismo punto para disminuir los errores en la medición.

Para medir las deformaciones en el perno, se relacionara la deformación en el utillaje con la deformación en el perno, la deformación en el utillaje fue medida mediante un strain gage instalado en el utillaje. La posición del strain gage en el utillaje fue determinada mediante un análisis de elementos finitos del utillaje.

Los factores que influyen para la correcta instalación del strain gage son:

a) Deformaciones altas

El strain gage mide deformación (alargamiento/compresión) por lo que la medición sera mas efectiva cuando las deformaciones sean altas.

b) Gradiente de esfuerzos baja

Para obtener buenas mediciones el strain gage debe ser instalado en un lugar donde las variaciones entre las esfuerzos sea baja.

c) Orientación de los esfuerzos

El sensor de deformación es capaz de medir alargamiento/compresión solamente en una dirección, por lo tanto el sensor debe estar alineado en la misma dirección en la cual se producen las mayores deformación en el utillaje.

6.4.2 Instalación de strain gage

El strain gage es pegado al utillaje por medio de soldadura de punto, los datos seran obtenidos por medio de un software especialmente diseñado. La ubicación del strain gage fue definido en el capitulo 7



Fig.- 5.1 strain gage montado en el utillaje

1.5 Calibración del torque a aplicar.

Para aplicar el torque deseado de 2800Nm se utilizo una llave de torque calibrada a 215,4 Nm, la llave de torque conectada a un multiplicador de torque con una relación de multiplicación 1:13 , logrando un torque salida de 2800Nm

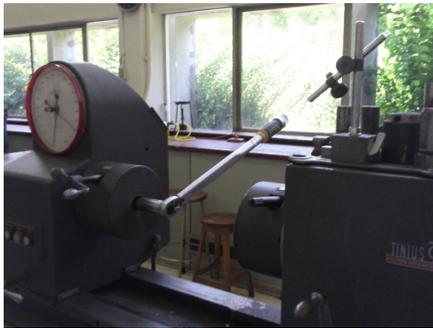


Fig.- 5.2 Calibración de llave de torque. Fig.- 5.3 Verificación de la relación de torque del multiplicador

1.6 Medición del largo de los pernos a ensayar.

El largo e los pernos se midió a través de 2 métodos;medición a través de micrómetro y por medio de un equipo de ultrasonido.

Los pernos previamente refrentados en sus dos extremos ,se determino y marco un punto especifico para la medición. De este modo la medición se realizara siempre en el mismo lugar evitando errores en la medición.



Fig.- 5.4 Almacenamiento de datos y Equipo de ultrasonido(Izquierda).

Fig.- 5.5 Medición de los pernos(derecha)

1.7 Ensayo unión apernada



Fig.- 5.6 Montaje de utillaje en la maquina de ensayos

1.7.1 Ensayo de la unión apernada.

A continuación se presentan las señales de deformación medidas en el utillaje, esta se divide en tres operaciones, montaje, ensayo y desmontaje. En el gráfico se puede apreciar que las deformaciones son directamente proporcionales a la fuerza de apriete en el perno. Las siguientes figuras muestran las deformaciones para la realización de 1 ensayo.

