



industriales
etsii

**Escuela Técnica
Superior
de Ingeniería
Industrial**

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial

ESTUDIO DEL ESTADO TENSIONAL EN UNIONES ATORNILLADAS MEDIANTE SOLIDWORKS

TRABAJO FIN DE GRADO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Autor: **RAMSÉS SAMUEL DAMIÁN VALERIO**

Director: **JORGE RIPOLL CAMÚS**



**Universidad
Politécnica
de Cartagena**

Cartagena, marzo 2018

Agradecimientos.

Después de un intenso período, hoy es el día: escribo este apartado de agradecimientos para finalizar mi trabajo de fin de grado. Ha sido un período de aprendizaje intenso, no solo en el campo académico, sino también a nivel personal. Escribir este trabajo ha tenido un gran impacto en mí y es por eso que me gustaría agradecer a todas aquellas personas que me han ayudado y apoyado durante este proceso.

Primero que nada, darle las gracias a Dios por todo lo que he llegado a conseguir, por darme la perseverancia a lo largo de mi vida y carrera para poder vencer aquellas adversidades que se han cruzado en mi camino. A mis padres por sus sabios consejos y que siempre me han apoyado y estado a mi lado, aconsejándome en todo momento, guiándome por el buen camino. A mi tutor que me ha encaminado para poder finalizar este proyecto y a todos aquellos que me han ayudado a lo largo de mi carrera permitiéndome alcanzar mis metas.

ÍNDICE

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS.....	1
CAPÍTULO 2. UNIONES ATORNILLADAS.....	3
2.1 Descripción de la rosca.....	3
2.1.1 Tipos de rosca.....	4
2.1.2 Designación de los tornillos.....	7
2.1.3 Longitud del tornillo.....	7
2.1.4 Resistencia de los tornillos.....	7
CAPÍTULO 3. CÁLCULO DE UNIONES ATORNILLADAS.....	9
3.1 PRINCIPALES MODELOS DE CÁLCULOS EN LA UNIÓN.....	9
3.1.1 Carga de separación de la unión.....	9
3.1.2 Esfuerzo de torsión.....	9
3.1.3 Carga transversal cortante.....	10
3.1.4 Uniones con tornillos cargadas con flexión.....	11
3.2 MODELO DE SEPARACIÓN DE LA UNIÓN.....	12
3.2.1 Comportamiento elástico de la unión.....	12
3.2.2 Rigidez del tornillo.....	15
3.2.3 Rigidez del agarre.....	18
3.2.4 Cálculo a carga estática.....	21
3.3 CÁLCULO DE RIGIDECES Y TENSIONES.....	22
3.4 MODELO DE ELEMENTO FINITO PARA LA RIGIDEZ DE LOS ELEMENTOS.....	28
3.4.1 Cálculo de la rigidez del tornillo mediante los desplazamientos del MEF.....	30
3.4.2 Cálculo de la rigidez del casquillo mediante los desplazamientos del MEF.....	32
CAPÍTULO 4. UNIONES ATORNILLADAS EN SOLIDWORKS.....	34
4.1 INTRODUCCION A SOLIDWORKS.....	34
4.2 ANÁLISIS DE LA SECCIÓN DE TRACCIÓN.....	35
4.3 CONCENTRACIÓN DE ESFUERZO EN LA ROSCA.....	50
4.4 ANÁLISIS TENSIONAL. MODELO DE TORNILLO Y TUERCA.....	53

4.5 ESTUDIO DE CARGA SOBRE EL AGARRE.....	62
4.6 MODELO DE ELEMENTOS FINITOS PARA EL CÁLCULO DE TORNILLOS.....	68
4.7 ESTUDIO NO LINEAL EN TORNILLOS	73
4.7.1 Estudio de las cargas aplicadas en roscas.	73
4.7.2 Área de esfuerzo de tensión.....	76
CAPÍTULO 5. CONCLUSIONES	79
CAPÍTULO 6. BIBLIOGRAFÍA UTILIZADA.....	84
CAPÍTULO 7. ANEXOS.....	85
7.1 ANEXO 1. CONCENTRACIÓN DE ESFUERZO (TABLA9)	85
7.2 ANEXO 2. CONCENTRACIÓN DE ESFUERZO (TABLA 10)	96

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

En varios campos de la ingeniería, como son la ingeniería aeronáutica, espacial, naval, mecánica, se han utilizado durante años las uniones atornilladas, ya que estas presentan grandes ventajas, como la alta seguridad y comodidad del montaje, la amplia nomenclatura de elementos roscados adaptables para distintas condiciones de trabajo, el costo relativamente bajo condicionado por su estandarización y el empleo de procesos tecnológicos de alta producción, permite su vasta aplicación en la elaboración de elementos de maquinarias en las distintas ramas de la ingeniería. Para mantener la seguridad y costes siempre se mantiene una revisión de los nuevos diseños de tornillos y de los nuevos métodos de cálculo. Por ello se pretende con este proyecto utilizar una herramienta que permita obtener cálculos de uniones atornilladas y comprobar que mediante el uso de este programa de simulación se pueden obtener cálculos válidos que se asemejen a los obtenidos mediante los métodos tradicionales de uniones atornilladas, según proponen distintas fuentes bibliográficas.

Los objetivos principales de este proyecto son:

- Estudiar los distintos **modelos de cálculos del comportamiento elástico** de los elementos que conforman la unión atornillada, según distintas fuentes **bibliográficas y solidworks**. Comparar estos distintos métodos, con la finalidad de establecer las diferencias entre ellos a la hora de su utilización y cómo influyen en los cálculos.
- Estudiar el **área de esfuerzo de tensión** en los tornillos utilizando la herramienta de simulación solidworks, concretando si las áreas de esfuerzo utilizadas en las uniones atornilladas para el cálculo de tornillos establecidas por los diferentes autores son correctas.
- Establecer valores de **concentraciones de tensiones** en roscas de diferentes métricas, utilizando Solidworks como herramienta de cálculo. Las roscas se someten a distintos esfuerzos de tracción, obteniendo a través de los datos teóricos y los que proporciona solidworks, las concentraciones de tensiones.

Este proyecto se compone de siete capítulos. Los capítulos son: Introducción y objetivos, Uniones atornilladas, Cálculo de uniones atornilladas, Uniones atornilladas en Solidworks, Conclusiones, la bibliografía utilizada, y por último los anexos. En el capítulo que nos encontramos se encuentra tanto la introducción del proyecto como los objetivos.

El capítulo dos proporciona una descripción de las partes de la rosca, sus características principales y sus diferentes usos. En el capítulo tres se plantean diferentes modelos de cálculo según las cargas que puedan estar presentes en la unión. Luego se profundiza en los métodos de cálculo del "**comportamiento elástico de la unión**" para uniones atornilladas según diferentes fuentes bibliográficas y se comparan entre sí. También se emplea el cálculo de las rigideces de los diferentes elementos presentes en la unión atornillada utilizando el método de elementos finitos(MEF), comparando por tanto estos resultados con los teóricos.

En el capítulo cuatro se menciona el método de elementos finitos(MEF) y lo que es el mallado, el cual tiene gran importancia, ya que hay que saber cómo estudiar los resultados que nos da el programa. Continúa con los diferentes modelos de cálculo en Solidworks, para estudiar la sección efectiva; las concentraciones de tensiones en las roscas; las concentraciones de tensiones en un modelo simplificado, formado por un tornillo y una tuerca, verificando si estas concentraciones de tensiones son similares a las empleadas por diferentes fuentes bibliográficas; La formación de los troncos de conos para diferentes materiales; También se realiza el cálculo mediante el MEF de las cargas que soporta el tornillo, comparándolo también con uno de los problemas realizados con los métodos teóricos. Y por último se lleva a cabo un modelo no lineal de un tornillo de M10X1,5,

explicando las altas tensiones que se alcanzan en el modelo lineal empleado para los diferentes cálculos de concentración de tensiones y estudio del área de esfuerzo de tensión.

El capítulo cinco hace una recopilación de las conclusiones obtenidas en los diferentes capítulos del proyecto.

El capítulo seis, muestra las diferentes fuentes bibliográficas utilizadas para la elaboración de este proyecto.

Por último, el capítulo siete se encuentran dos anexos. El primero corresponde a la descripción, "utilizando imágenes de la simulación", del modelo de estudio utilizado para obtener las concentraciones de tensiones en la tabla 10. Mientras que el segundo anexo muestra los mismo que en el anexo 1, pero para obtener los resultados de la tabla 11.

CAPÍTULO 2. UNIONES ATORNILLADAS.

Este capítulo se centra en estudiar las características y los diferentes tipos de elementos que intervienen en una unión atornillada. Se verán las partes que definen las rosca, algunos tipos que se pueden encontrar y sus principales usos. También se especificará la forma de designar los tornillos y las resistencias que presentan los tornillos para realizar los cálculos en las uniones atornilladas.

2.1 Descripción de la rosca.

Se llama rosca al resultado de efectuar una ranura helicoidal sobre un cilindro. Al conjunto rosca-cilindro se le llama tornillo y al conjunto rosca-agujero se le denomina tuerca.

La terminología de las roscas de tornillo, que se ilustra en la Figura 2-1, se explica de la manera siguiente:

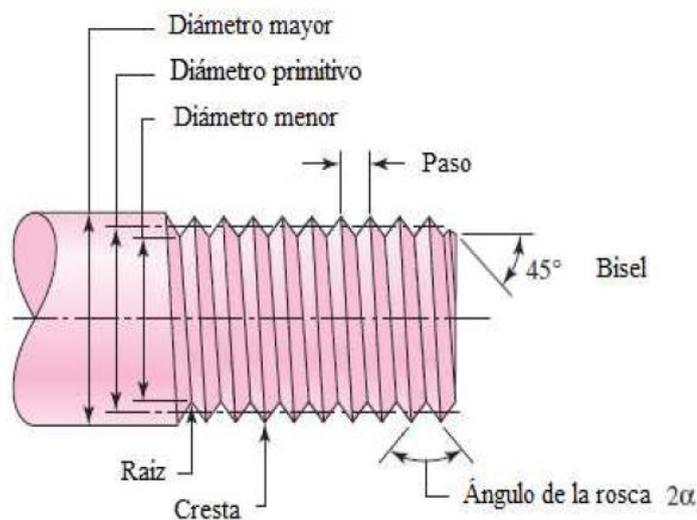


Figura 2-1. Terminología de roscas de tornillo.

El **paso** es la distancia entre dos cuerdas adyacentes, medida en forma paralela al eje de la rosca. El paso en unidades inglesas es el recíproco del número de cuerdas por pulgada N. Para un tipo de rosca determinado, a cada diámetro nominal le corresponde una serie de pasos normalizados, que pueden ser el normal o grueso (usado en tornillería corriente), un paso fino, este último se utiliza excepcionalmente (roscado sobre tubos de paredes delgadas, tuercas de poco grueso, tornillos para aparatos de precisión, etc.), o un paso grueso.

Normalmente cuanto más fino es un paso, más estrechas son las tolerancias y por lo tanto el coste de fabricación es mayor.

El **diámetro mayor d** es el diámetro más grande de una rosca de tornillo.

El **diámetro menor o raíz d_r** , es el diámetro más pequeño de una rosca de tornillo.

El **diámetro primitivo d_p** es un diámetro teórico entre los diámetros mayor menor (diámetro de paso en la Figura 2-1). Donde:

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

El **avance**, es la distancia que se desplaza una tuerca en forma paralela al eje del Tornillo cuando a ésta se le da una vuelta. En el caso de una rosca simple, como en la Figura 2-1 el avance es igual al paso.

Un elemento de unión con rosca múltiple es el que tiene dos o más roscas cortadas lado a lado. Un tornillo de rosca doble tiene un avance igual al doble del paso, el avance de un tornillo de rosca triple es igual a 3 veces el paso, y así sucesivamente. En la Figura 2-2 se puede ver la diferencia entre tornillos de rosca sencilla, doble y triple. Los productos estandarizados como tornillos y tuercas tienen roscas sencillas.

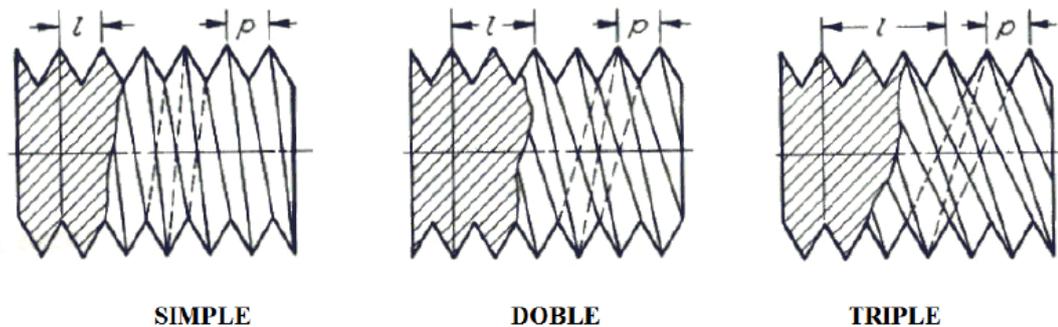


Figura 2-2. Rosca múltiple

El tamaño de la rosca se determina dando el paso "p" para tamaños métricos y el número "N" de roscas por pulgada para los tamaños unificados.

2.1.1 Tipos de rosca.

Los diferentes tipos de rosca que se usan en los tornillos son estandarizados, por ello es importante conocer los tipos disponibles y sus principales usos. Entre las diferentes roscas tenemos:

Rosca V. Uno de los tipos más antiguos de rosca de tornillo es la *rosca V*. Sin embargo, al ser la cresta tan aguda hace que el tornillo sea muy susceptible al deterioro, además la raíz aguda da como resultado grandes concentraciones de esfuerzo.

Rosca Sellers. La *rosca Sellers* alivió mucho el problema reemplazando las crestas y raíces agudas con superficies planas.

Rosca Whitworth. Otra solución fue la *rosca Whitworth*, en la cual la cresta y la raíz están redondeadas. Se usa frecuentemente en instalaciones hidráulicas, conducciones y fontanería.

Rosca trapezoidal. La rosca trapezoidal se emplea en roscas utilizadas como elementos transformadores de giro en desplazamiento o viceversa, como por ejemplo en husillos. Sus dimensiones aparecen en la norma DIN 103.

Rosca redonda. El perfil de rosca redondo reduce en gran medida la acumulación de tensiones mecánicas, es muy resistente a esfuerzos importantes y también a los golpes. Sin embargo, su utilización es escasa, ya que su fabricación es compleja.

Rosca en dientes de sierra. El perfil asimétrico o en "dientes de sierra" se utiliza cuando el componente radial del esfuerzo puede desprejarse y los esfuerzos axiales son relativamente importantes en el sentido del flanco más vertical. Se utilizan en pinzas de torno.

Rosca métrica ISO. Se usa fundamentalmente en tornillería y para aplicaciones en general de uso común. Las roscas métricas ISO de paso normal se designan anteponiendo la letra M al diámetro nominal en milímetros. Por ejemplo, M 30 x 3,5 corresponderá a una rosca de diámetro nominal 30 y un paso de 3,5 mm (que es el normalizado para la rosca métrica normal). Las roscas finas se

designan anteponiendo la letra M al diámetro nominal, al signo "x" y al paso en mm. Por ejemplo, M 30 x 1,5 corresponderá a una rosca de diámetro nominal 30 y un paso de 1,5 mm.

La Figura 2-3 presenta la forma de la rosca métrica ISO. Su forma detallada y dimensiones se especifican en la norma UNE 17-702, equivalente a la DIN 13 e ISO 261. Esta es la rosca que se ha escogido para los respectivos cálculos de uniones atornilladas y análisis de elementos finitos en los CAPITULO 3 y 3.4.

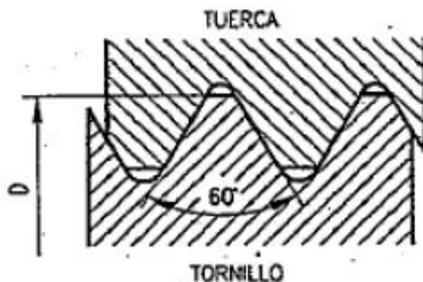


Figura 2-3. Rosca Métrica ISO.

La rosca métrica ISO se ejecuta, según Figura 2-3, con las siguientes tolerancias: **fina f**, para roscas de gran precisión en las que sea necesario un juego pequeño; **media m**, para aplicaciones generales; **basta g**, cuando no se dan exigencias especiales respecto a precisión. La clase de tolerancia **m**, es la predominante y no necesita especificarse en los pedidos.

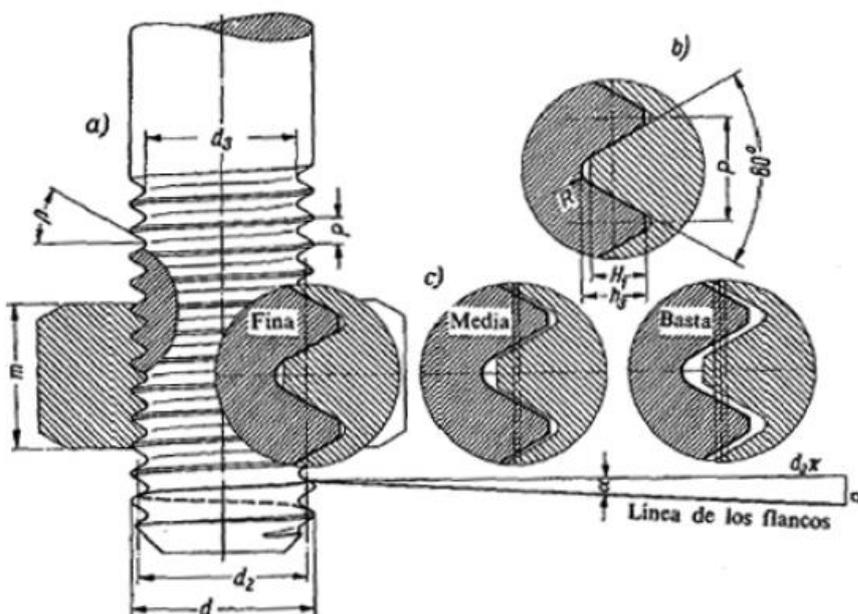


Figura 2-4. Tolerancias en la rosca métrica ISO.

En la Figura 2-4 d es el diámetro nominal, d_2 es el diámetro primitivo y d_3 el diámetro de fondo.

Un gran número de pruebas a la tensión de varillas roscadas demostró que una varilla sin rosca con diámetro igual a la media del diámetro de paso y al diámetro menor mostrará la misma resistencia a la tensión que la varilla roscada. El área de la varilla sin rosca se llama área de esfuerzo de tensión " A_t " de la varilla roscada; los valores de A_t se presentan en las Tabla 1 y Tabla 2. En el **Apartado 4.2** se estudiará más a fondo el área de esfuerzo de tensión mediante Solidworks, pues los diferentes autores no presentan diferencias significativas en obtener el área de esfuerzo de tensión. También se utilizarán los valores de la Tabla 1.

Diámetro mayor nominal d mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso p mm	Área de esfuerzo de tensión Área A_t mm ²	Área del diámetro menor Área A_r mm ²	Paso p mm	Área de esfuerzo de tensión Área A_t mm ²	Área del diámetro menor Área A_r mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1120	1050	2	1260	1230
48	5	1470	1380	2	1670	1630
56	5.5	2030	1910	2	2300	2250
64	6	2680	2520	2	3030	2980
72	6	3460	3280	2	3860	3800
80	6	4340	4140	1.5	4850	4800
90	6	5590	5360	2	6100	6020
100	6	6990	6740	2	7560	7470
110				2	9180	9080

Tabla 1. Diámetros y áreas de roscas métricas

Designación de tamaño	Diámetro mayor nominal pulg	Serie gruesa UNC			Serie fina UNF		
		Roscas por pulgada N	Área de esfuerzo de tensión Área A_t in ²	Área del diámetro menor Área A_r in ²	Roscas por pulgada N	Área de esfuerzo de tensión Área A_t in ²	Área del diámetro menor Área A_r in ²
0	0.0600				80	0.001 80	0.001 51
1	0.0730	64	0.002 63	0.002 18	72	0.002 78	0.002 37
2	0.0860	56	0.003 70	0.003 10	64	0.003 94	0.003 39
3	0.0990	48	0.004 87	0.004 06	56	0.005 23	0.004 51
4	0.1120	40	0.006 04	0.004 96	48	0.006 61	0.005 66
5	0.1250	40	0.007 96	0.006 72	44	0.008 80	0.007 16
6	0.1380	32	0.009 09	0.007 45	40	0.010 15	0.008 74
8	0.1640	32	0.014 0	0.011 96	36	0.014 74	0.012 85
10	0.1900	24	0.017 5	0.014 50	32	0.020 0	0.017 5
12	0.2160	24	0.024 2	0.020 6	28	0.025 8	0.022 6
$\frac{1}{4}$	0.2500	20	0.031 8	0.026 9	28	0.036 4	0.032 6
$\frac{5}{16}$	0.3125	18	0.052 4	0.045 4	24	0.058 0	0.052 4
$\frac{3}{8}$	0.3750	16	0.077 5	0.067 8	24	0.087 8	0.080 9
$\frac{7}{16}$	0.4375	14	0.106 3	0.093 3	20	0.118 7	0.109 0
$\frac{1}{2}$	0.5000	13	0.141 9	0.125 7	20	0.159 9	0.148 6
$\frac{9}{16}$	0.5625	12	0.182	0.162	18	0.203	0.189
$\frac{5}{8}$	0.6250	11	0.226	0.202	18	0.256	0.240
$\frac{3}{4}$	0.7500	10	0.334	0.302	16	0.373	0.351
$\frac{7}{8}$	0.8750	9	0.462	0.419	14	0.509	0.480
1	1.0000	8	0.606	0.551	12	0.663	0.625
$1\frac{1}{4}$	1.2500	7	0.969	0.890	12	1.073	1.024
$1\frac{1}{2}$	1.5000	6	1.405	1.294	12	1.581	1.521

Tabla 2 Diámetros y pasos de roscas unificadas

2.1.2 Designación de los tornillos.

Se tiene que un tornillo de cabeza cuadrada de cuello cilíndrico de 10 mm de diámetro de paso normal, perfil métrico ISO, longitud 50 y clase de calidad 5.6 se designaría: tornillo M10 x 50, clase 5.6 DIN 480.

Mientras que un tornillo de cabeza cilíndrica con hueco hexagonal de 30 mm de diámetro de paso 1,5 mm, perfil métrico ISO, longitud 70 y clase de calidad 5.6 se designaría: tornillo M30 x 1,5 x 70, clase 5.6 DIN 912.

En el caso de que sea necesario y para evitar posibles confusiones, se puede especificar también el tipo de cabeza y el tipo de extremo. Por ejemplo:

Un tornillo de cabeza cuadrada de cuello cilíndrico de 10 mm de diámetro de paso normal, perfil métrico ISO, longitud 50 y clase de calidad 5.6 se designaría: tornillo de cabeza cuadrada y extremo con espiga M10 x 50, clase 5.6.

2.1.3 Longitud del tornillo.

En Figura 2-5 se presenta un dibujo de un tornillo estándar de cabeza hexagonal. Se puede observar el filete debajo de la cabeza, el inicio de las roscas y el bisel en ambos extremos. La longitud de los tornillos siempre se mide desde la parte inferior de la rosca hasta la parte inferior de la cabeza.

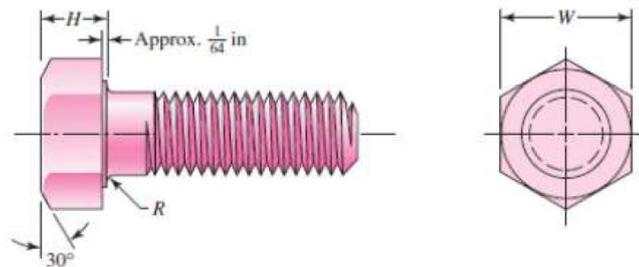


Figura 2-5. Tornillo estándar de cabeza hexagonal

El diámetro de la cara de apoyo es igual que el ancho entre las caras planas de la cabeza hexagonal.

La **longitud de la rosca** L_T de tornillos métricos, donde d es el diámetro nominal, se expresa mediante:

$$L_T \left\{ \begin{array}{ll} 2d + 6 & L \leq 125 \text{ d } \leq 48 \text{ mm} \\ 2d + 12 & 125 < L \leq 200 \text{ mm} \\ 2d + 25 & L > 200 \text{ mm} \end{array} \right\}$$

2.1.4 Resistencia de los tornillos.

En las normas para pernos, la resistencia se especifica mediante cantidades ASTM mínimas, la resistencia mínima de prueba o la carga mínima de prueba (S_p), la resistencia mínima de tensión (S_{ut}) y la resistencia a la fluencia (S_y).