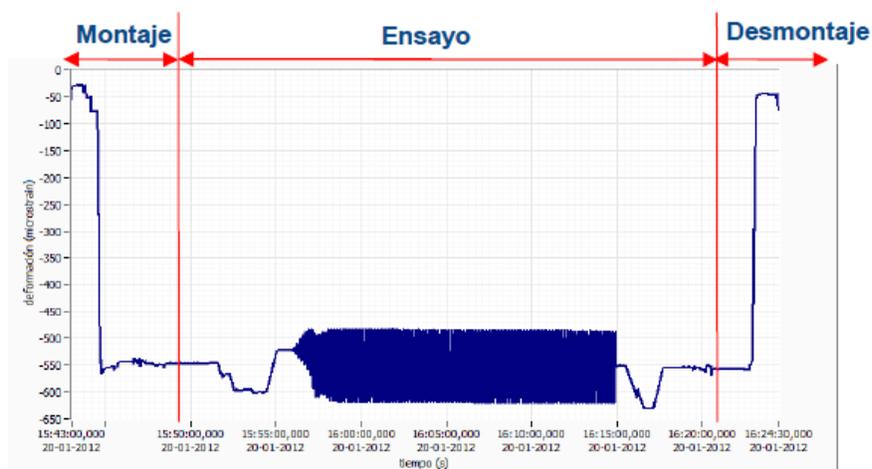


Fig.- 5.7 Ciclo de ensayo

En el montaje se aprecia la brusca variación en el apriete, en el momento de utilizar el multiplicador de torque para un torque final de 2800Nm

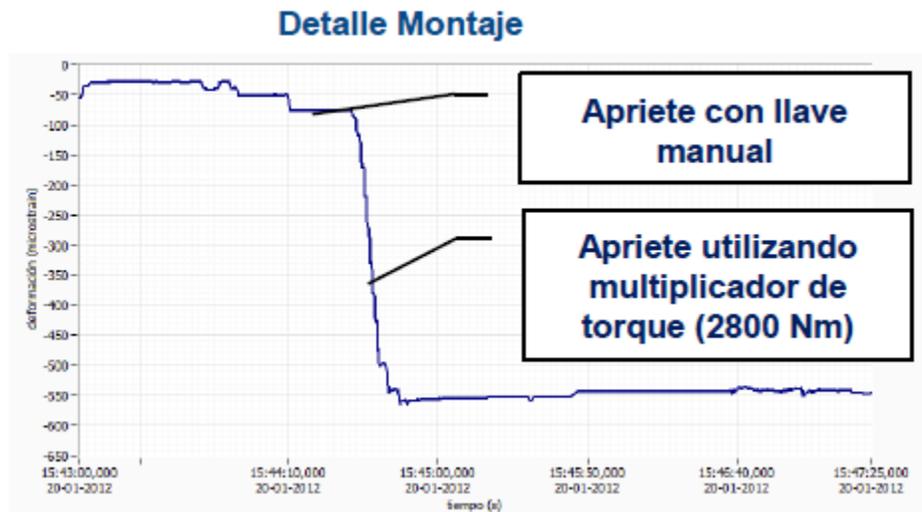


Fig.- 5.1 Apriete de los pernos en el utillaje

En la siguiente gráfica se aprecia el comienzo del ensayo, en el ciclo 15 es cuando la maquina entrega la carga total aplicada.