La carga de prueba de un tornillo es la carga máxima que un tornillo puede soportar sin adquirir una deformación permanente. La resistencia de prueba es el valor límite del esfuerzo que se determina usando la carga de prueba y el área de esfuerzo de tensión. Aunque la resistencia de prueba y la resistencia a la fluencia tienen algo en común, usualmente la resistencia a la fluencia es más alta debido a que se basa en una deformación permanente de 0.2%.

La resistencia de prueba S_p , como se define por las especificaciones de la Society of Automotive Engineers (SAE), la American Society for Testing and Materials (ASTM) y la International Organization for Standardization (ISO), define los grados de tornillos o clases en la que se especifica el material, el tratamiento calorífico y la resistencia de prueba mínima para el tornillo. Los números de grado SAE varían de 1 al 8; y los números de grado métrico, de 4.6 a 12.9 (los números más altos indican una resistencia mayor).

Las resistencias para elementos de unión roscados métricos, es la que se utilizar en este proyecto, se presentan en la Tabla 4.

En la Tabla 3 se pueden ver las equivalencias aproximadas entre los grados SAE, ASTM y métricos, de aceros para tornillos. Esto puede ser útil al comparar diseños para los cuales las especificaciones incluyan combinaciones de grados SAE, ASTM y métricos, de aceros para tornillos. Para conocer datos específicos de resistencia, deben consultarse las normas individuales.

Grado SAE	Grado ASTM	Grado métrico
J429 Grado 1	A307 Grado A	Grado 4.6
J429 Grado 2	-	Grado 5.8
J429 Grado 5	A449	Grado 8.8
J429 Grado 8	A354 Grado BD	Grado 10.9

Tabla 3

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima, kpsi	Resistencia mínima a la tensión, kpsi	Resistencia mínima a la fluencia, kpsi	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1220	1100	Acero aleado, T y R	

Tabla 4

CAPÍTULO 3. CÁLCULO DE UNIONES ATORNILLADAS.

Este capítulo se centra en el modelo de cálculo del comportamiento elástico de los elementos que intervienen en la unión atornillada. Se comparan los modelos de cálculo establecidos por los diferentes autores para las rigideces del tornillo y de los elementos que conforman la unión. Estos autores son: Shigley[I], Hamrock[V], Dobrovolski[VI], Faires[VII] y Niemann[IX]. Por otro lado, también empleamos el uso de Solidworks para calcular las rigideces.

Para determinar cómo estos modelos influyen a la hora de los resultados, se ha llevado a cabo la resolución de problemas, en los que se ha utilizado cada modelo de cálculo. Con lo que se ha llegado a determinar las diferencias que presentan los diferentes modelos de cálculo.

3.1 PRINCIPALES MODELOS DE CÁLCULOS EN LA UNIÓN.

Aunque no estudiamos en profundidad algunos de los modelos de cálculo en uniones atornilladas, se pueden presentar diferentes cargas a tener en cuenta para su cálculo.

3.1.1 Carga de separación de la unión

Se trata de una unión atornillada en la que la carga exterior que actúa sobre la unión tiende a separarla. De esta forma el tornillo que tras el apriete está traccionado se verá aumentada la carga de tracción, mientras que los elementos sujetos (agarre) que tras el apriete están comprimidos, disminuirá su carga de compresión. El caso donde la carga exterior comprima la unión no es importante de estudio, ya que el tornillo disminuye su carga de tracción. Este tipo de carga, que tiene lugar en el apriete se verá con más detalle en el apartado 3.2. También es el modelo de carga empleado en el capítulo 5.

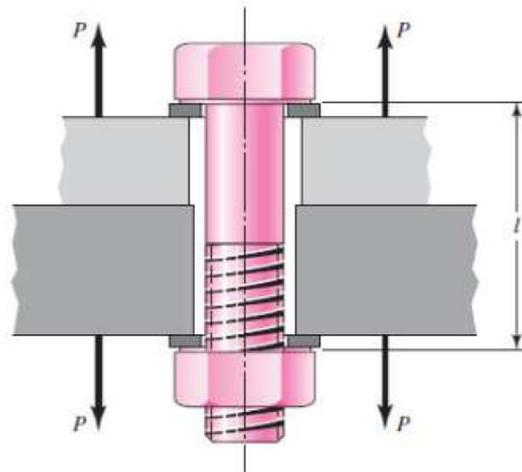


Figura 3-1. Carga de tensión aplicada a una unión atornillada.

3.1.2 Esfuerzo de torsión

Los elementos de unión roscados durante el apriete están sujetos a esfuerzos torsionales que pueden calcularse con la ecuación 1.

Al aplicar un par de apriete T , el esfuerzo cortante mayor se producirá en la sección menor del tornillo, que generalmente es la parte roscada. Pudiera ser que el tornillo tuviera un diámetro inferior a d_r , por lo que éste sería el de cálculo. Shigley[I] proporciona una ecuación para el par de torsión en el tornillo relacionada con la tensión del perno.

$$T = K F_t d$$

Ecuación 1

Donde:

- **d** es el diámetro nominal del tornillo.
- **F_i** es la tensión inicial o precarga aplicada al tornillo. Que será explicado en el apartado 3.2
- **K** es el coeficiente del par de torsión, que depende de la uniformidad de la superficie, de la precisión y del grado de lubricación.

Bowman Distribution, un gran fabricante de sujetadores, recomienda los valores que se presentan en la Tabla 5. Shigley[1] establece que se debe usar $K = 0.2$ cuando no se indique la condición del perno.

Condición del perno	K
Sin recubrimiento, acabado negro	0.30
Galvanizado	0.20
Lubricado	0.18
Con recubrimiento de cadmio	0.16
Con Anti-Seize Bowman	0.12
Con tuercas Bowman-Grip	0.09

Tabla 5

3.1.3 Carga transversal cortante.

En la Figura 3-2 podemos ver esfuerzos cortantes sobre una unión con remaches (las uniones con tornillos y remaches sujetos a carga cortante se consideran exactamente igual en el diseño y el análisis).

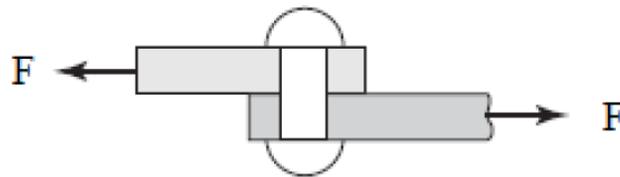


Figura 3-2. Unión sujeta a carga cortante

El esfuerzo cortante en el tornillo se calcula con la siguiente ecuación (ecuación 2).

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

Donde **A** es el área de la sección transversal del tornillo y **F** la fuerza cortante a la que está sometida la unión.

Tal y como se ve en la Figura 3-3, el tornillo está sujeto a una acción de tensión externa **P** y a una carga que tiende a apretar la unión, **F_i** (véase apartado 3.2). Esta fuerza que tiende a comprimir la unión produce compresión entre las partes creando suficiente fricción entre las mismas para resistir el esfuerzo cortante **F_s**, según la Figura 3-3. Obviamente, sin esta resistencia el tornillo estaría sujeto a cortante y a cargas de aplastamiento además de las cargas de tensión.

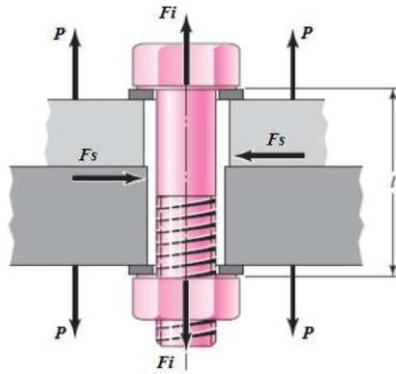


Figura 3-3 Cargas en la unión atornillada sometidas a cortante

3.1.4 Uniones con tornillos cargadas con flexión.

En la Figura 3-4 se ilustra una falla por flexión de los elementos atornillados, mientras que en la Figura 3-5 se puede ver la flexión tanto en el tornillo como en los elementos unidos.

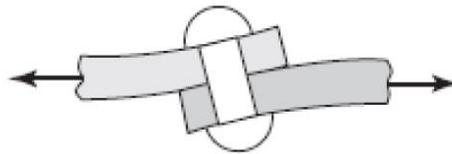


Figura 3-4 Fallo por flexión de los elementos unidos.

El momento flexionante es aproximadamente $M = F t / 2$, donde F es la fuerza cortante y t el espesor total de las partes conectadas, o como se verá en el apartado 3.2, el agarre. El esfuerzo flexionante en los elementos es el siguiente:

$$\sigma = \frac{32 M}{\pi d^3} \quad \text{Ecuación 2}$$

Esta manera de calcular el esfuerzo flexionante es una suposición, porque no se sabe con exactitud cómo se distribuye la carga en el tornillo o las deformaciones relativas de éste y los elementos. El esfuerzo de flexión es muy desfavorable y peligroso en una unión atornillada.

El tornillo nunca debe trabajar a flexión. Aunque la Ecuación 2 puede usarse para determinar el esfuerzo flexionante, en raras ocasiones se emplea en el diseño; en vez de eso su efecto se compensa mediante un incremento del factor de seguridad.

La carga de flexión puede influir bastante en el fenómeno de separación de los elementos atornillados. La Figura 3-5 muestra como es la separación de junta con esfuerzo de flexión.



Figura 3-5. Separación de la junta y flexión en el tornillo

3.2 MODELO DE SEPARACIÓN DE LA UNIÓN.

3.2.1 Comportamiento elástico de la unión.

Para estudiar el comportamiento elástico de la unión, los diferentes autores se basan en el modelo de carga de separación del agarre. Se considera a la unión como un conjunto de dos resortes en serie como podemos ver en la Figura 3-6.

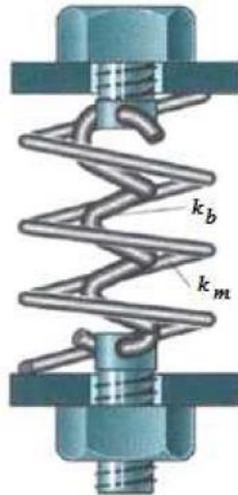


Figura 3-6 Elementos unidos y tornillo como resortes en serie

El tornillo y la tuerca que se presentan en Figura 3-6 es una analogía del comportamiento elástico del tornillo y del agarre. El tornillo se considera como un resorte en tensión con una rigidez k_b . El agarre, que tiene varios miembros, se considera como un resorte en compresión con una rigidez k_m y es igual al espesor de las piezas unidas.

En la Figura 3-7 se puede ver el comportamiento elástico del tornillo y del agarre de forma aislada. Cuando se aprieta la tuerca, la carga en el tornillo aumenta y por tanto su alargamiento también. Dentro del intervalo elástico se aplica la ley de Hooke y la curva fuerza-deformación ($F-\delta$) para el tornillo es una recta, representada por O_bA . Los elementos unidos se deforman (en compresión, por eso la pendiente es negativa) y su curva fuerza de formación es recta y está representada por O_mB . Cuanto más rígido es un elemento, mayor es la pendiente de su curva $F-\delta$, debido a que es necesaria mayor fuerza para producir una deformación particular. Generalmente los elementos unidos son más rígidos que el tornillo, como en la Figura 3-7 con $\alpha > \theta$.

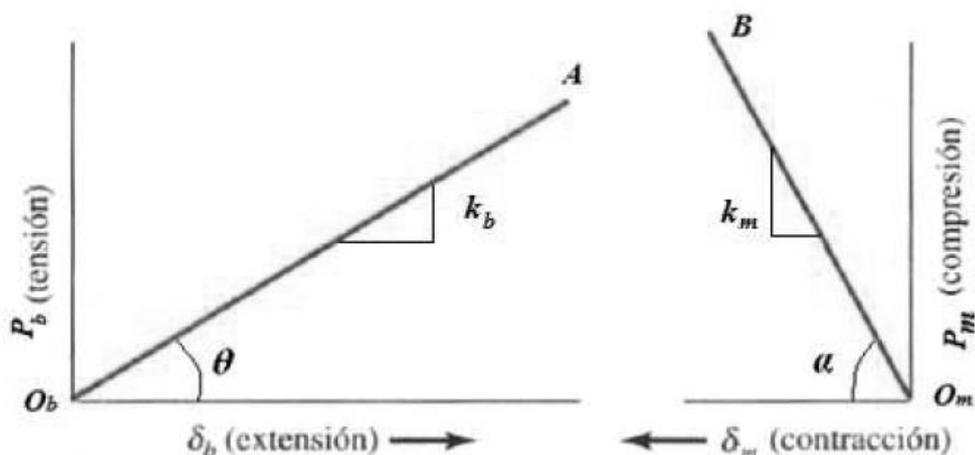


Figura 3-7 Comportamiento elástico del tornillo y los elementos unidos

En la Figura 3-8 se puede ver el conjunto unido del tornillo y los elementos unidos tras el apriete (**fuerza F_i**). La línea carga-deflexión del tornillo y el agarre se intersectan en un punto de apriete F_i , debido a que cuando se aplica la fuerza de apriete tanto el tornillo como los elementos unidos o agarre estarán sometidos a esta misma fuerza F_i . Las pendientes de las líneas de carga-deflexión son las mismas que en la Figura 3-7, pero las pendientes para el tornillo y los elementos unidos no sólo son opuestas en signo, sino que también tienen valores diferentes

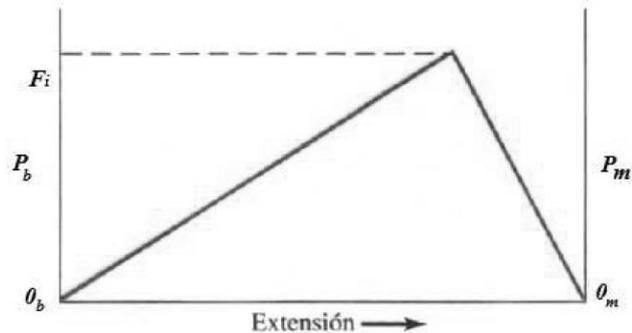


Figura 3-8 Fuerza contra deflexión de tornillo y miembro

Las figuras vistas hasta ahora son bastante interesantes, pero la Figura 3-9 está más completa y en ella se aporta una mejor idea de la separación del agarre.

Una vez realizado el apriete en el punto A. La carga sobre el tornillo y sobre la pieza unida es F_i , que es la carga inicial de apriete. El alargamiento inicial del tornillo es δ_i , y la deformación correspondiente de compresión de las partes unidas es δ_m .

Para hallar la carga externa F_0 que puede llegar a separar las piezas unidas, se supone que los tornillos no se doblan, refiriéndose a que solo se estiran en dirección axial, siendo P la carga externa aplicada.

El tornillo se alarga $\Delta\delta$ hasta B y la deformación de las piezas unidas disminuye la misma magnitud $\Delta\delta$. La carga sobre el tornillo aumenta en la cantidad P_b ; la carga sobre las piezas unidas disminuye una cantidad mayor P_m si son más rígidas.

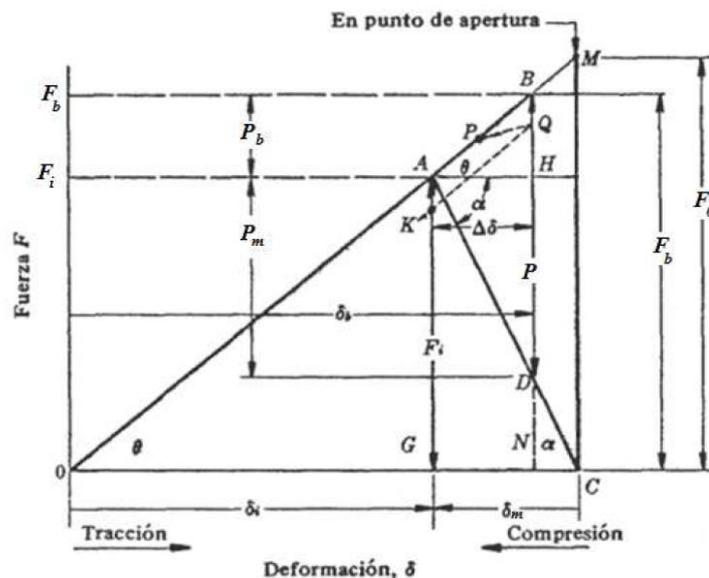


Figura 3-9 Fuerzas en la unión atornillada

Para deformaciones elásticas, el alargamiento del tornillo continúa a lo largo de la línea OM, y la deformación por compresión disminuye a lo largo de AC. El agarre estará a punto de abrirse cuando la deformación de las piezas unidas llegue a anularse, en C, a causa de que, si se estira

ulteriormente el tornillo, las partes o piezas unidas ya no pueden expandirse más para que las superficies se mantengan en contacto. En el instante indicado por C, el alargamiento total del tornillo está representado por la distancia OC y la carga total en él es $CM = F_0$ que es la carga límite para lograr la apertura del agarre, y que es igual también a la carga externa en esta condición límite.

La carga P es de tensión y causa que la conexión se alargue, o estire, a través de una distancia. Dicha elongación puede relacionarse con la rigidez k, recordando que k es la fuerza dividida entre la deflexión. Así

$$\Delta\delta = \frac{P_b}{K_b} \quad Y \quad \Delta\delta = \frac{P_m}{K_m}$$

O bien

$$P_m = P_b \frac{K_b}{K_m}$$

Como $P = P_b + P_m$, se tiene

$$P_b = \frac{K_b P}{K_b + K_m} = C P$$

Quedando:

$$P_m = P - P_b = (1 - C) P$$

Donde

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m}$$

Se llama constante de elástica de la unión a **C**. Podemos definir entonces C como la fracción de la carga externa P soportada por el tornillo y (1 - C) a la fracción de la carga externa P que soporta el agarre.

La carga resultante en el tornillo es

$$F_b = P_b + F_i = C P + F_i \quad F_b > 0 \quad \text{Ecuación 3}$$

Y la carga resultante en el agarre es

$$F_m = P_m - F_i = (1 - C) P - F_i \quad F_m < 0 \quad \text{Ecuación 4}$$

Los resultados obtenidos sólo son válidos si permanece alguna carga de sujeción en los elementos que conforman el agarre, ya que de no ser así la carga la soportaría solo el tornillo.

Una solución positiva de la Ecuación 4 indica ausencia de fuerza sobre las piezas unidas y la carga de tracción que soporta el tornillo pasa a ser **P**. Si se tiene que la rigidez del tornillo k_b es muy grande comparada con k_m , la carga sobre el tornillo F_b es $F_i + P$ aproximadamente, debido a que $C \approx 1$ (ver Figura 3-10b). Si k_b es muy pequeña comparada con k_m , la constante **C** toma un valor pequeño y la carga F_b se aproxima a F_i (ver Figura 3-10a). Pasando entonces, la carga sobre el tornillo a estar comprendida siempre entre la tracción inicial y la suma de la tracción inicial más una parte de la carga externa (siempre que la unión no se separe).

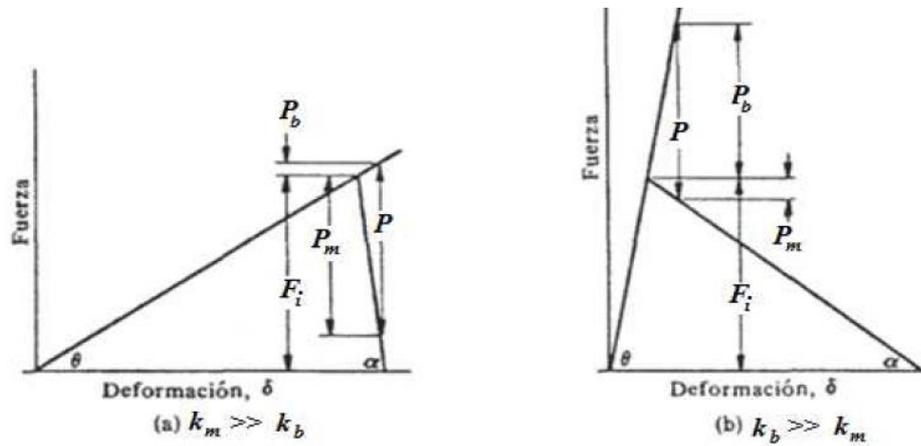


Figura 3-10 Importancia del valor C

3.2.2 Rigidez del tornillo

En la Figura 3-11 se tienen tres de elementos de unión roscados: el de tornillo y tuerca, el tornillo roscado y el esparrago. La mayoría de los elementos de unión roscados consisten en un tornillo que pasa por un agujero de los miembros que se van a unir apretado con una tuerca, como se muestra en Figura 3-11a. En ocasiones, el tornillo se rosca directamente en un taladro roscado o atornillado como se observa en la Figura 3-11b. Un espárrago, Figura 3-11c tiene rosca en ambos extremos y se atornilla, más o menos permanentemente, en el agujero roscado de uno de los miembros que se van a unir y en el otro extremo una tuerca ejerce el apriete.

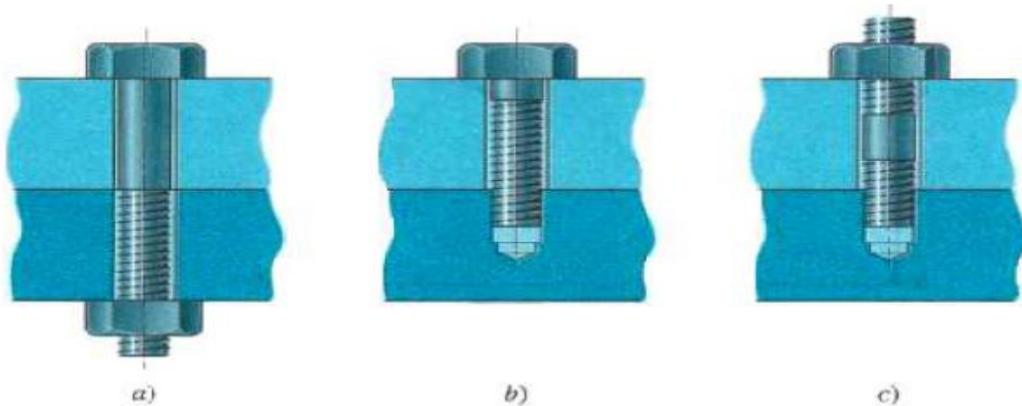


Figura 3-11 Tres tipos de elementos de unión roscados

La rigidez de la parte de un tornillo dentro de la zona de sujeción, en general se basa en dos partes, la de la parte del cuerpo sin rosca y la de la parte rosca, que tienen rigideces diferentes.

Teniendo que la constante de rigidez del tornillo equivale a la rigidez de dos resortes en serie.

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} \quad \text{o} \quad k = \frac{K_1 k_2}{K_1 + K_2}$$

Siendo la relación del resorte para la parte rosca y sin roscar:

$$k_t = \frac{A_t E}{l_t} \quad k_d = \frac{A_d E}{l_d}$$

Donde

- A_t Es el área de esfuerzo sometida a tensión.
- l_t : Longitud de la parte roscada dentro del agarre.
- A_d : Área del diámetro mayor del tornillo
- l_d : Longitud de la parte sin rosca del tornillo. l_d siempre está completo dentro del agarre

Si sustituimos las rigideces se obtiene la siguiente fórmula:

$$K_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d} \quad \text{Ecuación 5}$$

Se acaba de ver un caso simple en el que el tornillo tiene solamente dos partes: la parte roscada y la parte sin rosca. Entonces, ¿Qué pasaría si nuestro tornillo tiene secciones diferentes? se tendría que la constante del tornillo sigue siendo igual a la rigidez de "i" resortes en serie.

$$\frac{1}{k_b} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \frac{1}{k_4} \dots + \frac{1}{k_i}$$

Donde k_b es la constante de rigidez del tornillo, y k_i la constante de rigidez de cada una de las partes que contiene el tornillo.

Existen diferencias en el cálculo de la rigidez del tornillo según los autores que se han consultado.

En **Elementos de máquinas" de Dobrovolski[VI]** encontramos una pequeña modificación a la hora de calcular la rigidez del tornillo.

Para determinar C_{torn} (ésta es la denominación para la constante de rigidez k_b del tornillo en este libro) es necesario tomar en consideración las deformaciones de la rosca dentro de la tuerca y de la cabeza del tornillo.

- Para un tornillo de sección permanente.

$$C_{\text{torn}} = \frac{E_{\text{torn}} F_{\text{torn}}}{l}$$

- Para un tornillo con diferentes secciones C_{torn} , se determina partiendo de que

$$\frac{1}{C_{\text{torn}}} = \frac{1}{E_{\text{torn}}} \left(\frac{l_1}{F_{\text{torn1}}} + \frac{l_1}{F_{\text{torn2}}} + \frac{l_1}{F_{\text{torn3}}} + \dots + \frac{l_n}{F_{\text{torn}_n}} \right)$$

En estas fórmulas E_{torn} es el módulo de elasticidad del material del tornillo; F_{torn} , son las áreas de los diferentes sectores del tornillo. l_1, l_2, \dots, l_n son las longitudes respectivas de diferentes secciones del tornillo; en este caso, en la longitud calculada de los sectores extremos integran la mitad de la altura de la cabeza del tornillo y la mitad de la altura de la tuerca. Lo que quiere decir que al igual que ocurre en Hamrock como se verá a continuación, que añade 0.4, este autor añade 0.5. Desarrollando la fórmula de las áreas se llega a la siguiente expresión

$$\frac{1}{C_{\text{torn}}} = \frac{4}{\pi E_{\text{torn}}} \left[\frac{L_1 + 0.5 d_1}{d_1^2} + \dots + \frac{L_n + 0.5 d_n}{d_n^2} \right]$$

Siendo:

- d_1 = Diámetro mayor del tornillo o nominal,
- d_n = Diámetro menor del tornillo o raíz
- L_1 = Longitud sin rosca.
- L_n = Longitud con rosca dentro del agarre.

En "**Diseño de elementos de máquinas**" de Hamrock[V] encontramos otra pequeña modificación a la hora de calcular la rigidez del tornillo.

El diámetro de la raíz se usa para la sección roscada del tornillo, y el diámetro mayor se utiliza para la sección sin rosca. En Shigley se utiliza el área de esfuerzo a tracción A_t para la parte roscada, mientras que en Hamrock se utiliza la obtenida con el diámetro de la raíz. El tornillo se trata como un resorte en serie cuando se consideran el cuerpo y la sección roscada al igual que en Shigley.

En la Figura 3-12a se muestra un conjunto de ensamble de un tornillo y una tuerca, y en la Figura 3-12b la representación del eje escalonado del cuerpo y la sección roscada. Asimismo, en la Figura 3-12b la longitud efectiva del eje y la sección roscada incluyen longitudes adicionales que se extienden en la cabeza del tornillo y la tuerca. La constante de rigidez del tornillo se calcula como

$$\frac{1}{k_b} = \frac{4}{\pi E} \left[\frac{L_s + 0.4 d_c}{d_c^2} + \frac{L_t + 0.4 d_r}{d_r^2} \right] \quad \text{Ecuación 6}$$

Donde

- d_c = Diámetro mayor.
- d_r = Diámetro de la raíz o diámetro de menor.
- L_s = Longitud sin rosca.
- L_t = Longitud roscada dentro del agarre.

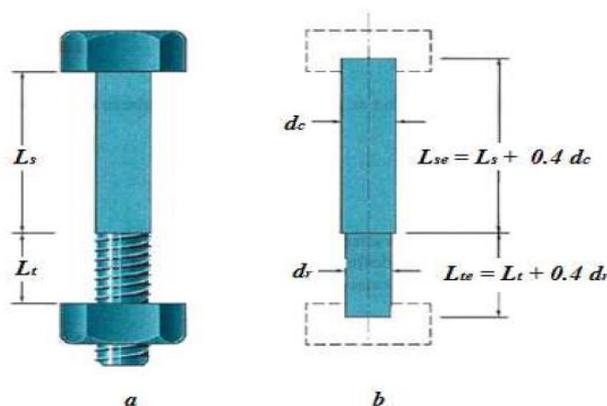


Figura 3-12 Tornillo Y Tuerca

Cuando hay varias secciones diferentes hay que notar que $0.4d$ se suma a la longitud más cercana a los extremos. Las otras longitudes en el cuerpo deberán ser las longitudes reales.

En "**Diseño de elementos**" de Faires[VII], se nos presenta un método para calcular la rigidez del tornillo que es idéntico al expuesto en **Shigley**.

Por otro lado, en "**Elementos de máquinas**" de Niemann[IX], tenemos que la rigidez del tornillo se calcula con una fórmula distinta a las anteriores.

La rigidez de un tornillo resulta (Figura 3-13)

$$\frac{1}{C_s} = \frac{1}{E_s} \left[\frac{l_a}{A_a} + \frac{l_b}{A_b} + \frac{l_{sch}}{A_{sch}} + d^{-1} \right] \quad \text{Ecuación 7}$$

Donde:

- l_a = longitud sin rosca dentro del agarre
- l_b = longitud con rosca dentro del agarre
- A_a = Área de la parte sin rosca del tornillo
- A_b = Área de la parte roscada del tornillo

d^{-1} en la ecuación (10) tiene en cuenta, de manera aproximada, la elasticidad de la cabeza del tornillo y de la parte de rosca introducida en la tuerca. Esta d que aparece es el diámetro exterior o nominal.

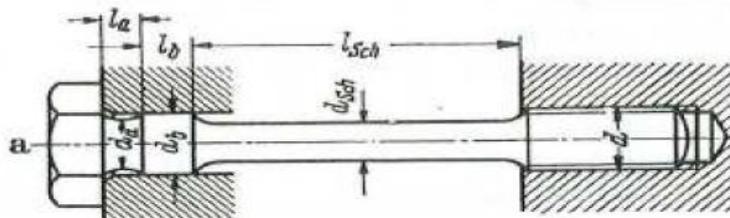


Figura 3-13 Tornillo extensible de caña rebajada

Como se puede observar no hay nada nuevo en la ecuación expuesta excepto el término que aparece como d^{-1} . Este término influye en los resultados que se pueden obtener, lo que se contemplará más adelante.

3.2.3 Rigidez del agarre

El agarre, es la unión de las diferentes partes que se encuentran sujetas por el tornillo, por tanto, puede haber más de dos elementos incluidos en el agarre. En conjunto actúan como resortes de compresión en serie y de aquí que la relación del resorte total de los elementos sea

$$\frac{1}{k_b} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \frac{1}{k_4} \dots + \frac{1}{k_i} \quad \text{Ecuación 8}$$

Como se ha explicado anteriormente, al apretar una unión, el tornillo se estira, mientras que las piezas unidas sufren una compresión. La Figura 3-14 representa la forma aproximada que toma el flujo de fuerza en el caso de una unión con tornillo y arandela y de otra unión con espárrago roscado. De acuerdo con el sentido establecido, las flechas dibujadas hacia arriba representan las fuerzas de tracción dentro de las cuales se encuentran las líneas de fuerza. En las piezas atornilladas, las tensiones de compresión no se limitan a la zona situada inmediatamente debajo de la cabeza del tornillo, sino que se ensanchan en forma de cono, con un ángulo de 30° hacia la superficie de las piezas. Se verá más adelante que las piezas unidas pueden formar conos de diferentes ángulos según establecen algunos de los autores consultados.

Los troncos de conos son la representación de las tensiones en los elementos que conforman el agarre. Basándose en un modelo elástico, donde el agarre al verse sometido a estos esfuerzos se

deforma de manera que las tensiones se van alejando hacia el exterior de la pieza sin sufrir deformaciones permanentes.

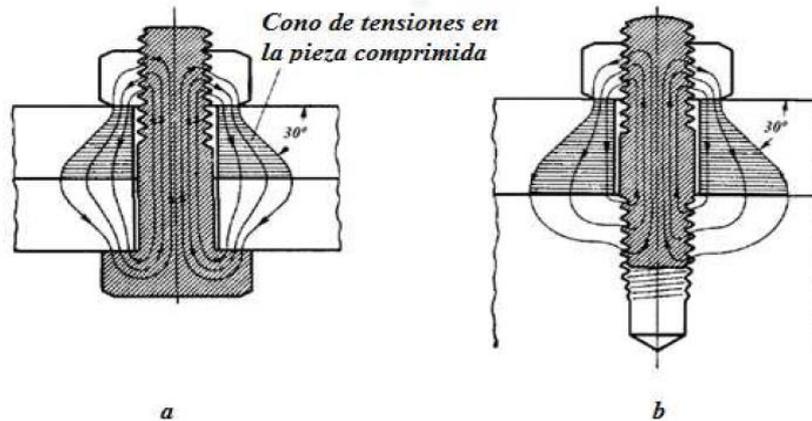


Figura 3-14 Flujo de fuerzas en la unión

En la Figura 3-15 se ilustra la geometría general de un tronco de cono con un ángulo de 2α . Según Shigley[I] para el cálculo de la rigidez de un tronco de cono, se utiliza la Ecuación 12.

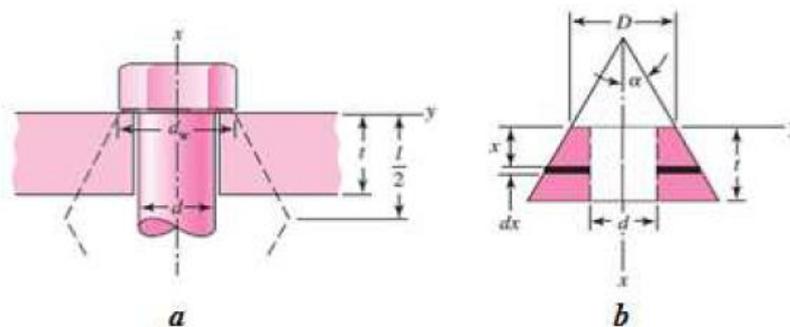


Figura 3-15 Tronco de cono

$$k = \frac{P}{\delta} = \frac{\pi E d \tan \alpha}{l_n \frac{(2t \tan \alpha + D - d)(D + d)}{(2t \tan \alpha + D + d)(D - d)}} \quad \text{Ecuación 9}$$

Otros autores aportan un modo de cálculo diferente al visto en **Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley**.

En "**Elementos de Máquinas**" de Dobrovolski[VI] el cálculo de la rigidez del agarre no es como en Shigley.

Para calcular C_{piez} (constante de rigidez k_m del agarre en esta fuente bibliográfica) se suele hacer según el esquema propuesto por el autor I. Bobarikov en el año 1911. De acuerdo con este esquema se presupone que los esfuerzos se transmiten desde la cabeza del tornillo y de la tuerca a los elementos unidos por los "conos de influencia" (Figura 3-16b), cuyas generatrices están inclinadas hacia el plano de la junta a un ángulo de $\alpha = 45^\circ$ y los diámetros de sus bases menores son iguales a la dimensión S, apoyo de la cabeza del tornillo o de la tuerca. Para simplificar los cálculos, estos conos deformables **se cambian por cilindros**, cuyas áreas en las secciones axiales son iguales a las áreas de los conos de las mismas secciones.

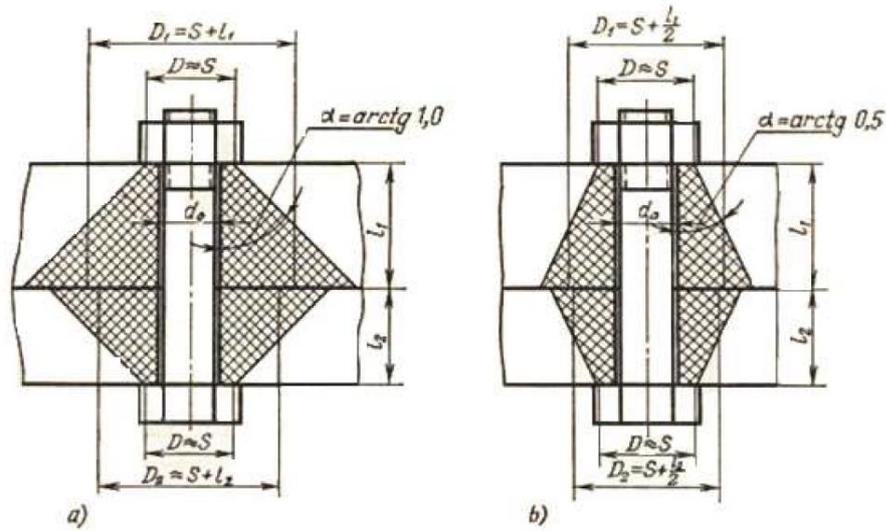


Figura 3-16 Conos de influencia

Una comprobación experimental de este método mostró buenos resultados de este cálculo para pequeños espesores de los elementos a montar. La constante C_{piez} se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{C_{piez}} = \left(\frac{l_1}{F_{piez1} E_{piez1}} + \frac{l_1}{F_{piez1} E_{piez1}} + \dots + \frac{l_n}{F_{piezn} E_{piezn}} \right)$$

- Siendo l_1, l_2, \dots, l_n los espesores de las piezas unidas
- $F_{piez1}, F_{piez2}, \dots, F_{piezn}$ las áreas de las secciones de los respectivos cilindros, que caracterizan el agarre.
- $E_{piez1}, E_{piez2}, \dots, E_{piezn}$ los módulos de elasticidad longitudinal de los materiales de los elementos a unir.

Las áreas F_{piezi} se calculan del siguiente modo.

$$F_{piez1} = \frac{\pi}{4} \left[\left(S_1 + \frac{1}{2} l_1 \right)^2 - d_c^2 \right]$$

$$F_{piez2} = \frac{\pi}{4} \left[\left(S_2 + \frac{1}{2} l_2 \right)^2 - d_c^2 \right]$$

$$F_{piezn} = \frac{\pi}{4} \left[\left(S_n + \frac{1}{2} l_n \right)^2 - d_c^2 \right]$$

Donde:

- S = Diámetro del tronco de cono.
- d_c = Diámetro mayor
- l = Espesor de la pieza unida.

Por otro lado, en "**Diseño de elementos de máquinas**" de Faires[VII], Para la rigidez del agarre se supone un área equivalente de las piezas unidas A_c , y utilizar $K_C = \frac{E_C \cdot A_c}{L_c}$.

A_c se estima:

$$A_c = \frac{\pi D_e^2}{4} - \frac{\pi D^2}{4}$$

Donde D es el diámetro nominal del agujero del tornillo, D_e es un diámetro equivalente del área del elemento considerado; se toma

$$D_e = (\text{Diámetro de los troncos}) + h/2$$

h = Agarre del tornillo, o sea el espesor total de los elementos que han de ser unidos.

Si se desarrollan las ecuaciones anteriores se puede apreciar que el método utilizado tanto en Dobrovolski como en Faies es el mismo.

$$A_c = \frac{\pi D_e^2}{4} - \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D^2) = \frac{\pi}{4} \left[\left(S + \frac{1}{2}l \right)^2 - D^2 \right]$$

3.2.4 Cálculo a carga estática.

Unas de las partes que se ven reflejadas en este proyecto es el cálculo a carga estática, por ello se definen las partes que consolidan este tipo de cálculo. El esfuerzo de tensión en el tornillo según **shigley**[1] puede encontrarse a partir de

$$\sigma_b = \frac{CP}{A_t} + \frac{F_i}{A_t}$$

El valor límite de σ_b es la resistencia de prueba S_p . Debido a ello, con la introducción de un factor de seguridad n , la ecuación anterior se convierte en

$$S_p = \frac{C n p}{A_t} + \frac{F_i}{A_t}$$

O

$$n = \frac{S_t A_t - F_i}{C P} \quad \text{Ecuación 10}$$

Cualquier valor de $n > 1$ en la ecuación 4 asegura que el esfuerzo en el tornillo es menor que la resistencia de prueba

La ecuación 4 sugiere que el factor de seguridad aumenta si se tiene un apriete cero sobre el tornillo. Para tornillos estáticamente cargados, donde la separación no es relevante, esto es ciertamente válido. Sin embargo, con frecuencia se aplica el apriete a las conexiones con tornillos para tener la seguridad de que los miembros estén unidos fuertemente con el objetivo de minimizar las tolerancias y proporcionar ajustes firmes.

Otro medio para asegurar una unión segura es exigir que la carga externa sea más pequeña que la necesaria para que la unión se separe. Si ocurre la separación, entonces se impondrá toda la carga externa sobre el tornillo.

Sea P_0 el valor de la carga externa que causaría la separación de la unión. En la separación del agarre se tendrá $F_m = 0$

$$(1 - C)P_0 - F_i = 0$$

Se considera el factor de seguridad contra la separación de la unión como el cociente entre la carga externa que causaría la separación de la unión y la carga externa P .

$$n_0 = \frac{P_0}{P}$$

Sustituyendo $P_0 = n_0 P$ en la ecuación anterior, se encuentra que

$$n_0 = \frac{F_i}{(1 - c)P} \quad \text{Ecuación 11}$$

Factor de seguridad que protege contra la separación de la unión.

3.3 CÁLCULO DE RIGIDECES Y TENSIONES.

En el apartado anterior se ha explicado las diferencias que presentan los autores para calcular las rigideces en las uniones atornilladas. Por ello ahora pasamos a resolver un problema, en el que emplearemos los distintos modelos de cálculo mostrados.

Un depósito de forma cilíndrica contiene aire presurizado a **6 MPa** y se encuentra cerrado por uno de sus extremos mediante una tapadera de acero, sujeta por **16 tornillos M24 x 3** de grado métrico **12.9**, montados sin arandela. Los tornillos se encuentran espaciados uniformemente alrededor de los perímetros de los círculos con diámetros de **1,2 y 1,5 m** respectivamente y una vez apretados soportan una tracción de **250KN** (cada uno y con el depósito sin presión). El depósito es de hierro fundido. Para el estudio, se determinan la longitud de los tornillos a utilizar y suponer que la fuerza en cada tornillo está inversamente relacionada con su distancia radial hasta el centro del depósito. Los orificios para el alojamiento de los tornillos son de 26 mm de diámetro.

Propiedades del tornillo

$L = 25 + 30 + 19 = 74 \text{ mm}$; Tomamos $L = 90 \text{ mm}$ (longitud del tornillo)

$L_T = 54 \text{ mm}$ (longitud de rosca)

$l_d = L - L_T = 90 - 54 = 36 \text{ mm}$ (longitud sin rosca)

$l_t = l - l_d = 55 - 36 = 19 \text{ mm}$ (longitud con rosca dentro del agarre)

$l = 25 + 30 = 55 \text{ mm}$ (Longitud del agarre)

$A_t = 353 \text{ mm}^2$ (Área de tensión)

$A_d = (\pi * [24]^2) / 4 = 452,4 \text{ mm}^2$ (Área de la parte sin rosca)

Constante de rigidez del tornillo.

Shigley:

$$K_b = \frac{452,4 * 353 * 207}{452,4 * 19 + 353 * 36} = 1551,70 \text{ KN/mm}$$

Hamrock:

$$\frac{1}{k_b} = \frac{4}{\pi E} \left[\frac{L_s + 0.4 d_c}{d_c^2} + \frac{L_t + 0.4 d_r}{d_r^2} \right]$$

$$\frac{1}{k_b} = \frac{4}{\pi * 207} \left[\frac{36 + 0,4 * 24}{24^2} + \frac{19 + 0,4 * 20,319}{20,319^2} \right]$$

$$k_b = 1122,207 \text{ KN/mm}$$

Dobrovolski:

$$\frac{1}{C_{\text{torn}}} = \frac{4}{\pi E_{\text{torn}}} \left[\frac{L_1 + 0.5 d_1}{d_1^2} + \dots + \frac{L_n + 0.5 d_n}{d_n^2} \right]$$

$$\frac{1}{k_b} = \frac{4}{\pi * 207} \left[\frac{36 + 0,5 * 24}{24^2} + \frac{19 + 0,5 * 20,319}{20,319^2} \right]$$

$$k_b = 1055,964 \text{ KN/mm}$$

Niemann:

$$\frac{1}{C_s} = \frac{1}{E_s} \left[\frac{l_a}{A_a} + \frac{l_b}{A_b} + \frac{l_{\text{sch}}}{A_{\text{sch}}} + d^{-1} \right]$$

$$\frac{1}{C_s} = \frac{1}{207} \left[\frac{36}{452,9} + \frac{19}{353} + \frac{1}{24} \right]$$

$$C_s = 1182,395 \text{ KN/mm}$$

Se notan grandes diferencias entre el resultado de shigley y el de Hamrock, Dobrovolski y Niemann. Esto se debe que al considerar en el estudio parte de la cabeza del tornillo y parte de la rosca del tornillo dentro de la tuerca, se disminuya considerablemente la rigidez del tornillo. Tenemos que en Shigley, para la parte roscada se usa el área de tracción, mientras que con Niemann, aun usando el área de tracción para la parte roscada, el valor que agrega la expresión 1/d nos aproxima el valor de la rigidez del tornillo a los métodos de Hanrock y Dobrovolski.

Constante de rigidez del agarre.

Dobrovolski y Faies:

$$F_{\text{piez1}} = \frac{\pi}{4} \left[\left(S + \frac{1}{2} l_1 \right)^2 - d_c^2 \right] = \frac{\pi}{4} \left[\left(36 + \frac{1}{2} * 25 \right)^2 - 24^2 \right] = 1395,1 \text{ mm}^2$$

$$F_{\text{piez2}} = \frac{\pi}{4} \left[\left(S + \frac{1}{2} l_1 \right)^2 - d_c^2 \right] = \frac{\pi}{4} \left[\left(64,86 + \frac{1}{2} * 2,5 \right)^2 - 24^2 \right] = 2980,22 \text{ mm}^2$$

$$F_{\text{piez3}} = \frac{\pi}{4} \left[\left(S + \frac{1}{2} l_1 \right)^2 - d_c^2 \right] = \frac{\pi}{4} \left[\left(36 + \frac{1}{2} * 27,5 \right)^2 - 24^2 \right] = 1491,52 \text{ mm}^2$$

$$\frac{1}{C_{piez}} = \left(\frac{l_1}{F_{piez1} E_{piez1}} + \frac{l_1}{F_{piez1} E_{piez1}} + \dots + \frac{l_n}{F_{piezn} E_{piezn}} \right)$$

$$\frac{1}{C_{piez}} = \left(\frac{25}{1395,1 * 207} + \frac{2,5}{2980,22 * 207} + \frac{27,5}{1491,52 * 100} \right)$$

$$C_{piez} = 3636,40 \text{ KN/mm}$$

Shigley Y Hamrock:

$$K_i = \frac{P}{\delta} = \frac{\pi E d \tan \alpha}{l_n \frac{(2t \tan \alpha + D - d)(D + d)}{(2t \tan \alpha + D + d)(D - d)}}$$

$$K_1 = \frac{\pi * 207 * 26 * \tan(30)}{l_n \frac{(2 * 25 * \tan(30) + 36 - 26) * (36 + 26)}{(2 * 25 * \tan(30) + 36 + 26) * (36 - 26)}} = 10009,036 \text{ KN/mm}$$

$$K_2 = \frac{\pi * 207 * 26 * \tan(30)}{l_n \frac{(2 * 25 * \tan(30) + 64,86 - 26) * (64,86 + 26)}{(2 * 25 * \tan(30) + 64,86 + 26) * (64,86 - 26)}} = 241803,64 \text{ KN/mm}$$

$$K_3 = \frac{\pi * 207 * 26 * \tan(30)}{l_n \frac{(2 * 27,5 * \tan(30) + 36 - 26) * (36 + 26)}{(2 * 27,5 * \tan(30) + 36 + 26) * (36 - 26)}} = 4643,51 \text{ N/mm}$$

Entonces:

$$\frac{1}{K_m} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_3} \quad K_m = 3130,87 \text{ KN/mm}$$

Se aprecia una menor diferencia que en el cálculo de la rigidez del tornillo entre los diferentes modelos de cálculo para la rigidez de las piezas unidas. Podemos destacar lo sencillo que es el cálculo de las ecuaciones utilizadas en Dobrovolski y Faïres en comparación con las usadas en Shigley.

Cálculo a carga estática.

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m} = \frac{1551,70}{1551,70 + 3130,95} = 0,331$$

$$\sigma = \frac{F}{A}; F = \sigma * A = 6 * \frac{\pi * 1000^2}{4} = 4,71e6 \text{ N}$$

$$8F_i + 8F_e = 4,71e6 \quad \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} \quad F_e = 2,61e5 \text{ N}$$

$$\frac{F_i}{r_i} = \frac{F_e}{r_e} \quad \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} \quad F_i = 3,27e5 \text{ N}$$

Los cálculos a fluencia, se realizan sobre los tornillos interiores y exteriores, aunque sabemos que los más solicitados son los interiores. Para comparar luego con el modelo de solidworks en el apartado 4.6.

$$n = \frac{S_t A_t - F_i}{C P}$$

$$n_{\text{sep}} = \frac{250e3}{(1 - 0,331) * 3,27e5} = 1.14 > 1 \text{ No hay separación de la junta}$$

$$n = \frac{970 * 353 - 250e3}{0,331 * 3,27e5} = 0,854 < 1 \text{ Fallan a fluencia los interiores}$$

$$n = \frac{970 * 353 - 250e3}{0,331 * 2,61e5} = 1,07 > 1 \text{ No Falla a fluencia los exteriores}$$

$$F_{bi} = C P + F_i = 0,331 * 3,27e5 + 250e3 = 358237 \text{ N}$$

$$F_{be} = C P + F_i = 0,331 * 2,61e5 + 250e3 = 336391 \text{ N}$$

$$F_m = (1 - C)P - F_i = (1 - 0,331) * 3,27e5 - 250e3 = -31237 \text{ N}$$

Ahora se resuelve otro problema donde se calcularán únicamente las rigideces de los elementos, estableciendo en el mismo ciertas diferencias, para poder adaptarlo de la mejor manera a la simulación de Solidworks, para poder comparar con el modelo del apartado 3.4.