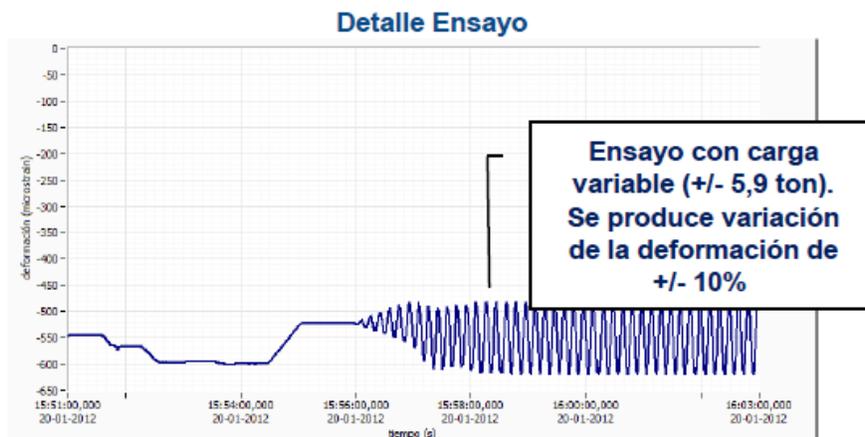
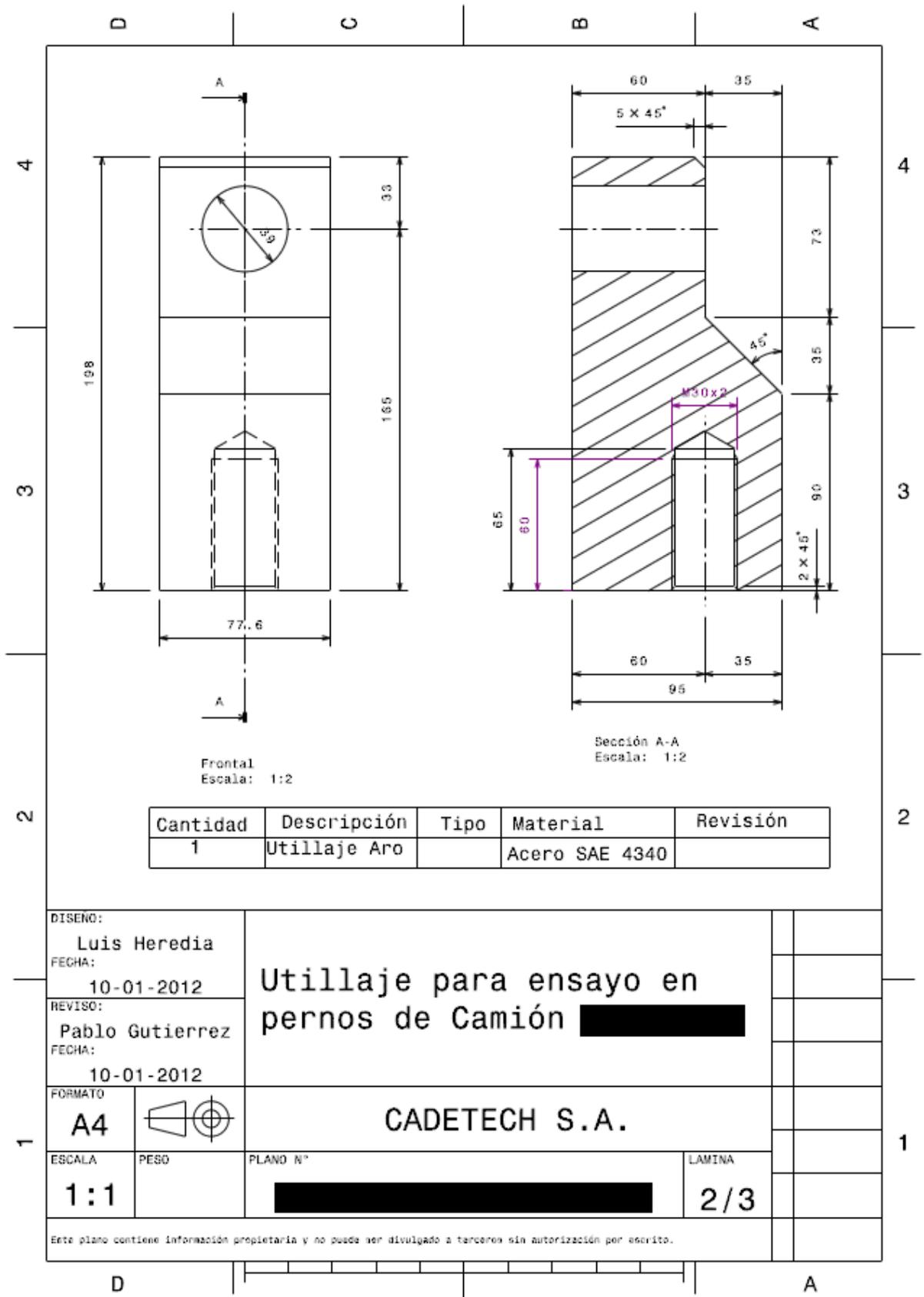
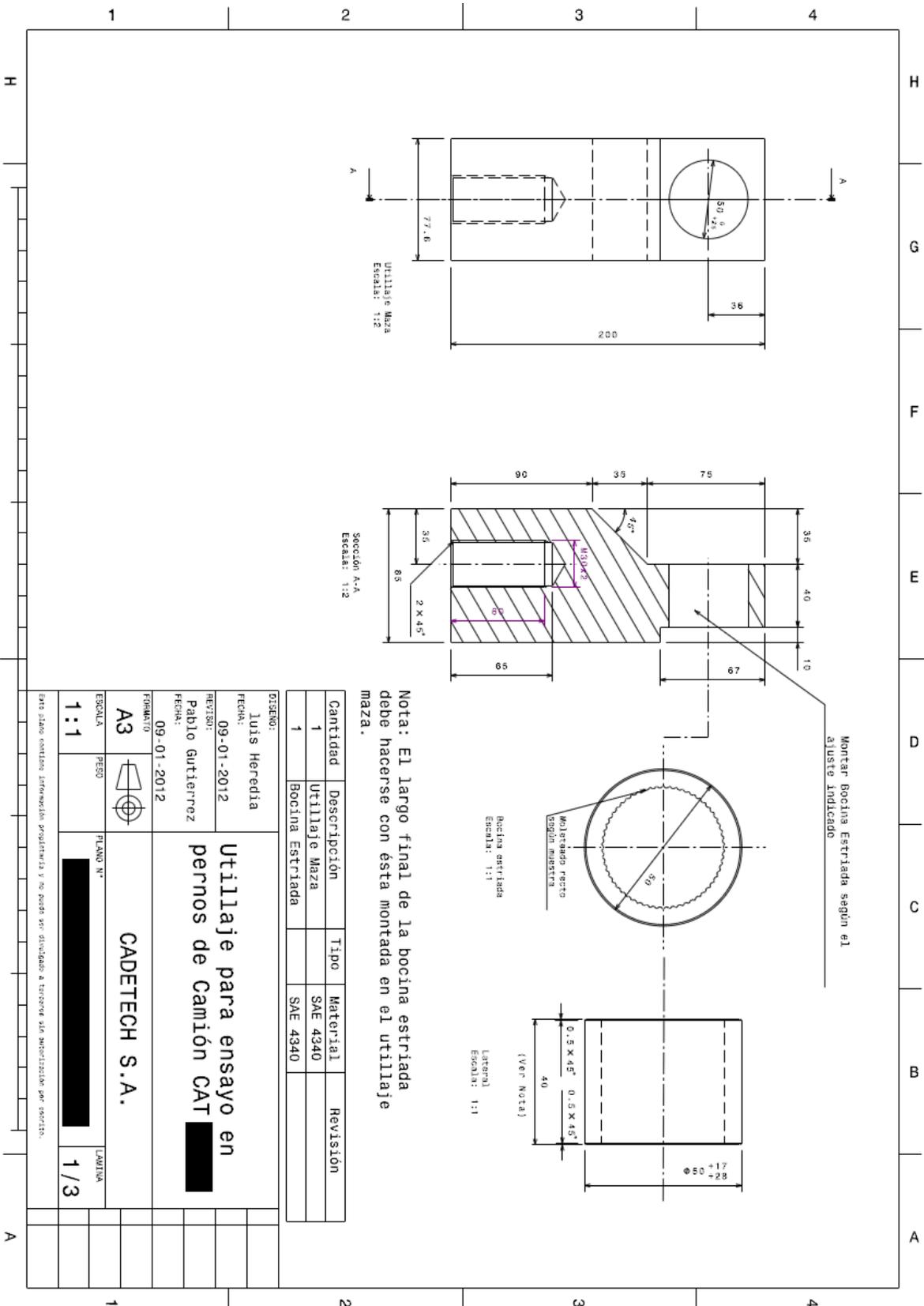


Fig.- 5.8 Comienzo de ciclo de ensayo

ANEXO C

Planos de fabricación.





Cantidad	Descripción	Tipo	Material	Revisión
1	Utilillaje Maza		SAE 4340	
1	Bocina Estriada		SAE 4340	

DISEÑO:		Luis Heredia	
FECHA:	09-01-2012	Utilillaje para ensayo en	
REVISOR:	Pablo Gutierrez	pernos de Camión CAT	
FECHA:	09-01-2012		
FORMATO:	A3	CADETECH S.A.	
ESCALA:	1:1	PLANO N°	
PESO:			
			LAMINA
			1/3

Este plano contiene referencias proyectivas y se debe ser diseñado a través de un especialista por escrito.