Un depósito cilíndrico de **1 m²** de sección está fabricado con acero común y tiene una tapadera de hierro fundido gris, que se fija al cuerpo del depósito mediante **10 pernos M10 x 1,5, grado 9,8 y longitud 65 mm**, con tuerca y sin arandelas. El espesor de las pestañas en las que se lleva a cabo la unión es de **25 mm** tanto para el depósito como para la tapadera y los orificios para los tornillos son de **11 mm**. El depósito está previsto de una válvula de llenado que introduce gas en su interior hasta una presión de **260 KPa**, y que actúa cuando el depósito se vacía por completo.

Los cambios que haremos en el problema son:

- La tapadera y el depósito se consideran del mismo material, así como la tuerca y el tornillo, que es el acero aleado de solidworks.

1. Módulo Elástico: 210000 Mpa

2. Límite Elástico 620, 422 Mpa = S_p

Propiedades de la unión.

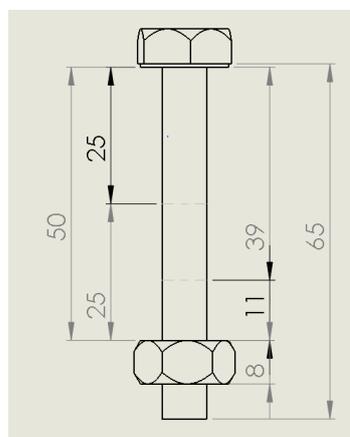


Figura 3-17 Propiedades de la unión.

$L = 65\text{mm}$ (longitud del tornillo)

$L_T = 26\text{mm}$ (longitud de rosca)

$l_d = L - L_T = 65 - 26 = 39\text{mm}$ (longitud sin rosca)

$l_t = 50 - 39 = 11\text{mm}$ (longitud con rosca dentro del agarre)

$l = 50\text{mm}$ (Longitud del agarre)

$A_t = 58\text{mm}^2$ (Área de tensión)

$A_d = \frac{\pi \cdot 10^2}{4} = 78,54 \text{ mm}^2$ (Área de la parte sin rosca)

Constante de rigidez del tornillo.

Shigley:

$$K_b = \frac{78,54 \cdot 58 \cdot 210}{78,54 \cdot 11 + 58 \cdot 39} = 306,025 \text{ KN/mm}$$

Hamrock:

$$\frac{1}{k_b} = \frac{4}{\pi E} \left[\frac{L_s + 0.4 d_c}{d_c^2} + \frac{L_t + 0.4 d_r}{d_r^2} \right]$$

$$\frac{1}{k_b} = \frac{4}{\pi \cdot 210} \left[\frac{39 + 0,4 \cdot 10}{10^2} + \frac{11 + 0,4 \cdot 8,160}{8,160^2} \right]$$

$$k_b = 256,02 \text{ KN/mm}$$

Dobrovolski:

$$\frac{1}{C_{\text{torn}}} = \frac{4}{\pi E_{\text{torn}}} \left[\frac{L_1 + 0.5 d_1}{d_1^2} + \dots + \frac{L_n + 0.5 d_n}{d_n^2} \right]$$

$$\frac{1}{k_b} = \frac{4}{\pi \cdot 210} \left[\frac{39 + 0,5 \cdot 10}{10^2} + \frac{11 + 0,5 \cdot 8,160}{8,160^2} \right]$$

$$k_b = 247,47 \text{ KN/mm}$$

Niemann:

$$\frac{1}{C_s} = \frac{1}{E_s} \left[\frac{l_a}{A_a} + \frac{l_b}{A_b} + \frac{l_{\text{sch}}}{A_{\text{sch}}} + d^{-1} \right]$$

$$\frac{1}{C_s} = \frac{1}{210} \left[\frac{39}{78,54} + \frac{11}{58} + \frac{1}{10} \right]$$

$$C_s = 267,102 \text{ KN/mm}$$

Constante de rigidez del agarre.

Dobrovolski y Faires:

$$F_{\text{piez1}} = \frac{\pi}{4} \left[\left(S + \frac{1}{2} l_1 \right)^2 - d_c^2 \right] = \frac{\pi}{4} \left[\left(16 + \frac{1}{2} * 25 \right)^2 - 10^2 \right] = 559,40 \text{ mm}^2$$

$$F_{\text{piez1}} = \frac{\pi}{4} \left[\left(S + \frac{1}{2} l_1 \right)^2 - d_c^2 \right] = \frac{\pi}{4} \left[\left(16 + \frac{1}{2} * 25 \right)^2 - 10^2 \right] = 559,40 \text{ mm}^2$$

$$\frac{1}{C_{\text{piez}}} = \left(\frac{l_1}{F_{\text{piez1}} E_{\text{piez1}}} + \frac{l_1}{F_{\text{piez1}} E_{\text{piez1}}} + \dots + \frac{l_n}{F_{\text{piezn}} E_{\text{piezn}}} \right)$$

$$\frac{1}{C_{\text{piez}}} = \left(\frac{25}{559,40 * 210} + \frac{25}{559,40 * 210} \right)$$

$$C_{\text{piez}} = 2349,48 \text{ KN/mm}$$

Shigley Y Hamrock:

$$K_i = \frac{P}{\delta} = \frac{\pi E d \tan \alpha}{l_n \frac{(2t \tan \alpha + D - d)(D + d)}{(2t \tan \alpha + D + d)(D - d)}}$$

$$K_i = \frac{\pi * 210 * 11 * \tan(30)}{l_n \frac{(2 * 25 * \tan(30) + 16 - 11) * (16 + 11)}{(2 * 25 * \tan(30) + 16 + 11) * (16 - 11)}}$$

Al tratarse de un mismo material y los troncos de cono simétricos, entonces:

$$K_i = K_1 = K_2 = 2796,01 \text{ KN/mm}$$

$$K_m = \frac{K_i}{2} = 1398,005 \text{ KN/mm}$$

Las conclusiones se muestran junto al otro modelo de cálculo del **apartado 3.4**

3.4 MODELO DE ELEMENTO FINITO PARA LA RIGIDEZ DE LOS ELEMENTOS.

En este apartado se va a realizar un modelo de elementos finitos (MEF) para obtener las rigideces de los elementos de la unión a través de los desplazamientos producidos en dicho modelo. Se utilizan los datos del problema planteado en el apartado 3.3 en la página 25, para comparar los resultados teóricos con los del MEF.

Primero se ha tenido que modelar los elementos de la unión, iguales al problema antes mencionado:

- Casquillo: Se utilizará un único casquillo con longitud igual a la suma de la longitud de agarre de 25 mm, con un diámetro exterior de 30 mm y un orificio interior para alojar al tornillo de 11 mm.
- Tornillo: Se ha modelado el tornillo M10 con todas las secciones y longitudes correspondientes a la real, salvo la parte de la rosca que se ha modelado como un cilindro de diámetro igual al diámetro medio entre el diámetro del núcleo y el diámetro medio de la rosca, lo cual nos da el área de sección efectiva. Y de longitud, la especificada en el problema.
- Tuerca: Igual que el real salvo que en lugar de rosca tiene un orificio que coincide con el diámetro del cilindro que modela la parte roscada del tornillo.

Se especifica al programa que todas las piezas son de acero aleado con límite elástico $E = 210000$ Mpa.

A continuación, se muestran imágenes con el modelo utilizado y su sección:

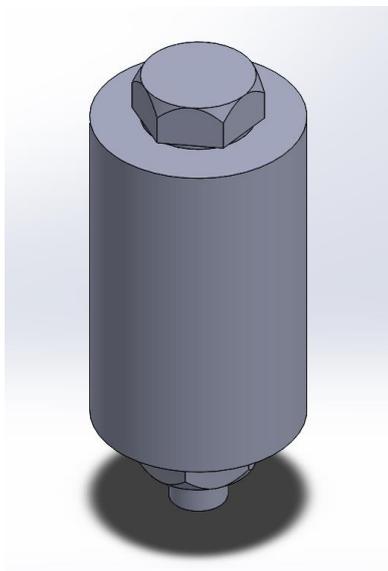


Figura 3-18 Piezas para el modelo de elementos finitos

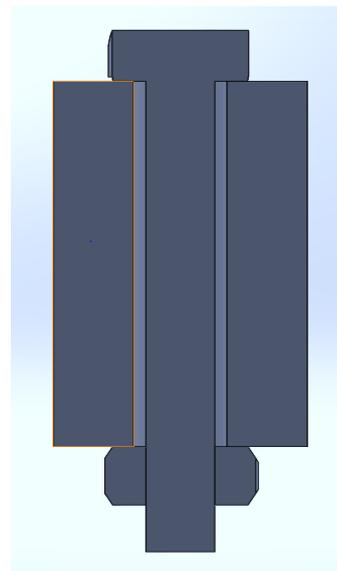


Figura 3-19 Sección del modelo de elementos finitos

$$P_{deposito} = \frac{F}{A} = \frac{F}{1m^2} = 260Kpa; F = 260KN$$

Si son 10 tornillos, entonces tenemos que cada uno aguantaría $F = 26000$ N

Para modelar el apriete en las piezas de 26 KN, que se corresponde con la fuerza aplicada a la unión. Se introduce una presión constante que traccione el tornillo en la superficie señalada en la siguiente figura:

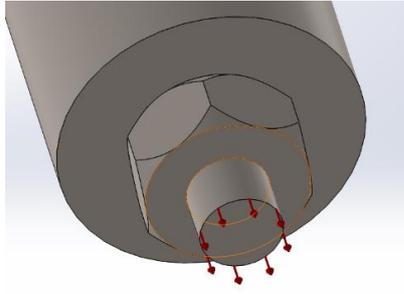


Figura 3-20 Modelado del apriete mediante una presión constante

El valor de la presión en esta superficie es:

$$P_{\text{Apriete}} = \frac{F}{A_t} = \frac{26000}{58} = 448,28 \text{ Mpa}$$

Como condición de contorno se fija la cara de la tuerca para tener una referencia de desplazamiento cero, e impedimos los desplazamientos en la dirección angular en un punto del tornillo y del casquillo para evitar el giro de los mismos, también impedimos el movimiento radial del casquillo:

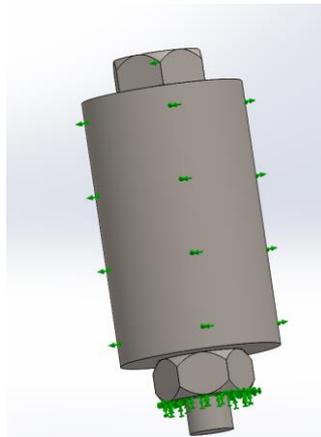


Figura 3-21 Condiciones de contorno del modelo de elementos finitos

Se ha mallado con la malla más fina que permite el programa:

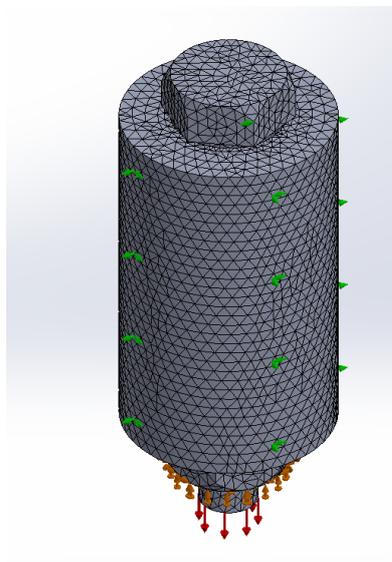


Figura 3-22 Malla del modelo de elementos finitos

Se resuelve y los resultados que se obtienen para una sección que pasa por el eje del cilindro son los siguientes:

- Desplazamientos en la dirección axial (eje x):

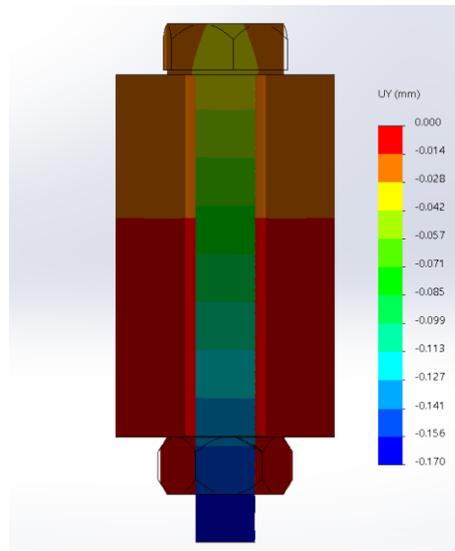


Figura 3-23 Desplazamientos en la dirección axial

Los desplazamientos son muy pequeños, como era de esperar, pues la rigidez del tornillo es alta.

3.4.1 Cálculo de la rigidez del tornillo mediante los desplazamientos del MEF

Debido a la geometría cilíndrica del modelo, se observarán los desplazamientos en la dirección del eje del cilindro (dirección y del modelo) obtenidos al resolver el problema. El programa permite obtener los valores de desplazamientos de una serie de nodos, lo que implica que se pueden conocer el valor medio de los desplazamientos de ciertos lugares geométricos de interés, como pueden ser las aristas y caras de las piezas del modelo.

Se obtienen los siguientes desplazamientos medios en las caras del tornillo:

- Desplazamientos de la cara del tornillo dentro del agarre:

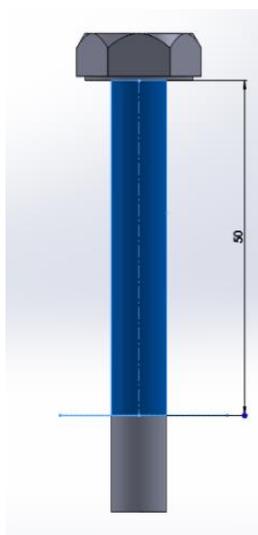


Figura 3-24 Desplazamientos de la cara del tornillo dentro del agarre

$$\delta_{\text{desplazamiento medio de la cara del tornillo dentro del agarre}} = -0,086448 \text{ mm}$$

Se calculará la rigidez del tornillo como la fuerza que se ha aplicado al tornillo (260KN) entre la diferencia del desplazamiento medio de la cara del tornillo dentro del agarre:

$$K_b = \frac{F}{\delta} = \frac{F_i}{\delta_{\text{deformación media de la cara del tornillo dentro del agarre}}} = \frac{260000}{|-0,086448|} = 300,77 \text{ KN/mm}$$

Se puede realizar el mismo proceso, pero en lugar de utilizar las caras de los extremos se utilizan solo el desplazamiento medio de las aristas:

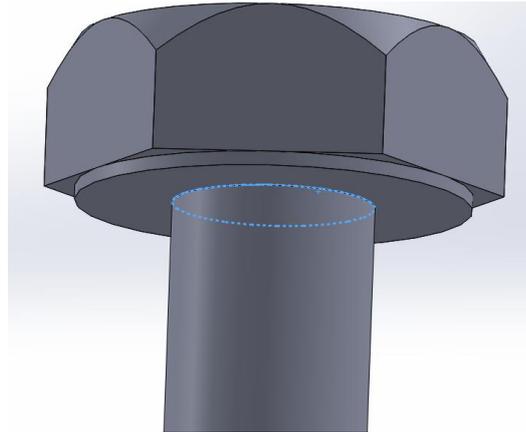


Figura 3-25 Aristas del tornillo en el extremo de la cabeza

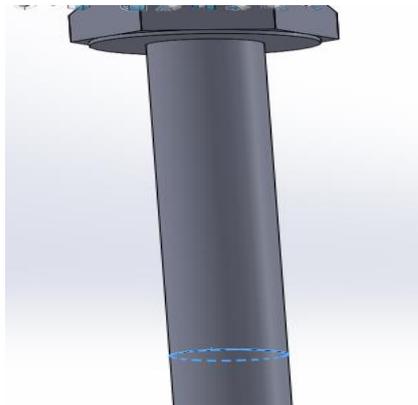


Figura 3-26 Arista del tornillo en el extremo de la tuerca

$$\delta_{\text{Arista en la cabeza del tornillo}} = -0,031774 \text{ mm}$$

$$\delta_{\text{Arista del tornillo en el extremo de la tuerca}} = -0,13946 \text{ mm}$$

Se calcula la rigidez de una forma similar a la anterior:

$$K_b = \frac{260000}{|-0,13946 - (-0,031774)|} = 241,44 \text{ KN/mm}$$

Se puede comprobar que ambos valores son similares a los calculados teóricamente en el **problema** del apartado 3.3 en la página 25. Mantienen más similitud con los cálculos según los métodos de Dobrovolski, Nieman y Hamrock.

3.4.2 Cálculo de la rigidez del casquillo mediante los desplazamientos del MEF

Del mismo modo que en el apartado anterior se calculaban la rigidez del tornillo mediante el valor medio de los desplazamientos en las caras y aristas de los extremos del tornillo. En este apartado se calcularán la rigidez de los casquillos mediante los desplazamientos de las caras en contacto con la tuerca y la cabeza del tornillo, y también de la arista interior de dichas caras (Figura 3-27 y Figura 3-28).

De los resultados del MEF se obtienen los siguientes desplazamientos en el modelo del casquillo:

- Desplazamiento medio de la parte de la cara del casquillo en contacto con la tuerca:

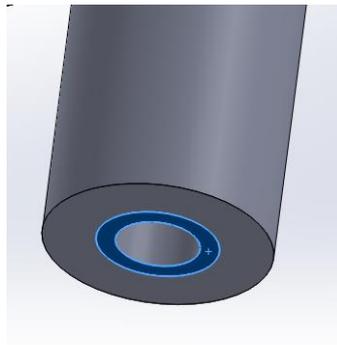


Figura 3-27 Cara del casquillo en contacto con la tuerca

$$\delta_{cara\ tuerca} = -0,0066342\ mm$$

Desplazamiento medio de la parte de la cara del casquillo en contacto con la cabeza del tornillo:



Figura 3-28 Cara del casquillo en contacto con la cabeza del tornillo

$$\delta_{cara\ cabeza} = -0,021582\ mm$$

Se calculará la rigidez del casquillo como la fuerza que se ha aplicado a la unión (260KN) entre la diferencia de los desplazamientos medios de las caras anteriores:

$$K_m = \frac{260000}{|\delta_{cara\ tuerca} - \delta_{cara\ cabeza}|} = \frac{260000}{|-0,0066342 - (-0,021582)|} = 1739,39\ KN/mm$$

De un modo similar, se puede utilizar solo el desplazamiento medio de las aristas interior de estas caras para calcular la rigidez:

$$K_{m1} = \frac{260000}{|\delta_{Arista\ cara\ tuerca} - \delta_{Arista\ cara\ cabeza}|} = \frac{260000}{|-0,0056456 - (-0,024289)|}$$

$$K_{m1} = 1394,59\ KN/mm$$

Como se puede comprobar, el valor de la rigidez calculada en las caras (K_m) está entre los valores calculados teóricamente por la rigidez de los troncos de conos en el problema del (apartado 3.2) en la página 25 . Éste valor es similar al calculado según los modelos de Shigley y Hamrock. La rigidez calculada entre las aristas interiores (K_{m1}) es la menor de todas, ya que los desplazamiento producidos en el borde del orificio, son los más amplios que se producen en todo el casquillo.

CAPÍTULO 4. UNIONES ATORNILLADAS EN SOLIDWORKS

Este capítulo inicia con la introducción a lo que es el programa de simulación(Solidworks), describiendo el método de cálculo que utiliza y sus características. Empleando el programa, se estudian el área de esfuerzo de tensión; se obtienen factores de concentración de tensiones y se emplea el modelo de cálculo de solidworks para resolver un problema de uniones atornilladas. En los diferentes estudios a lo largo de este capítulo se utilizan diferentes tipos de roscas métricas, para estudiar el área de esfuerzo de tensión y las concentraciones de tensiones, por lo que se describe el modelado de las mismas.

4.1 INTRODUCCION A SOLIDWORKS

Solidworks es un programa de modelado y simulación que nos sirve como herramienta de cálculo en este proyecto. Al día de hoy, muchos son los programas que ayudan a resolver problemas de elementos finitos, entre ellos se encuentran ANSYS o CATIA, el interés en utilizar solidworks, herramienta de diseño y elementos finitos se debe a:

- Como programa de elementos finitos, es quizás menos eficientes que otros, pero para el caso del estudio de un tornillo, lo que queremos es utilizar el programa, como medio de cálculo tensional.
- Se consideró la idea de utilizar Solidworks, como herramienta, debido a que, el programa Solidworks es utilizado en el mundo ingenieril y en otros medios científicos, para facilitar el diseño y análisis de elementos y estructuras y todo ingeniero industrial debería tener unos conocimientos básicos en dicho programa.

El software utiliza el método de los elementos finitos(**MEF**) para llevar a cabo las simulaciones. El método de los elementos finitos, es un método numérico de cálculo empleado en la resolución de ecuaciones diferenciales parciales. El método se basa en dividir el modelo o la geometría a validar en múltiples partes de pequeño tamaño denominadas elementos. La división del modelo 3D en pequeñas partes divide un problema complejo en muchos problemas de mayor simplicidad que se pueden resolver de forma simultánea en menos tiempo. Los elementos comparten entre si puntos comunes de intersección llamados **Nodos**.

Al conjunto de elementos en los que se divide el modelo se denomina mallado o discretización. El **MEF** toma la malla de aproximación y resuelve los desplazamientos en cada nodo, considerando las cargas y los vínculos del modelo. A continuación, como una operación secundaria, el código aproxima la tensión en ciertos puntos de cada elemento usando el desplazamiento relativo de los nodos de dicho elemento. Luego, la tensión para cada elemento se aproxima basándose únicamente en el desplazamiento de los nodos del elemento en cuestión, **la discontinuidad de la tensión de un elemento a otro es el error de discretización**. A medida que el tamaño de cada elemento se reduce, el error tiende a cero, dado que el número creciente de particiones se está acercando al sistema continuo verdadero.

Solidworks nos permite realizar estudios lineales y no lineales, los cuales son muy importantes de entender en este proyecto, debido a que según sea el método, obtendremos unos resultados validos dependiendo del tipo de análisis y su finalidad. En este capítulo está presente en la mayoría de los apartados el modelo lineal, ya que la finalidad es obtener valores de concentración de esfuerzo en distintos modelos de roscas. Por ello se hace énfasis en que los **altos valores de tensiones presentes en estos apartados que exceden el límite elástico del material empleado no son coherentes, del punto de vista de resistencia de la rosca**. Esto sucede ya que el modelo realmente se deforma plásticamente, y el análisis lineal no permite a los materiales presentar esta capacidad de deformación plástica que tienen los aceros en su mayoría, por lo que tendremos que recurrir al modelo no lineal para estudiar la **resistencia de la rosca** en el **apartado 4.7**.

4.2 ANÁLISIS DE LA SECCIÓN DE TRACCIÓN.

Para comprobar el **área de esfuerzo de tensión** tomada en tornillos. El modelo tomado ha sido el de una varilla sin rosca, cuya área, es el área de esfuerzo de tensión utilizada por **Shigley[I]**. Estos valores del área de esfuerzo de tensión están en la Tabla 1 .

Dado que el programa de simulación solidworks te permite comprobar valores en diferentes partes de la pieza analizada, se ha llevado a cabo la comprobación de la tensión en diferentes áreas de la rosca y en una misma área de la varilla sin rosca.

Al hablar de varias áreas de sección en el modelado de la rosca de diferentes tornillos, se refiere a que al ser la rosca una espiral, **su sección varía a lo largo de la misma**. Por tanto, esto nos lleva a la razón de este estudio, de comprobar si en realidad se cumplen las condiciones necesarias para considerar si la **sección efectiva** establecidas por diferentes autores para realizar los cálculos en uniones atornilladas ha sido acertada.

Para realizar el modelado de las diferentes roscas, se han calculado las dimensiones de la rosca para su posterior modelado con el programa solidworks. El programa solidworks trae un paquete en el cual se encuentran diferentes modelos de tornillos, pero en ellos no están presentes los redondeos en la raíz del tornillo para disminuir la concentración de tensiones, por tanto, estos modelos no son viables para este estudio.

Se muestra a continuación la geometría de la rosca y su modelo de cálculo según la norma que las rige:

Standardization

ISO Metric Screw Threads
(Coarse Pitch Threads)

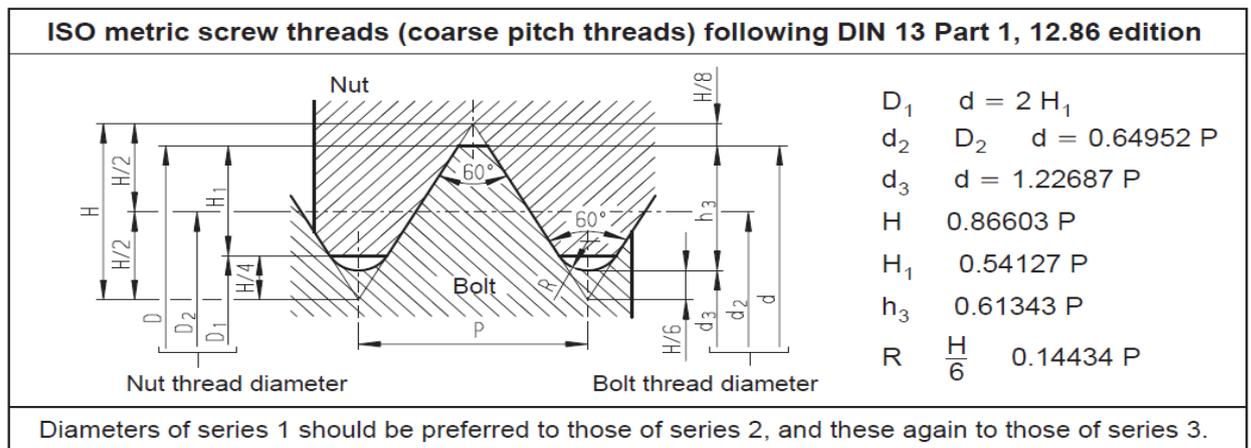


Figura 4-1 Normativa para Rosca métrica

Con el modelo proporcionado por la norma DIN 13, se han realizado los cálculos para establecer el perfil correcto de la rosca. Para el modelado de la Rosca de M10X1,5 se llega a la siguiente geometría:

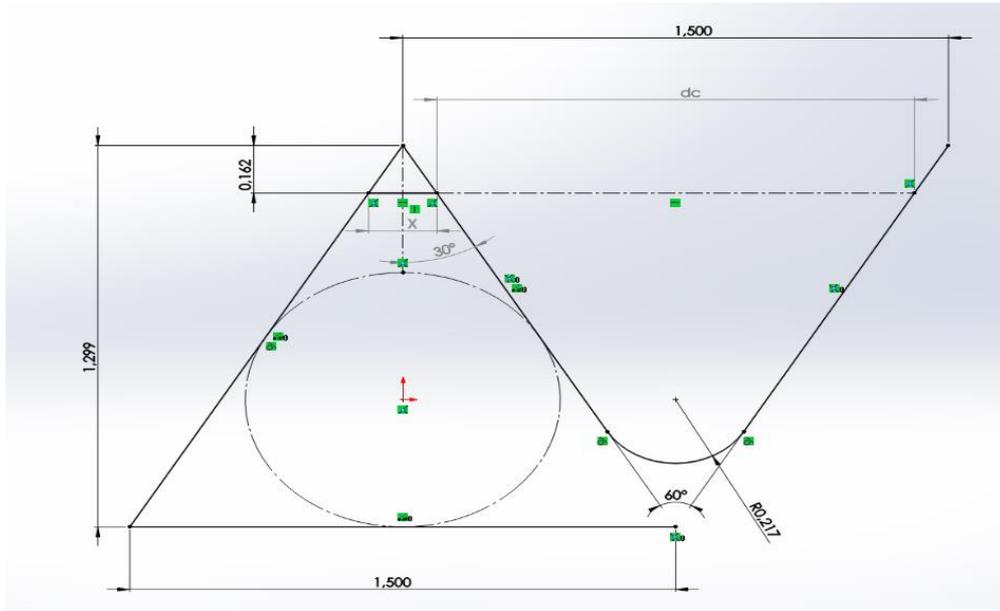


Figura 4-2 Modelo de croquis

Siendo:

$$H = 0,86603 * 1,5 = 1,299 \text{ mm}$$

$$R = 0,14434 * 1,5 = 0,21651 \text{ mm}$$

$$\text{Tg}30 = (x/2) / 0,1624, \text{ por tanto, } X = 0,1875 \text{ mm}$$

$$D_c = 1,5 - X = 1,3125 \text{ mm}$$

$$(H/6) * 1,5 = 0,2165 \text{ mm}$$

$$(H/8) * 1,5 = 0,1624 \text{ mm}$$

Quedando el modelo final para establecer la operación de corte barrido en solidworks:

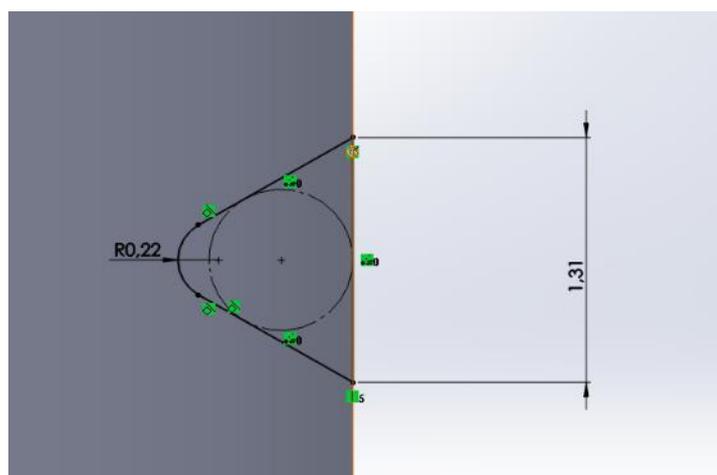


Figura 4-3 Modelo final croquis solidworks

El estudio se ha realizado sobre 4 modelos diferentes de rosca. Que han sido de M10X1,5 M16X2 M20X2,5 M24X3. Por ello pasamos a establecer las condiciones necesarias en el programa de solidworks para el análisis.

Modelo de cálculo empleado:

- El material para el tornillo se ha modificado en SolidWorks, para darle la tensión de prueba según grado 10.9.
- En primer lugar, ha quedado fijada la parte superior de la varilla y la rosca, situando en el otro extremo una fuerza de tracción igual a la **tensión de prueba del material** que es la máxima que puede llegar a soportar el tornillo.
- El diámetro de la sección de la varilla para su posterior modelado, se obtiene a partir del área de tensión, a partir de la formula $A_t = \pi*d^2/4$.
- Una vez realizadas varias secciones en la varilla roscada con la opción **partir de solidworks**, el programa de simulación te permite obtener valores medios, máximos y mínimos en la sección. Si no se efectúan estas particiones, el programa solo te permite obtener los valores en nodos de la sección.
- Por ello se ha aplicado en la opción de contacto, **una unión rígida**, haciendo que solidworks detecte que se trata de una **sola pieza**.
- Implementado un mallado grueso. Para obtener los resultados, indicando al programa que nos muestre las **tensiones axiales en la rosca y la varilla**, ya que son las de interés en este estudio.

Una vez finalizado el modelado de M10X1,5 y establecidas las condiciones de contacto según descritas anteriormente:

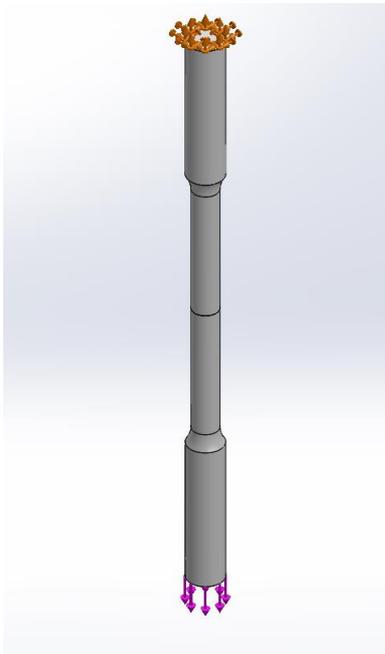


Figura 4-4. Varilla sin rosca

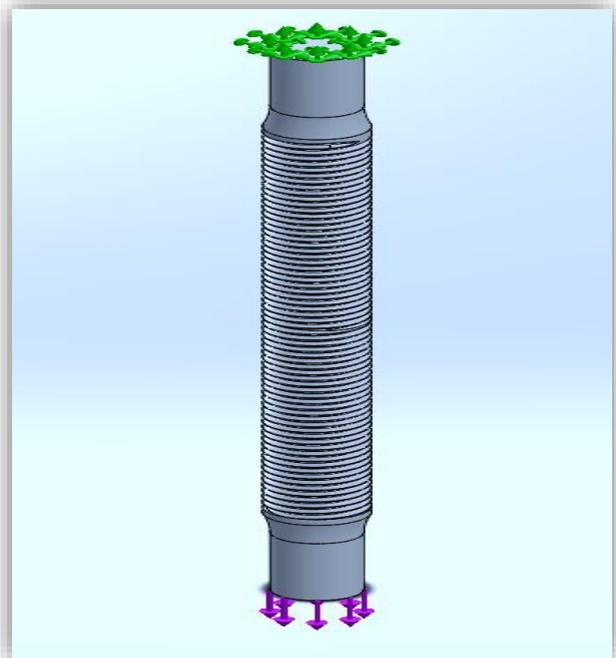


Figura 4-5 M10X1, 5.

Definidos los diferentes modelos de varillas con rosca y sin rosca, pasamos al estudio de las mismas. Se estudian en primera instancia la rosca de M10X1.5.

En el análisis como era de esperar, la parte más solicitada de la varilla roscada (Figura 4-6), se encuentra en la raíz de la rosca. También se tiene que la mayor **concentración de esfuerzo** se produce en la **salida de la rosca**, debido a que se ha analizado a tracción pura, por lo que también era de esperar, ya que es donde se produce el cambio de sección más brusco. Aunque se ha

suavizado todo lo posible esta zona, para que las concentraciones de esfuerzos no sean tan elevadas.

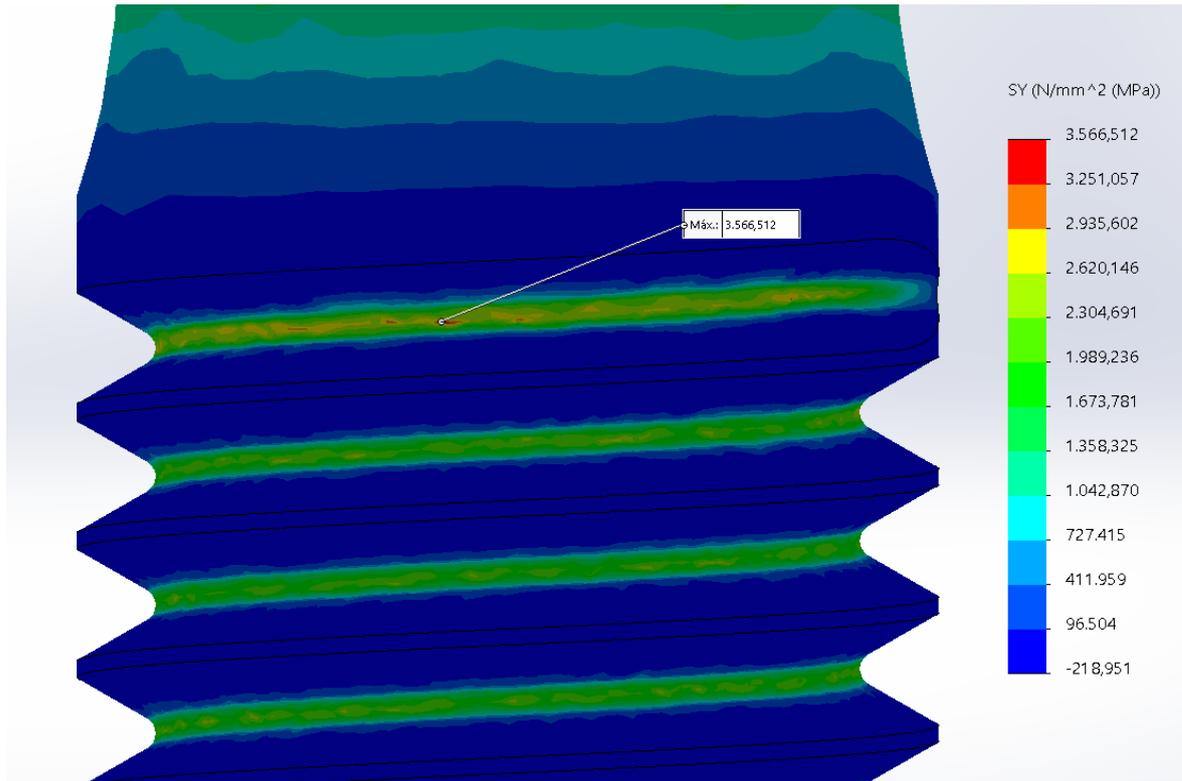
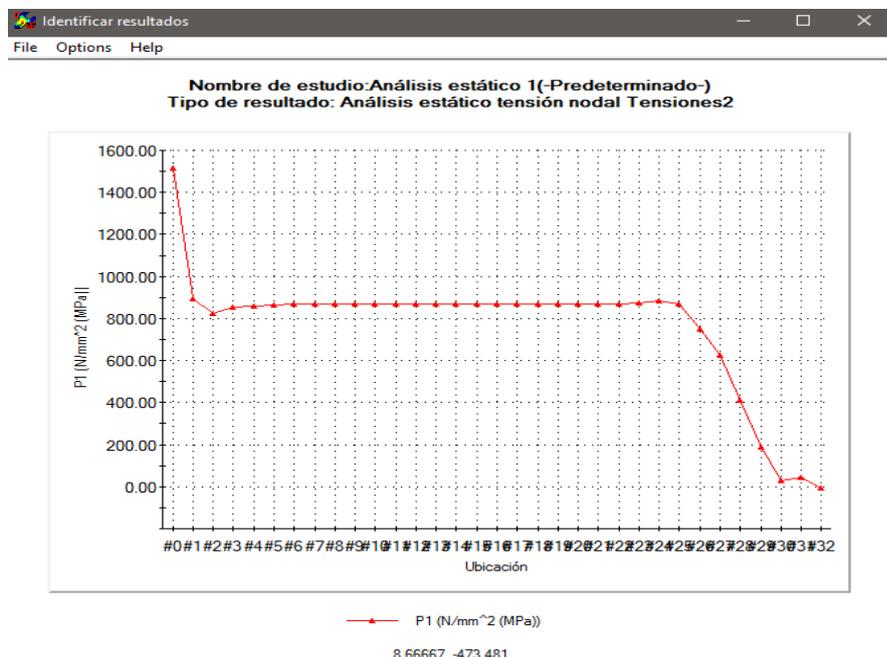


Figura 4-6. Zona de mayor sollicitación

Por consiguiente, seguimos con la visualización de graficas que representan la variación de la tensión en la rosca a lo largo de su sección.



4-1 Tensiones en la sección de la rosca (M10X1.5)

Como se puede observar en la figura las tensiones en la rosca disminuyen y aumentan, debido a que se ha tomado en la sección valores que van desde la raíz de la rosca hasta la punta del filete.

La obtención de la gráfica ha sido con la ayuda de solidworks que nos permite ver en la sección los nodos y en estos las tensiones que presentan cada uno. Se puede ver a continuación la sección:

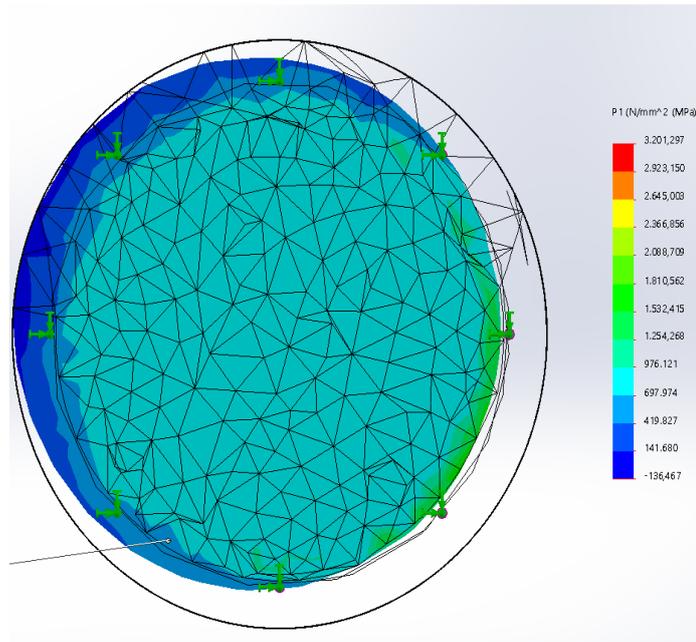


Figura 4-7 Sección M10X1.5

Para sacar conclusiones del comportamiento de la sección de tracción, vamos a analizar otro modelo de rosca, la M16X2.

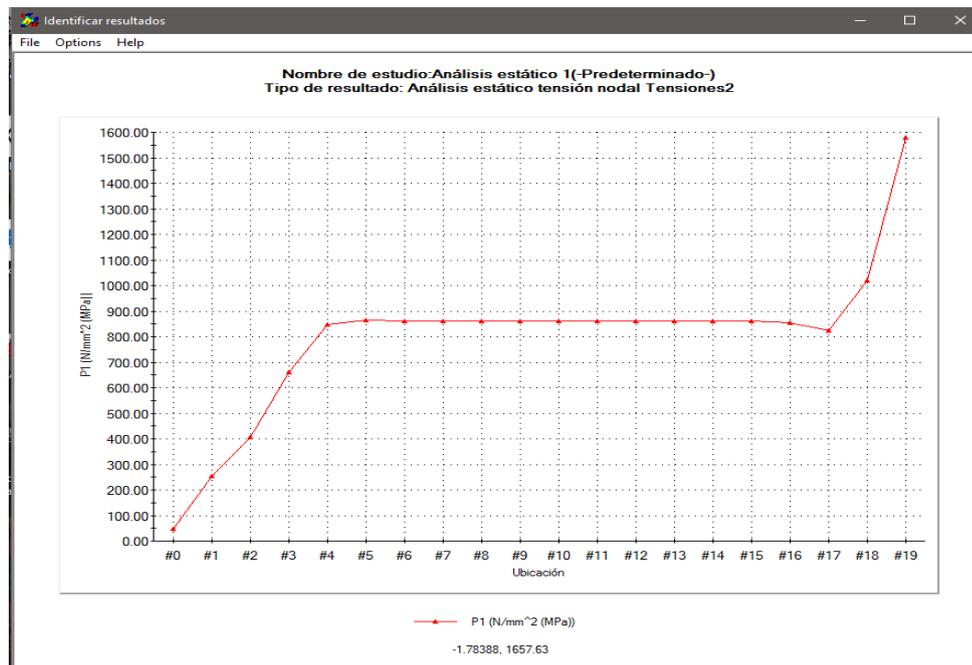


Figura 4-8 Tensiones en la sección de la rosca (M16X2)

En este otro modelo en la sección analizada, ocurre lo mismo que en la sección anterior, con la diferencia de tomar los valores desde la punta del filete hasta la raíz del tornillo, por lo tanto, los valores van en aumento.

Sabiendo cómo varían los valores de tensión en la sección de las varillas roscadas, se pasa al análisis del comportamiento presente en las secciones de los diferentes modelos de las varillas roscadas y sin rosca, por ello se muestra a continuación unas tablas donde se puede apreciar como

varían las tensiones en diferentes áreas de sección si la varilla estuviera roscada y si estas tensiones se acercan a los valores de la varilla sin rosca.

Varilla sin rosca					
Métrica	A_t (mm ²)	D_t (mm)	Fuerza(F_p)(N)	Tensión(σ_t) (Mpa)	Grado 10.9 (Mpa)
M10X1,5	58	8,593	48140	830,31	830
			35000	603,67	830
			50000	862,39	830
M16X2	157	14,1386	130310	829,93	830
			112000	713,32	830
			150000	953,34	830
M20X2,5	245	17,662	203350	830,12	830
			190000	775,63	830
			250000	1020,6	830
M24x3	353	21,2	292990	829,93	830
			350000	991,65	830
			213000	603,45	830

Tabla 6 Tensiones en varillas sin rosca

Rosca				
Métrica	$A_{sección}$ (mm ²)	Fuerza(F_p)(N)	Tensión(σ_t) (Mpa)	Grado 10.9(Mpa)
M10X1,5	64,64	48140	709,23	830
	64,64	48140	710,007	830
	67,29	48140	747,8	830
M16X2	171,03	130310	699,52	830
	171,03	130310	728,22	830
	179,1	130310	761,48	830
M20X2,5	267,24	203350	710,14	830
	267,23	203350	691,49	830
	267,45	203350	761,03	830
M24X3	384,82	292990	716,13	830
	384,81	292990	715,07	830
	391,72	292990	868,74	830

Tabla 7 Tensiones en Varillas roscadas

Estas tensiones mostradas en las Tabla 6 y Tabla 7, son las **tensiones medias** en la sección de la varilla y la rosca, proporcionada por solidworks.

En primer lugar, se pasó a analizar las varillas sin rosca para ver la tensión a la que están solicitadas, teniendo las varillas sin rosca las secciones correspondientes a la de **tracción**.

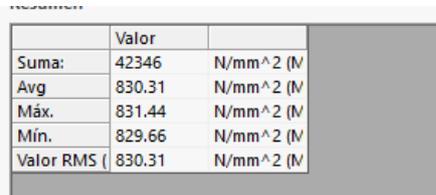
Por otro lado, se han estudiado distintas secciones de las varillas roscadas, sometidas a la misma fuerza de tracción que la varilla sin rosca, para poder comprobar las similitudes entre ambas.

Las tensiones de tracción que presentan las varillas roscadas son menores a las de las varillas sin rosca, gracias a que las áreas de las secciones de la rosca son mayores. En la tabla de la rosca se presentan algunos valores mayores en zonas de mayor área que en otras con una menor, **esto**

pasa por que algunas de las secciones tomadas se encuentran próxima a zonas donde se producen las concentraciones de esfuerzo en la rosca.

Como conclusión, al ver cómo se comportan los nodos en la sección de la rosca, podemos determinar que **la sección de tracción tomada como área de esfuerzo de tracción “A_t” no es totalmente correcta, puesto que el flujo de fuerzas no alcanza su borde exterior y, en consecuencia, este permanece sin tensiones. Dando a entender que, en un tornillo, en este caso una varilla roscada, sus secciones no presentan la misma tensión en toda su área, sino que existen variaciones según la zona de la rosca, debido a que las secciones en la rosca no son iguales al estar inclinadas. Esta discontinuidad hace que la distribución de las tensiones en la rosca no sea homogénea, sino que se reparten de forma que la zona de la raíz es la más solicitada, mientras que la zona de la cresta no se ve muy afectada.**

Los resultados obtenidos anteriormente son con las **tensiones media en la sección de las roscas**. Sabiendo que las tensiones mayores se encuentran en la raíz de la rosca, no es coherente tomar estas tensiones medias como valor concluyente para este proyecto. Por ello se necesita realizar un análisis más exhaustivo para la obtención de mejores resultados. **No se profundiza en la varilla sin rosca, debido a que las tensiones medias son iguales a las máximas y mínimas en su sección.**



	Valor	
Suma:	42346	N/mm ² (N)
Avg	830.31	N/mm ² (N)
Máx.	831.44	N/mm ² (N)
Mín.	829.66	N/mm ² (N)
Valor RMS	830.31	N/mm ² (N)

Figura 4-9. Tensiones en la sección de la varilla sin rosca

Los diferentes modelos de roscas han sido de longitudes muy grandes para nuestro estudio, por lo que se han reducido su tamaño, para poder hacer un mallado **más fino** y no crear una gran cantidad de **elementos innecesarios**, ya que esto repercute en el tiempo de análisis según los recursos de computo de los que disponemos.

La Figura 4-10 y Figura 4-11 muestran la calidad de la malla para obtener los resultados anteriores de la Tabla 7. Se puede apreciar como los nodos están muy deformados, por lo que no podemos fiarnos del todo de estos resultados.

Pasando a otro modelo de estudio para el área de esfuerzo de tracción más riguroso, se obtienen valores deseados en las zonas necesarias. Utilizando los mismos modelos con una malla **más fina** en los **lugares de interés**, reduciendo así el tiempo de ejecución del programa.

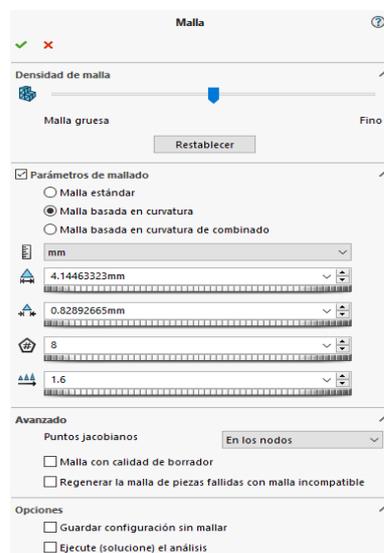


Figura 4-10. Modelo de malla

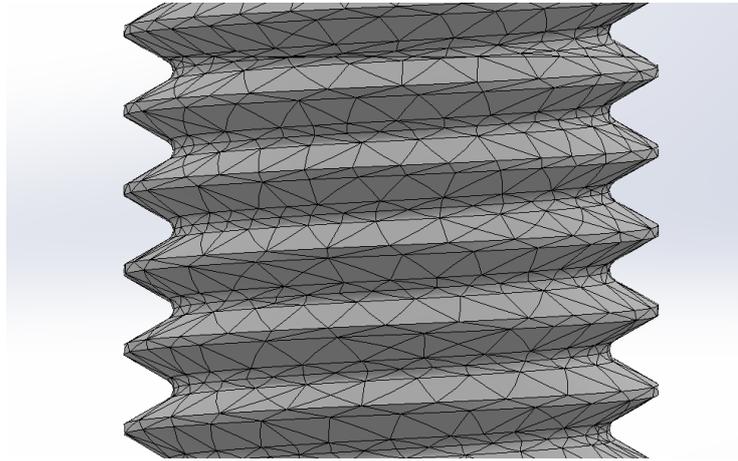


Figura 4-11. Condición de la malla

Nuevo modelo de cálculo empleado:

- Se han escogido los mismos modelos de roscas que han sido: M10X1,5 M16X2 M20X2,5 M24X3. El material para el tornillo se ha modificado en SolidWorks, para darle la tensión de tracción según grado 10.9.
- El diámetro de la sección de la varilla se obtiene a partir del área de tensión, a partir de la fórmula $A_t = \pi \cdot d^2 / 4$.
- Una vez realizadas varias secciones en la varilla roscada con la opción **partir de solidworks**, el programa de simulación te permite ver cómo se comporta la sección completa. Si no se efectúan estas particiones, el programa solo te permite obtener los valores en nodos de la sección.
- Por ello se ha aplicado en la opción de contacto, **una unión rígida**, haciendo que solidworks detecte que se trata de una **sola pieza**.
- Implementado un mallado **muy fino** en la zona de interés, de unas tres líneas de rosca en espiral.
- Se sujeta la varilla roscada por medio de una superficie lisa alejada de la rosca, mientras que la fuerza en dirección axial se aplica sobre la cara inferior de la pieza.

Para tener una mayor percepción de cómo se han llevado a cabo los estudios sobre los modelos, se detallará uno de ellos en todo su contenido, para así poder apreciar de una mejor manera, como se ha llegado a los resultados en este proyecto. Se ha elegido para estudiar en profundidad la rosca de M10X1,5.

La Figura 4-12 muestra como ha quedado el modelo antes mencionado una vez se han aplicado las cargas y las condiciones de contorno. Este modelo a diferencia del estudiado anteriormente, se diferencia en que la fuerza aplicada se encuentra en la cara inferior y no alrededor de la misma.

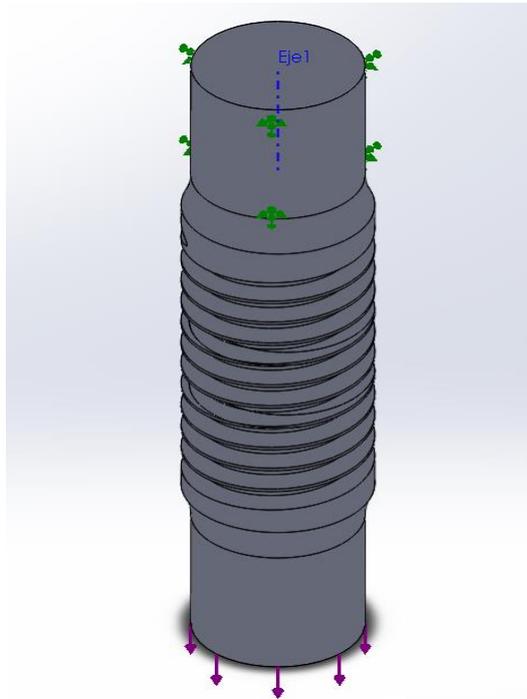


Figura 4-12. Modelo M10X1,5

En esta parte y a partir de ella se va a hacer hincapié en el mallado de las piezas. La malla es uno de los **factores más importantes** para obtener resultados coherentes. Por ello se refleja en este estudio como se ha llegado al mallado necesario para el análisis de la pieza.

En las Figura 4-13 y Figura 4-14 están indicados los parámetros empleados para llevar a cabo el estudio en la pieza, desde sus condiciones de contorno empleados en solidworks hasta la condición general de la malla, a lo que hay que añadir la Figura 4-15 y Figura 4-17, donde se puede apreciar el control de mallado realizado en las distintas zonas de la pieza reflejadas en las Figura 4-16 y. También se distingue desde la Figura 4-19 a la Figura 5-17 como ha quedado la malla tanto en las zonas de superficie como en el interior de la pieza. El mallado a pesar de ser muy fino mantiene ciertas irregularidades en sus nodos, estos no siguen una homogeneidad entre ellos. **Aun así, para este estudio no se necesita un mallado de más calidad**, ya que los resultados que obtenemos son fiables por razones que se irán explicando más adelante.

Los valores en la sección son diferentes según la zona donde los tomes. Como se ha mencionado anteriormente, la rosca tiene mayores tensiones en la **raíz** y cuando se aproxima a la cresta, los valores tienden a **cero**.

Desde la Figura 5-18 a la Figura 4-26 están representados los planos que se han aplicado a la pieza para poder dividirlos en varias partes y en qué zona de la rosca están. Los valores en la sección 1 son menores que en la sección 3, esto es debido a que la sección 3 pasa por la raíz de la rosca mientras que la sección 1 no lo hace. Siendo este valor en la raíz el que se debe tomar en cuenta, ya que es el mayor de todos, y por tanto nuestra rosca cede en esta zona. La Figura 4-28 muestra los valores en los nodos. Se puede distinguir como estos valores no mantienen una gran diferencia entre ellos, por lo que **la malla utilizada es adecuada para este estudio**. Mientras que la Figura 4-31 muestra la media y el máximo de las tensiones en la raíz de la rosca.

Las Figura 4-29 y Figura 4-30 confirman lo mencionado en el estudio anterior, sobre la disminución de los valores cercanos a la cresta en la rosca. Los valores mostrados en la Figura 4-30 se encuentran en la sección del núcleo, siendo estos valores prácticamente iguales y cercanos a la resistencia de prueba de los tornillos utilizados por los diferentes autores, **debido a que es la zona donde la sección mantiene un área constante**.

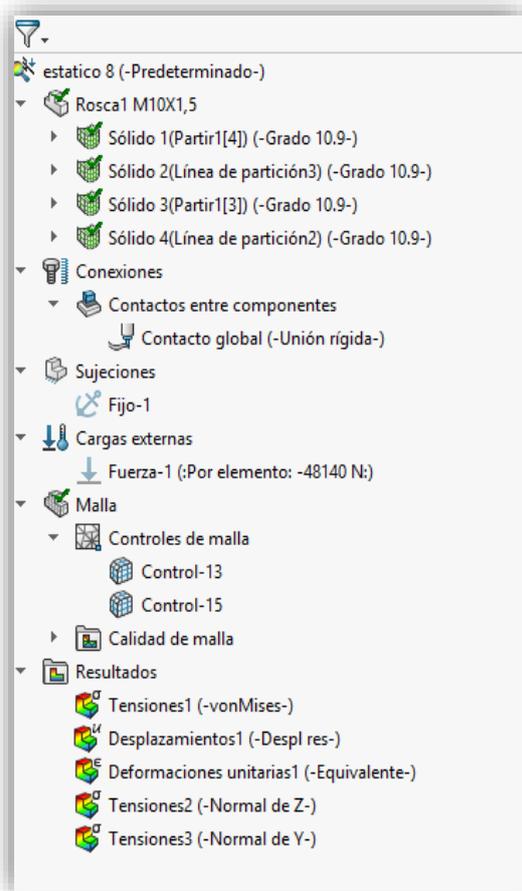


Figura 4-13. Condiciones del estudio

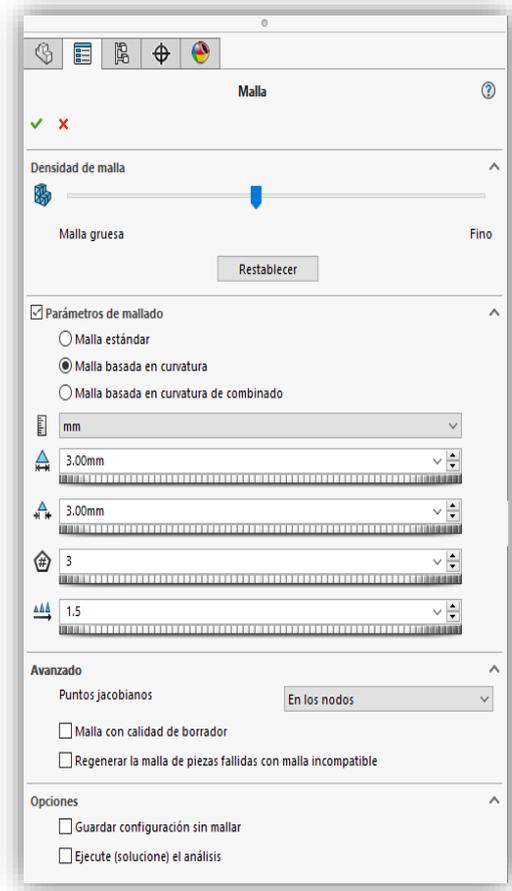


Figura 4-14. Condiciones de mado

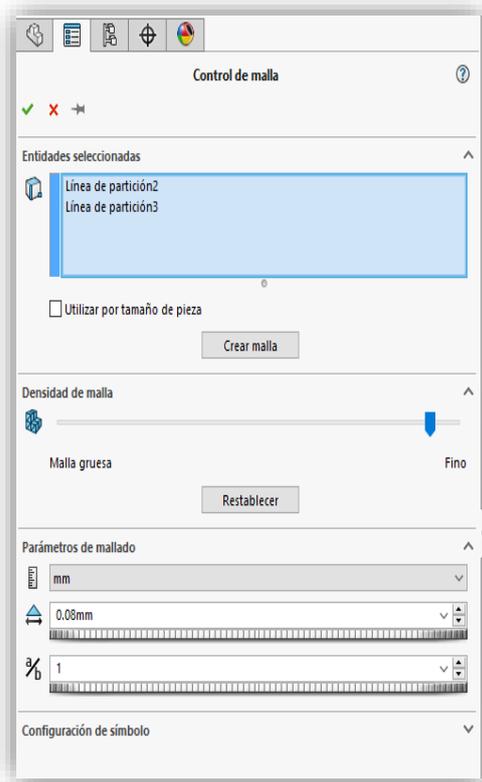


Figura 4-15. Control de mallado

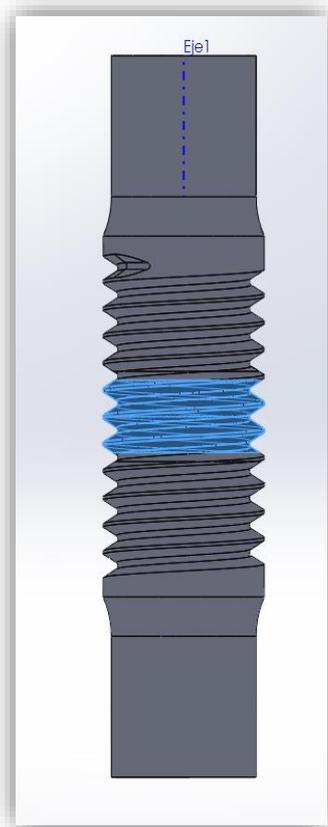


Figura 4-16. Zona de Línea de partición 2 y 3

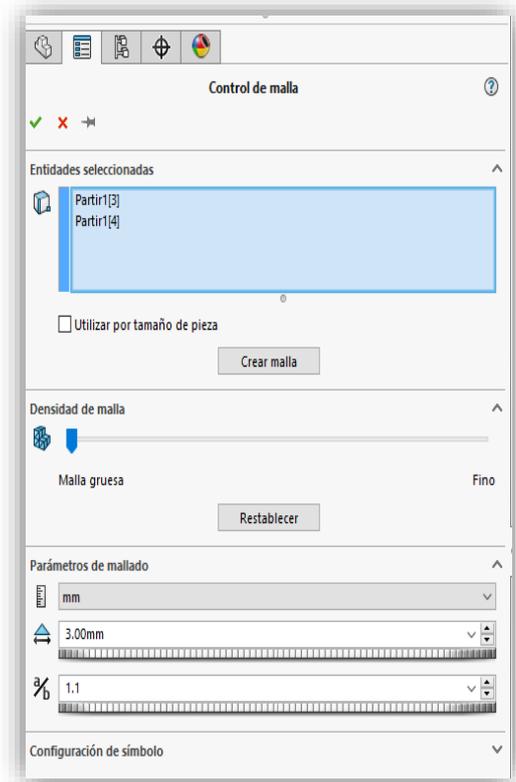


Figura 4-17. Control de mallado



Figura 4-18. Zona Partir 3 y 4

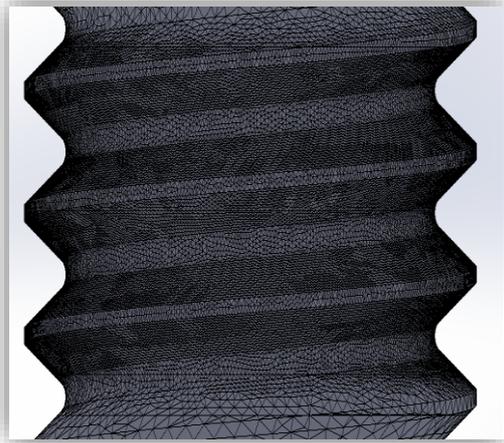


Figura 4-19. Situación de malla en zona deseada.

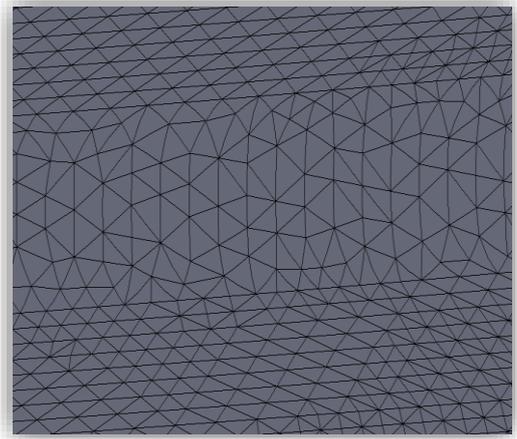


Figura 4-20. Vista cercana. Zona deseada

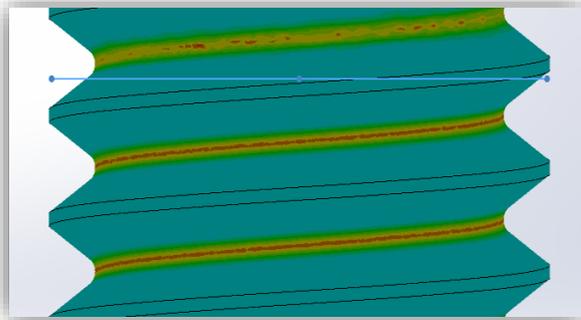


Figura 4-21. Plano sección 1

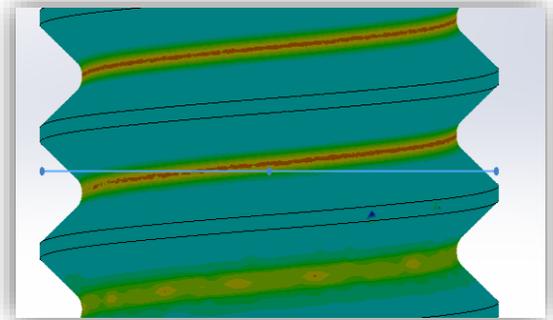


Figura 4-24. Plano sección 3

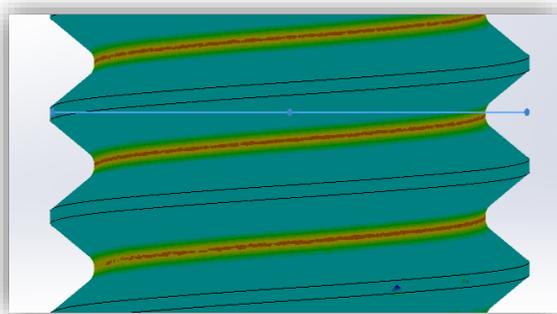


Figura 4-22. Plano sección 2

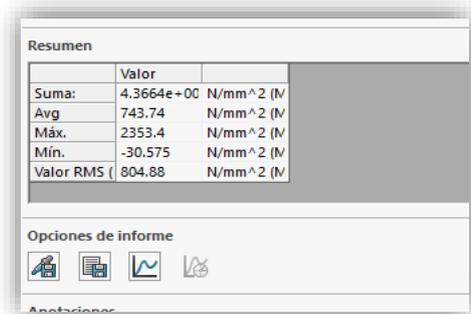


Figura 4-25. Valores en sección 1

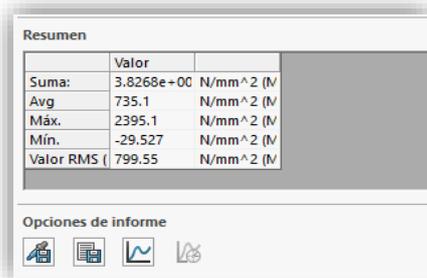


Figura 4-23. Valores sección 2

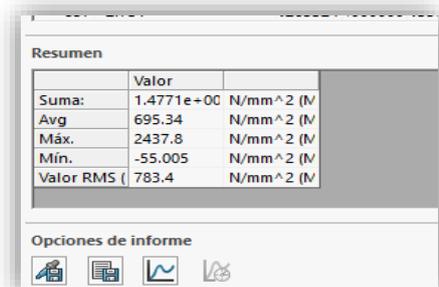


Figura 4-26. Valores sección 3

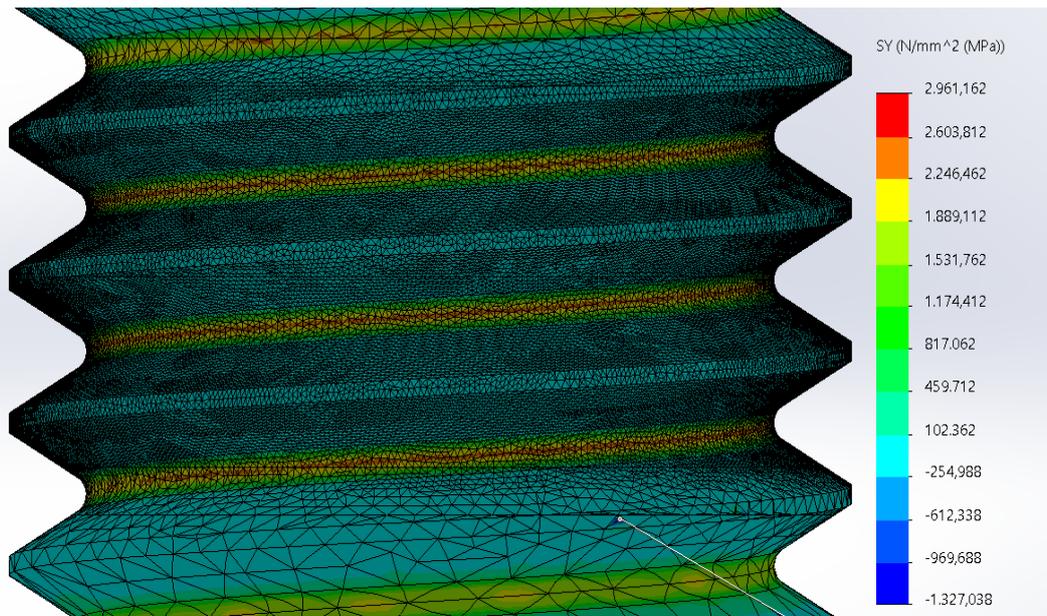


Figura 4-27. Tensión Axial en la rosca

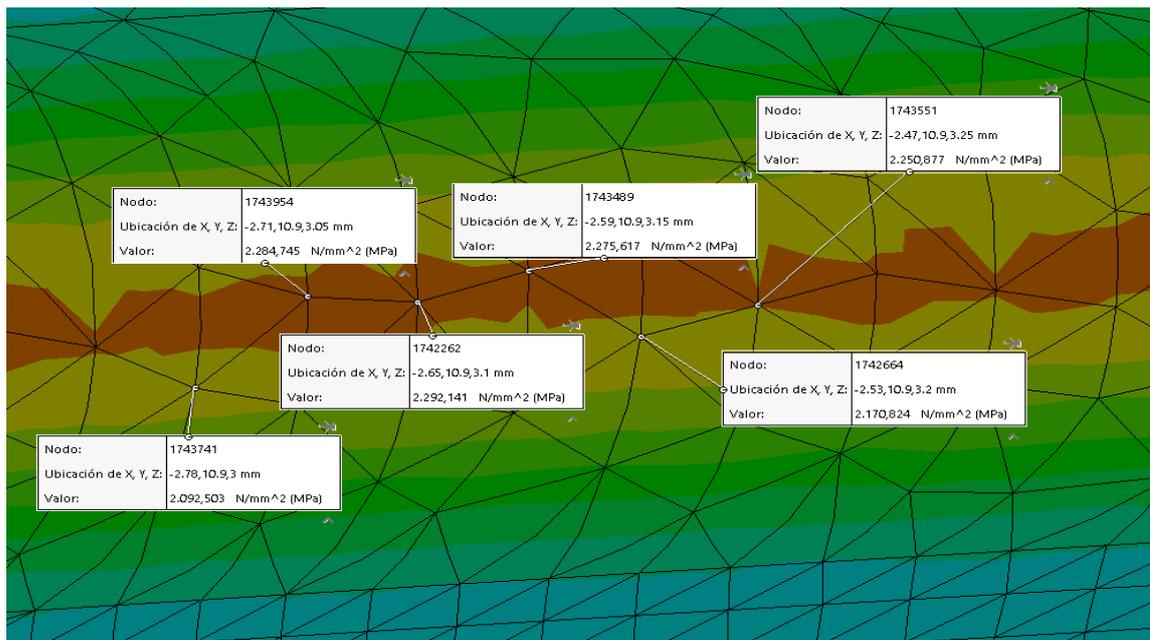


Figura 4-28. Valores en la raíz de la rosca

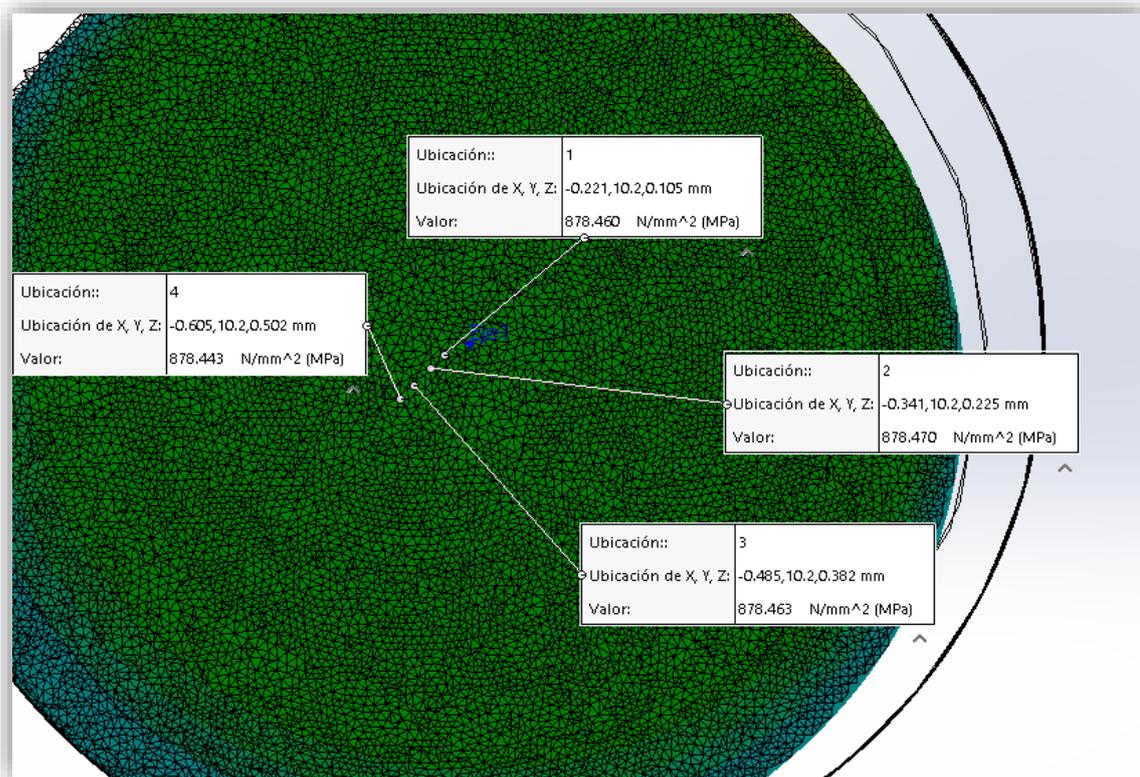


Figura 4-29. Valores en sección. Núcleo de la rosca

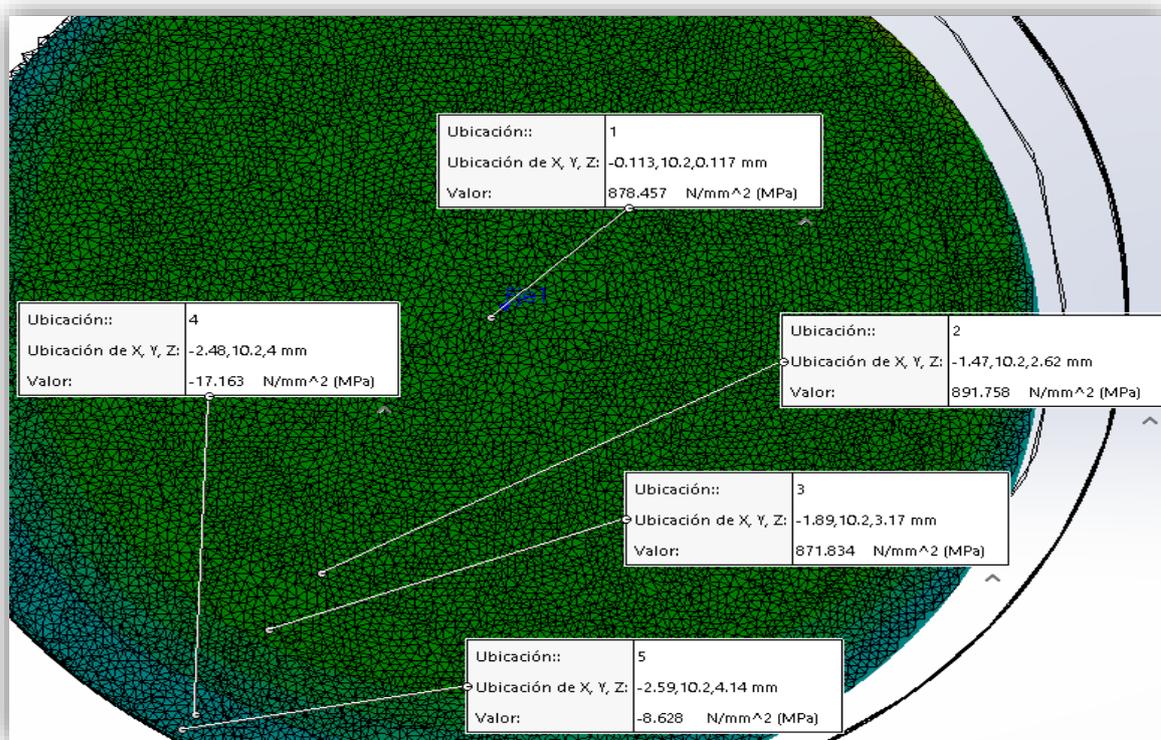


Figura 4-30. Valores descendiendo en la sección

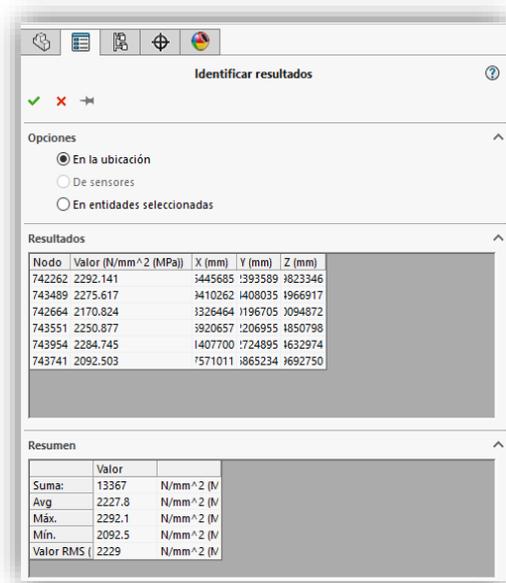


Figura 4-31. Valores en los nodos de la raíz

Rosca				
Métrica	A sección(mm2)	Fuerza(N)	σ_{ms} (Mpa)	Grado 10.9(Mpa)
M10X1,5	64,63	48140	2353,4	830
	64,64	48140	2437,8	830
	64,65	48140	2395,1	830
M16X2	171,03	130310	2379,5	830
	171,04	130310	2375,3	830
	171,03	130310	2281,5	830
M20X2,5	267,24	203350	2377,3	830
	267,25	203350	2341,9	830
	267,27	203350	2304,3	830
M24X3	384,84	292990	2412,7	830
	384,83	292990	2396,2	830
	384,85	292990	2286,4	830

Tabla 8

σ_{ms} : Tensión máxima en sección.

Fuerza: La carga de prueba, aplicada en la rosca.

Las tensiones máximas que alcanzan los modelos, tal y como se ve en la Tabla 8 están muy por encima de la **resistencia de prueba de los tornillos**, dando a entender que estos siempre alcanzan la deformación plástica a no ser que se le aplique un valor muy pequeño, lo que no sería real, ya que no tendría sentido utilizar los tornillos para tales propósitos. Ahora bien, **el área de tensión según el modelo lineal utilizado por Solidworks no sería correcta, ya que las tensiones en la sección de la rosca son más elevadas a las alcanzadas en las varillas sin rosca.** En el apartado 4.7 utilizando el modelo no lineal se explicarán las altas tensiones alcanzadas en la rosca y cómo se comporta el área de esfuerzo de tensión según este modelo de cálculo que nos proporciona Solidworks.

Con estos valores tan altos, se pueden hallar las concentraciones de tensiones, ya que es la situación más desfavorable que puede ocurrir en la **rosca**. A continuación, en el **apartado 4.3** detallaremos como obtenemos las concentraciones de esfuerzo en la rosca.

4.3 CONCENTRACIÓN DE ESFUERZO EN LA ROSCA.

Si se toman directamente los valores máximos de tensiones que proporciona Solidworks sin fijarse donde se han producido, se obtendrían unos resultados erróneos, ya que la finalidad es ver el comportamiento en la rosca. Por ende, se tomarán valores que se encuentren en la rosca, debido a que las concentraciones de esfuerzo en Solidworks pueden producirse en una zona no deseada de la pieza utilizada para el estudio, según se hallan aplicado las restricciones y las cargas, pudiendo estos valores encontrarse fuera de la rosca.

El programa presenta ciertas incoherencias al dar los valores donde se producen las concentraciones de esfuerzo. Estos valores se pueden apreciar en las figuras del **anexo 7.1**, concretamente en la página **85**. Por ello se **deben tomar valores alejados al nodo donde se ha producido la mayor concentración de esfuerzo, debido a que los valores pueden variar de una forma irregular de un nodo a otro, a lo que se ha llamado anteriormente error de discretización.**

En este caso las condiciones del análisis son distintas al **apartado 4.2**, para así conseguir mejores resultados. Entre estas modificaciones tenemos:

- Se sujeta la varilla roscada por medio de una superficie lisa, mientras que la fuerza también es aplicada alrededor de una superficie lisa en dirección axial
- Estas superficies están alejadas de la rosca, cuya finalidad es poder implementar un modelo de análisis igual a los ensayos de tracción de un material, el cual consiste en someter a una probeta normalizada a un esfuerzo axial de tracción creciente hasta que se produce la rotura de la misma.
- Mallado fino basado en curvatura.

El ensayo de tracción mide la resistencia de un material a una fuerza estática o aplicada lentamente. En este caso nuestra probeta sería la varilla roscada y la máquina el programa de simulación solidworks simulation.

Se utiliza la siguiente fórmula para obtener el factor de concentración de esfuerzo en la rosca:

$$K_t = \frac{\sigma_{mn}}{\sigma_{ms}}$$

σ_{mn} : Tensión media de varios nodos.

σ_{ms} : Tensión máxima en la sección.

A_s : Área de sección en la rosca.

La siguiente **tabla 9** muestra los valores de concentración de tensiones según las modificaciones impuestas en el análisis para el modelo de rosca M10x1,5.

Métrica	concentración de esfuerzo				
	A_s (mm ²)	Fuerza(N)	σ_{ms} (Mpa)	σ_{mn} (Mpa)	Kt
M10X15	64,64	48140	1785	1885,2	1,06
	64,63	48140	1793,3	1885,2	1,05
	67,29	48140	1791,5	1885,2	1,05

Tabla 9 Concentración de tensiones

Para obtener estos valores, el mallado realizado mantiene ciertas diferencias a los anteriores, también las sujeciones. Se han tomado valores según un criterio más acorde, obteniendo unos valores de concentración de esfuerzos más coherentes como muestra la figura en la página **83 en el ANEXO 1**. Por otro lado en el **ANEXO 1**, están presentes las distintas configuraciones hechas en el programa para el estudio de los diferentes modelos de rosca de M10x1.5.

Como se puede apreciar en el **ANEXO 1**, se han mostrado varias imágenes que contienen informaciones que nos permitirán establecer, concretar y delimitar la manera en la que se debe elaborar un buen análisis con la simulación.

Las imágenes de los diferentes modelos estudiados mantienen similitudes y diferencias. Las similitudes están en el tipo de **sujeción impuesta**, en cómo se han **aplicado las fuerzas** y en las características que presenta el **mallado**. El mallado establecido ha sido igual para todos los modelos, para establecer un modelo de estudio, que permita a obtener resultados deseados y coherentes.

La máxima tensión se produce en todos los modelos en la parte **sin rosca**, tal y como se muestra en el **anexo 7.1**, donde se ha establecido la condición de fijación, la cual inmoviliza esa zona de la pieza en todos sus grados de libertad. La concentración de esfuerzo producida en este lugar son los esperados, tal y como se explica en el Anexo **7.1**, concretamente la **Figura 7-5**. Ya que la zona donde se encuentra la rosca queda libre de estas altas concentraciones de esfuerzo y por ende los valores en los nodos no presentan diferencias muy grandes, sino que son relativamente parecidos, teniendo entonces unos aumentos y caídas suaves entre nodos que se continúan.

Por otro lado, hay que tener en cuenta que la rosca presenta distintos diámetros, por lo que hay que tener presente que **los cambios más bruscos de los valores entre los nodos se producen cuando pertenecen a diferentes diámetros de la rosca**.

Empleando la misma formulación y método que en la M10x1,5 para obtener los valores de la **Tabla 9** se obtienen los siguientes factores de concentración de esfuerzo para las demás métricas:

Concentración de esfuerzo					
Métrica	A_s (mm ²)	Fuerza(N)	σ_{ms} (Mpa)	σ_{mn} (Mpa)	Kt
M10X15	64,64	48140	1785	1885,2	1,06
	64,63	48140	1793,3	1885,2	1,05
	67,29	48140	1791,5	1885,2	1,05
M16X2	179,1	130310	2246,6	1882,5	0,84
	171,03	130310	1665,4	1882,5	1,13
	186,16	130310	2864	1882,5	0,66
M20X2,5	267,24	203350	2075,9	1908,6	0,92
	267,23	203350	2039,9	1908,6	0,94
	267,45	203350	1897,6	1908,6	1,01
M24X3	389,45	292990	2009,9	2228,7	1,11
	384,83	292990	2297,6	2228,7	0,97
	284,81	292990	2133,8	2228,7	1,04

Tabla 10 Concentración de tensiones

Se puede apreciar en la **Tabla 10** que algunos valores de concentración de tensiones están por debajo de cero, algo que no debe ocurrir. Esto sucede debido a que, al tomar valores dentro de un rango en la raíz de la rosca, estos pueden no ser mayores al que se obtiene en una de las secciones, por tanto, **esto es un método poco fiable, el comparar valores medios de los nodos con los máximos en las secciones**. Debido a que se tendría que ir buscando valores mayores a los máximos dados en las secciones, pero no sería coherente, ya que no podemos tomar todos los

nodos del programa, debido a su cantidad, sino unos cuantos de ellos. **Aun así, cabe destacar que los valores más altos hay que tomarlos de la raíz de la rosca, ya que, si utilizamos solidworks para tomar el valor máximo que nos da la sesión, puede que éste valor no esté en esa sección que se ha tomado.**

Todos estos estudios nos han permitido ver cómo se comportan los modelos según las diferentes condiciones de análisis, por ello obtendremos ahora concentración de tensiones con otro modelo de cálculo. Con esto concluiremos que modelo es mejor y cual nos da mejores resultados.

Para estos últimos resultados empleamos la misma manera de observación planteada en el último método de cálculo del **apartado 4.2** para obtener los valores en la sección de la rosca. Es decir, que se han modificado los modelos igual al de la M10X1,5 haciéndolos más pequeños y estudiando solo una parte de la rosca y no todo el modelo. Aplicando las mismas condiciones de contorno de ese modelo.

La diferencia fundamental de este nuevo estudio, es el uso de **datos teóricos** utilizados en **Shigley[I]**, los cuales se muestran en las formulas siguientes. Utilizando estos datos y los obtenidos con solidwork, se obtiene el factor de concentración de esfuerzo. Las fórmulas utilizadas son las siguientes:

$$\sigma_{t1} = \frac{F_p}{A_t} ; K_{t1} = \frac{\sigma_{max1}}{\sigma_{t1}}$$

$$\sigma_{t2} = \frac{F}{A_t} ; K_{t2} = \frac{\sigma_{max2}}{\sigma_{t2}}$$

Mientras que los valores de σ_{max1} y σ_{max2} que son el valor máximo de diferentes nodos tomados en la raíz de la rosca, se adquieren a través de solidworks, y se muestran en las figuras del anexo 7.2, por ejemplo la Figura 7-26. No se han escogido más valores dentro de la raíz como se muestra en las figuras del **ANEXO 2**, debido a que no es necesario. Ya que no hay una diferencia exhaustiva entre tomar más valores o menos. Teniendo en cuenta, siempre tomar valores dentro de la **misma línea de diámetro de la pieza**, ya que la pieza varía su sección constantemente y por ello pueden cambiar bruscamente los valores de un nodo a otro que no sea de su misma sección. En el **ANEXO 2** se muestran los valores en los nodos y el valor máximo tomado para las diferentes roscas.

Cabe mencionar que la rosca se ha solicitado a diferentes valores de tensiones. Siempre se ha incluido la carga **de prueba de un tornillo**, ya que con el vemos el mayor factor de concentración de esfuerzo que puede llegar a tener la pieza. Con esto podemos verificar los valores de concentración de tensiones obtenidos con el programa, ya que deben ser iguales o parecidos sin importar la tensión a la que esta solicitada la rosca, siempre y cuando se compare con un valor fijo de tensión, como se ha hecho en este caso, utilizando las tensiones teóricas de Shigley[I] (**tensión nominal**) calculadas con las áreas de sección efectiva que proporciona el autor. La **Tabla 11** muestra estos valores de concentración de tensiones.

Métrica	A_t (mm ²)	F_p (N)	F(N)	σ_{t1} (Mpa)	σ_{t2} (Mpa)	σ_{max1} (Mpa)	σ_{max2} (Mpa)	K_{t1}	K_{t2}
10	58	48140	38512	830	664	2303,3	1770,4	2,775	2,666
16	157	130310	104248	830	664	2267,7	1762,7	2,7322	2,655
20	245	203350	162680	830	664	2186,1	1828,7	2,6338	2,633
24	353	292990	234392	830	664	2295,3	1815,1	2,7654	2,734

Tabla 11. Concentración de tensiones con cálculo teórico.

Los valores de los factores de concentración de tensiones son casi idénticos, concluyendo que solidworks es una herramienta fiable para obtener valores de concentración de tensiones.

4.4 ANÁLISIS TENSIONAL. MODELO DE TORNILLO Y TUERCA.

Los valores obtenidos de concentración de tensiones de los modelos en el **apartado 4.3** no son muy concluyentes, ya que los tornillos según los estudios de los autores presentan concentraciones de tensiones en distintas zonas. En una unión atornillada el tornillo tiene más partes y no solo una parte roscada, tal y como representa la Figura 2-5. Por ello se debe utilizar otro modelo de estudio para ver si se pueden presentar otros valores de concentraciones de tensiones a lo largo de todo el tornillo.

Las concentraciones de esfuerzos calculadas anteriormente se podrían aplicar únicamente a la parte roscada del tornillo, ya que el estudio anteriormente comentado presenta un modelo muy simplificado de lo que realmente pasa en la unión atornillada. Lo que nos lleva a establecer otro modelo de estudio, manteniendo el mismo, una simplificación, pero menos que la anterior.

Como se comentó, se va a realizar el estudio tensional originado en un tornillo, como consecuencia de la unión tornillo-tuerca como muestra la Figura 4-32.

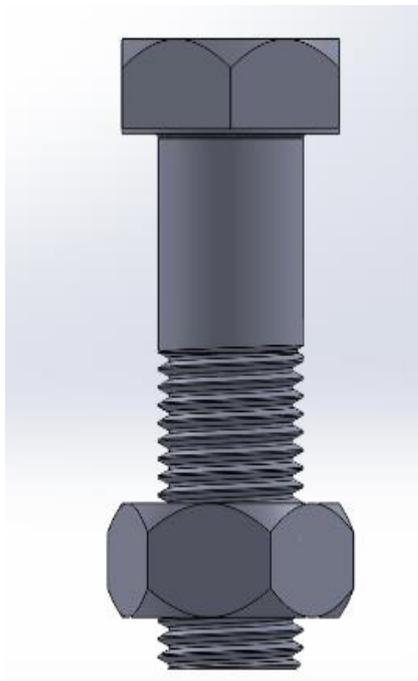


Figura 4-32. Unión Tornillo y tuerca

Para dicho estudio, se llevará a cabo un modelo en el que se ha tenido en cuenta las siguientes consideraciones:

- Se plantea como modelo, el tornillo y la aplicación de la fuerza sobre el tornillo, es decir, se omite la presencia física del agarre generada por la unión.
- El tornillo es un sólido de revolución y es axisimétrico (simetría en un eje) en cargas, por este motivo se consideró como mejor opción el modelo 3D en lugar de 2D. También añadir, que son más eficientes y reales los resultados obtenidos en un modelo 3D que en 2D, ya que se aproximan más a la realidad.

El diseño del tornillo para el apartado, ha sido un diseño según las normas establecidas. Las dimensiones y parámetros del tornillo se muestran en la Figura 4-33.

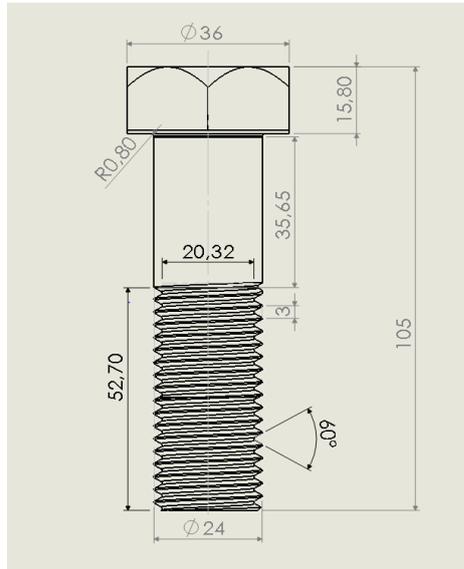


Figura 4-33 Plano del Tornillo.

Las características del tornillo son:

1. Características geométricas:

- **Diámetro exterior de la rosca:** 24mm
- **Longitud del tornillo:** 25,65mm (fuste) + 52,70mm (rosca)= 88,35mm
- **Tipo de rosca:** se trata de una rosca métrica iso (M24X3), la hélice de la rosca del tornillo se ha modelado según las posibilidades que nos da solidworks.
- **Calidad de la rosca:** Se ha tomado una calidad de la rosca de un tornillo de acero de 10.9 según Shigey[1].

2. Características del material: El material seleccionado es **acero**.

3. Solicitaciones: las solicitaciones a las que está sometido son:

- Esfuerzo normal (N): comprende todas las solicitaciones que actúan perpendiculares al plano de sección. Esfuerzos de contacto presentes entre los hilos de la rosca del tornillo y la tuerca.

Modelo de cálculo empleado:

- Modelado de un tornillo de M24X3. El material para el tornillo se ha modificado en SolidWorks, para darle la resistencia de prueba según **grado 10.9**.
- Modelado de la tuerca, con el material igual al del tornillo. La tuerca se ha fijado por su cara inferior, **teniendo así la sujeción menos influencia en la generación de las tensiones en la rosca de la tuerca y el tornillo**. Debido a que ésta más alejada de la zona donde deben producirse las máximas tensiones, según establece la teoría.
- El movimiento de rotación y radial del tornillo ha sido impedido. Fuerza de tracción aplicada en la parte inferior de la cabeza del tornillo. **Con esto se obtienen unas distribuciones de tensiones en la rosca del tornillo y la tuerca más reales**. La fuerza aplica es de 292990 Newtons, la máxima soportada por el tornillo.

- Aplicado el contacto sin penetración, entre los hilos de rosca de la tuerca y el tornillo. Mallado basado en curvatura, con una malla fina.

El mallado basado en curvatura es el más idóneo cuando se trata del análisis de ensamblajes en SolidWorks. Presenta ciertas características que serán mejor explicadas más adelante.

En la imagen se puede apreciar el modelo optado para la simulación, la fuerza de tracción es aplicada en la parte baja de la superficie de la cabeza del, creando de esta manera una distribución de tensiones en las piezas según establece la teoría de autores como K.H. Decker y simulando la acción de las piezas unidas en un ensamble real que presiona el tornillo alargándolo.

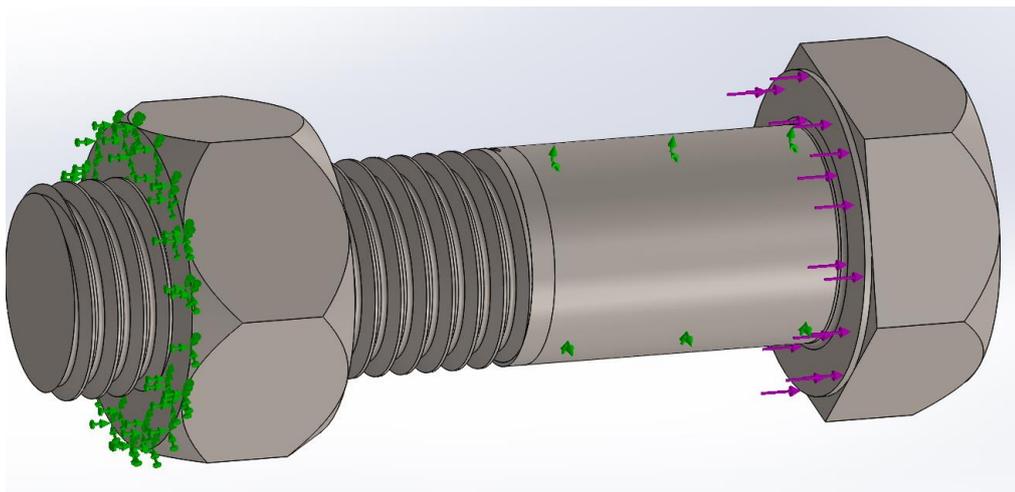


Figura 4-34. Modelo de Tornillo y Tuerca

En este apartado 4.4, se va a contemplar el esfuerzo de empuje en los hilos de rosca, que resulta ser una compresión, y su distribución entre los hilos en contacto de las partes roscadas.

La Figura 4-35 ilustra el "flujo de fuerzas" a través del tornillo y la tuerca usadas para unir dos partes. La compresión entre los hilos del tornillo y la tuerca existe en los hilos 1, 2 y 3. Este tipo de compresión directa con frecuencia se llama empuje.

Un estudio de la Figura 4-35, revela dos factores importantes que ocasionan que el hilo 1 soporte más de su parte de la carga.

1. La carga se distribuye entre los tres hilos como si fueran elementos extras que soportan carga. La trayectoria más corta (y más rígida) es a través del hilo 1. Por lo tanto, soporta la mayor parte de la carga.

2. La carga aplicada ocasiona que la parte del tornillo que tiene rosca esté en tensión, en tanto que la parte correspondiente de la tuerca trabaja a la compresión. Las deflexiones resultantes aumentan ligeramente el paso del tornillo y disminuyen el paso de la tuerca. Esto tiende a aliviar la presión en los hilos 2 y 3.

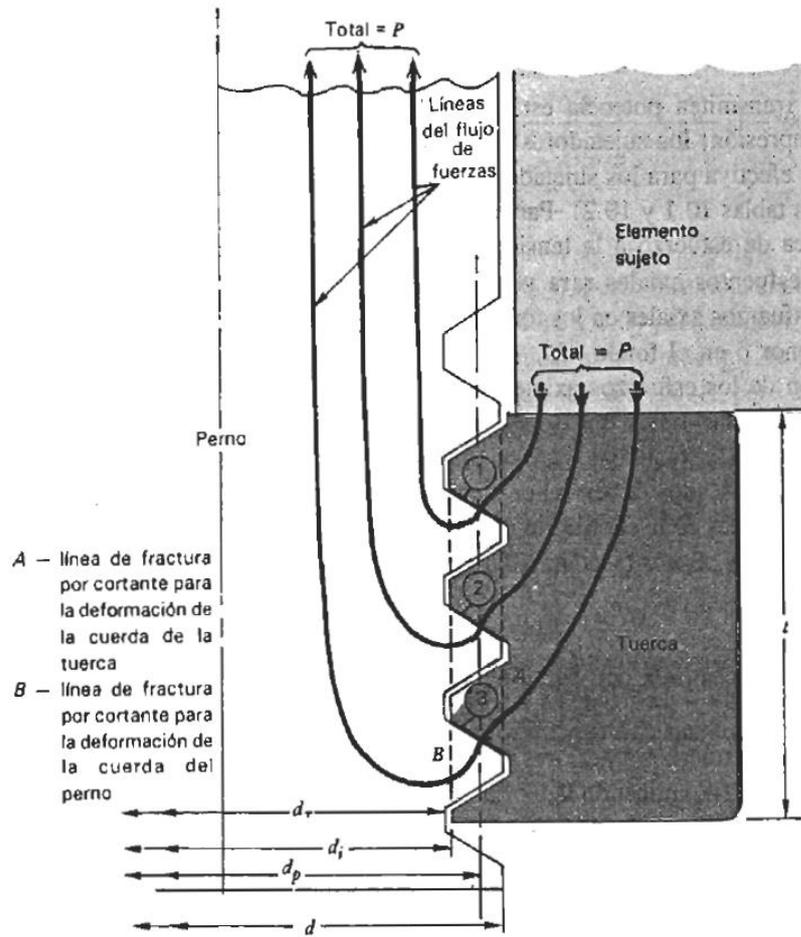


Figura 4-35. Flujo de fuerzas en un tornillo sujeto a tensión

En la Figura 4-36 se puede apreciar gracias a la tensión axial (S_z) dada por solidworks, la compresión que se produce en la cuerda de la rosca del tornillo y de la rosca de la tuerca. Por otro lado, se puede ver como las tensiones van disminuyendo a partir del primer hilo en contacto entre la rosca y la tuerca. También se puede apreciar como las tensiones son de tracción en la zona de la rosca del tornillo, mientras que, en la rosca de la tuerca, se está produciendo una compresión.

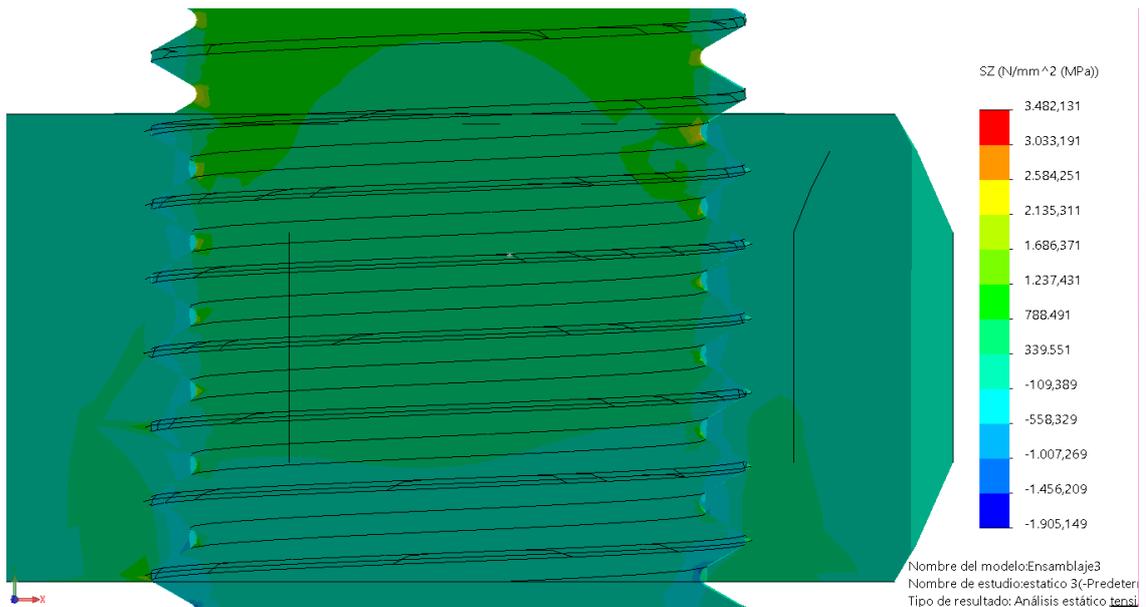


Figura 4-36 Distribución de tensiones entre la tuerca y el tornillo.

La tensión de Von Mises mostrada en la Figura 4-37 nos da una mejor información de cómo se distribuyen las tensiones en la roscas de ambos elementos de una manera más exacta.

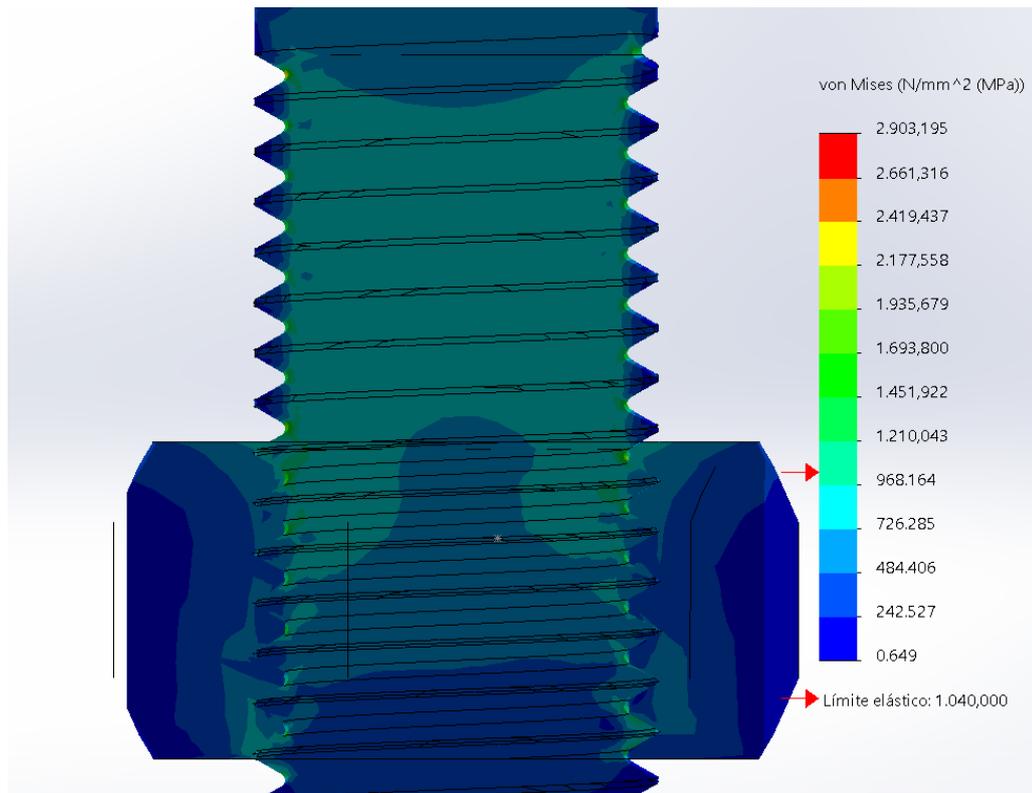


Figura 4-37 Distribución de tensiones entre la tuerca y el tornillo

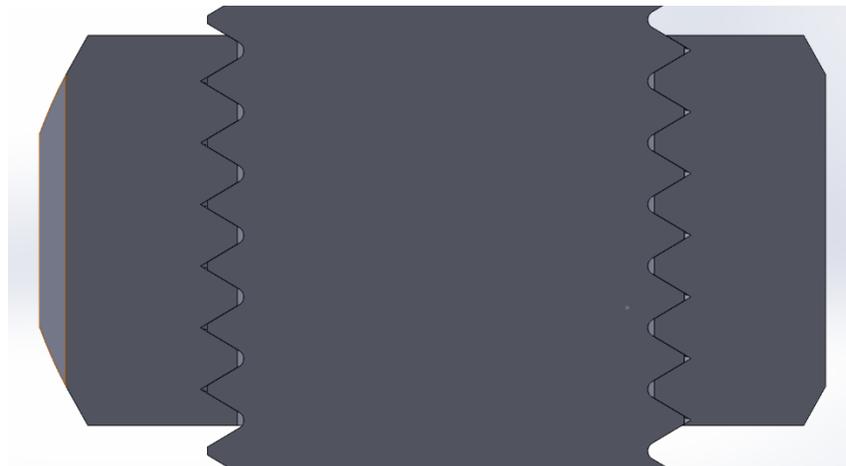


Figura 4-38 Situación de Tornillo y Tuerca

La Figura 4-38 muestra como ha quedado el ensamblaje, para efectuar el estudio. Tanto en la tuerca como en el tornillo se mantiene la holgura necesaria para que no haya interferencias.

Para poder llegar a ensamblar ambas piezas, se han utilizados croquis en las piezas, ya que la opción de solidworks de relación de posición de tornillo, no nos da la precisión necesaria para que los elementos queden bien definidos en el ensamblaje, sino que hace que uno se superponga sobre el otro, es decir que haya interferencias y por tanto el análisis no tenga buenos resultados.

Ayudándonos de los croquis podemos hacer que se mantenga la posición deseada en los elementos, siempre y cuando se defina de una manera adecuada. Para ello en el tornillo se dibujó unas de las curvas de la rosca y en la tuerca se estableció un punto con los alejamientos necesarios para que se mantengan las holguras entre ambos elementos.

A continuación, se muestran como han quedado los croquis para establecer las relaciones de posición entre la tuerca y el tornillo.

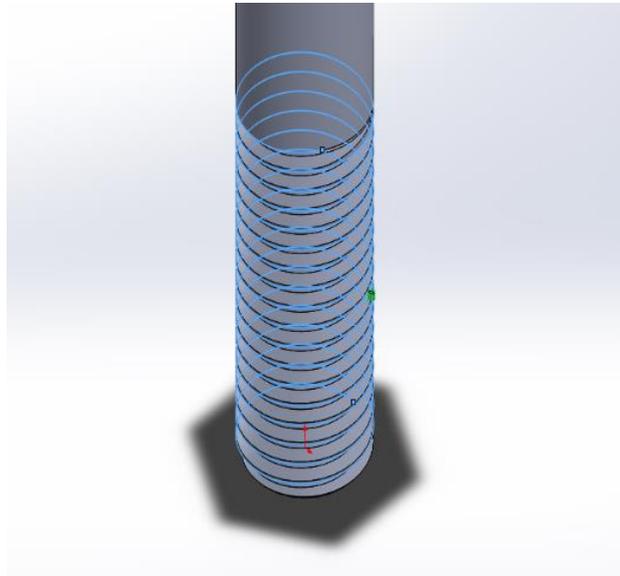


Figura 4-39 Croquis en el tornillo

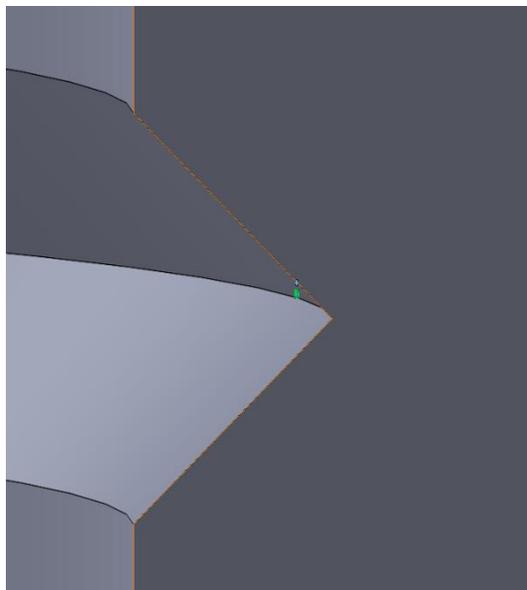


Figura 4-40 Croquis en la rosca

Para el análisis de este modelo, se ha utilizado un único mallado. Ya que como hemos ido realizando distintos mallados en otros modelos, sabemos que un mallado lo más fino posible y basado en curvatura para los ensamblajes es el mejor método.

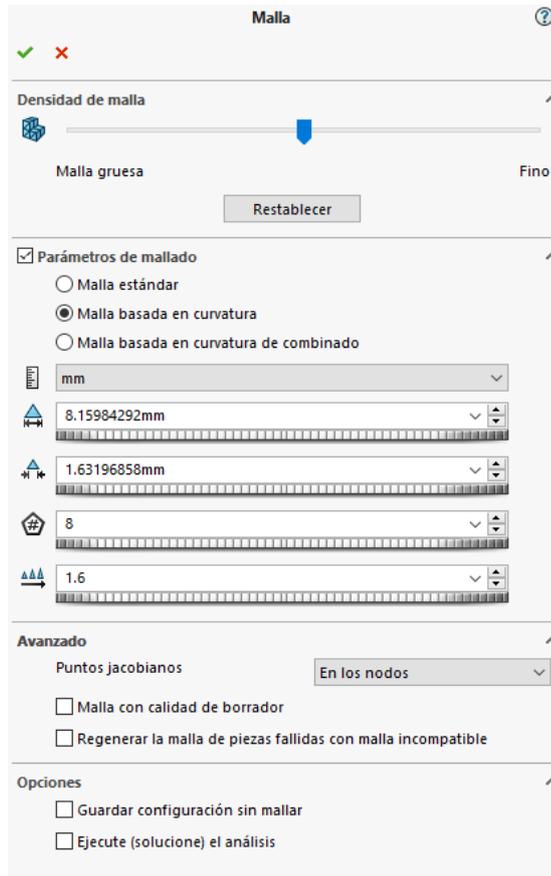


Figura 4-41. Modelo de la malla

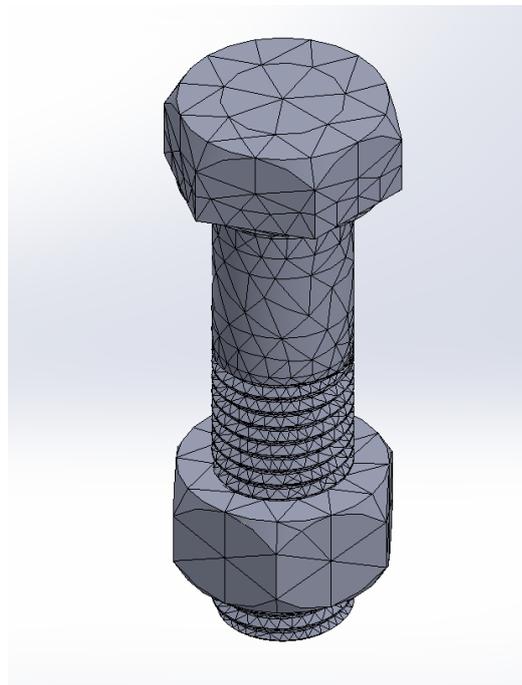


Figura 4-42 Situación de malla

Quando se transfiere la carga a través de la tuerca de una pieza a otra, se produce en el tornillo una concentración de tensiones. En condiciones ideales, la tracción en el tornillo y la compresión en la tuerca deben reducirse uniformemente. Sin embargo, la tracción aumenta el paso del tornillo y la compresión disminuye el paso de la tuerca de manera que no se mantiene una correcta

correspondencia entre las partes cargadas. **La mayor parte de la carga se transfiere en el primer par de hilos de rosca en contacto** y aquí presenta una gran concentración de tensiones, aunque la flexión de las roscas y expansión de la tuerca reducen la concentración de tensiones, la mayoría de las roturas de tornillos se producen en éste punto.

Los coeficientes de concentración de tensiones para roscas con cargas estáticas se determinan, normalmente, por análisis fotoelástico. Los ensayos en tres dimensiones han indicado un coeficiente de concentración de tensiones de **3.85** en la raíz del primer filete roscado según el autor **Baumeister**. Sin embargo, otros investigadores han encontrado valores mayores y menores que el anteriormente indicado. Se utilizan varios métodos para aumentar la flexibilidad de la tuerca y por lo tanto aumentar el área sobre la cual tiene lugar la transmisión de la fuerza.

R.E. Patterson señala que la distribución de las fallas típicas de pernos es, aproximadamente **15%** bajo la cabeza, **20%** en el extremo de la rosca y **65%** en el hilo en la cara de la tuerca. Según nuestro estudio estos porcentajes pueden ser posible, debido a que como se muestra en la siguiente tabla la mayor concentración de esfuerzo se produce en la sección en la cara de la tuerca. Obteniéndose dichos datos gracias a la fórmula:

$$K_t = \frac{\sigma_{ms}}{\sigma_t} \qquad \sigma_t = \frac{F}{A_s}$$

σ_{ms} : Tensión máxima en la sección según solidworks.

K_t : Factor de concentración de tensiones.

σ_t : Tensión teórica.

A_s : Área de sección.

F: Fuerza

Concentración de esfuerzo					
Métrica	A_s (mm ²)	Fuerza(N)	σ_t (Mpa)	σ_{ms} (Mpa)	K_t
M24X3	456,8	292990	641,49	2.659	4,15
	407,53	292990	718,94	2.902	4,04
	384,81	292990	761,39	3.177	4,17

Tabla 12. Factores de concentración de tensiones para tornillo y tuerca.

Las áreas de sección tomadas tienen los siguientes valores y se pueden ver en las siguientes figuras:

- Sección bajo la cabeza del perno: **456,8 m2.**
- Sección en a la salida de la rosca: **407,53 m2.**
- Sección en la cara de la tuerca: **384,81 m2.**

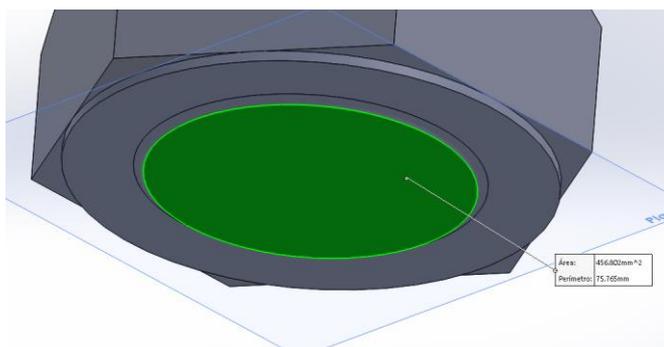


Figura 4-43. Sección bajo la cabeza del perno

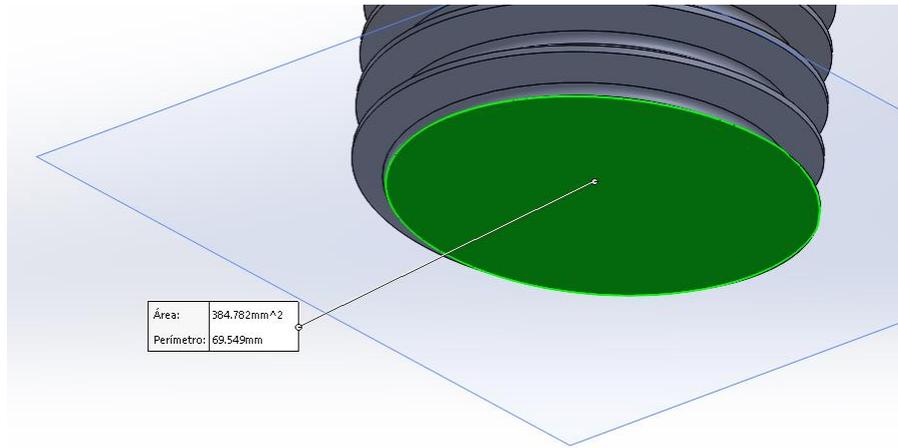


Figura 4-44. Sección en la cara de la tuerca

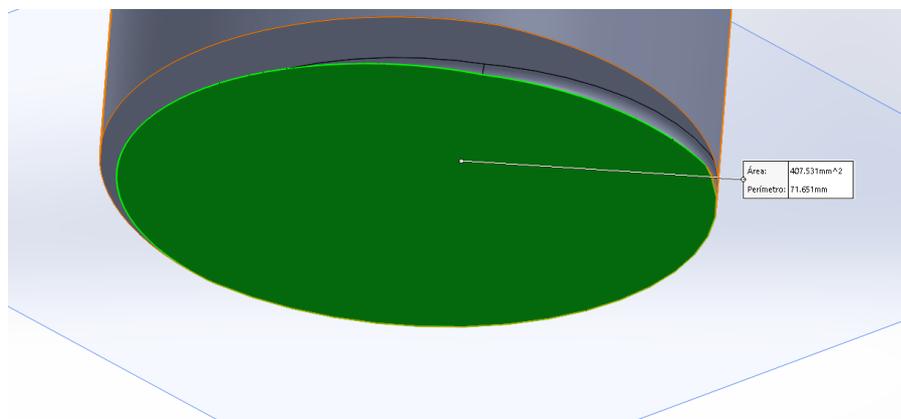


Figura 4-45. Sección en a la salida de la rosca

Ahora tomando los valores teóricos con la sección efectiva correspondiente para el modelo, tenemos diferentes resultados:

$$K_t = \frac{\sigma_{ms}}{\sigma_{te}} \qquad \sigma_t = \frac{F}{A_t}$$

A_t : Área de esfuerzo de tensión.

σ_{te} : Tensión teórica.

σ_{ms} : Tensión máxima en la sección según solidworks.

concentración de esfuerzo					
Métrica	A_t (mm ²)	Fuerza(N)	σ_t (Mpa)	σ_{ms} (Mpa)	Kt
M24X3	353	292990	830	2.659	3,20
	353	292990	830	2.902	3,50
	353	292990	830	3.177	3,83

Tabla 13. Concentración de tensiones de unión simplificada

Como se puede ver en las Tabla 12 y Tabla 13 , según el modelo de cálculo se obtienen unos valores u otros de concentración de tensiones. Siendo los obtenidos con el área A_t establecida para

el modelo de tornillo M24X3 **más idóneo**, ya que mantiene una progresión en sus valores más acorde a lo establecido en la teoría y a la relación con los datos conseguidos con el estudio.

Siendo las tensiones, según la parte del tornillo de donde se tomaron en solidworks:

- Tensión bajo la cabeza del perno: **2659 Mpa.**
- Tensión en a la salida de la rosca: **2902 Mpa.**
- Tensión en la cara de la tuerca: **3177 Mpa.**

La comprobación anterior realizada únicamente en el modelo de un tornillo de M24X3, y no en varios modelos, es debido a que no es necesario llevar a cabo tantos análisis ya que con un modelo podemos comprobar la veracidad de algunos autores como **R.E. Patterson**, que han concluido en sus estudios los lugares donde se producen los fallos en los tornillos.

4.5 ESTUDIO DE LA CARGA SOBRE EL AGARRE.

En este apartado estudiaremos los modelos del comportamiento elástico del agarre. Los troncos de conos son el resultado de la compresión de los elementos que intervienen en el agarre. Es decir, al verse sometidos a una compresión los elementos se deforman elásticamente, de manera que las tensiones se distribuyen formando unas formas parecidas a unos conos. Lo que veremos es si en realidad se forman estos troncos en los elementos, mediante la simulación de esfuerzos sobre algunos elementos con forma cilíndrica.

En el estudio del agarre se ha modelado un cilindro con un agujero en el centro. Este representa la unión donde se forma el tronco de cono. Las condiciones de estudio son:

- El diámetro exterior del cilindro es de 100mm y el interior de 26mm. Se han tomado estos valores, para simular la unión como si estuviera presente un tornillo de M24X3.
- Situadas líneas de partición sobre las caras de la unión, para así poder aplicar las fuerzas de manera a como la haría el tornillo y la tuerca sobre la unión.
- Las fuerzas de aplicación han sido arbitrarias, ya que queremos ver cómo se comporta el material.
- Los materiales elegidos son también al azar, pero todos son metálicos, porque nos centramos más en las uniones que presentan estos materiales.
- Se ha fijado la cara exterior del cilindro, ya que al estar muy alejada de la parte central no influye en la formación del tronco de cono.
- La fuerza esta aplicada en ambas caras de la unión, en la cara donde estaría la cabeza y en la cara donde estaría la tuerca. EL programa nos muestra las tensiones principales de compresión (P_3)

Este modelo es el más fiable para este análisis en solidworks, ya que a partir del tronco de cono se obtiene la constante de rigidez de la unión, basándose en el modelo de un resorte que se comprime. Por lo que el tronco de cono no pasaría a formarse si solo se aplica la fuerza en una cara, debido a que la compresión se produciría a partir de esa cara y no tendría relación con la teoría del resorte que se comprime, el cual lo hace desde ambos lados.

Los modelos del comportamiento elástico del agarre presentan diferentes condiciones según el autor. Por lo que se pretende con el análisis de solidworks estudiar si los modelos son válidos, ya que con el análisis de elementos finitos podemos ver como se deforman los elementos. Dicho esto, pasamos a ver los diferentes estudios realizados, con las condiciones mencionadas al inicio de este apartado.

En las imágenes se pueden apreciar el modelo con las sujeciones y cargas aplicadas, así como el modelo de la malla y el croquis para poder concretar si los troncos de conos mantienen la forma establecida por los distintos autores, como son Shigley[1], Decker[11] y otros.

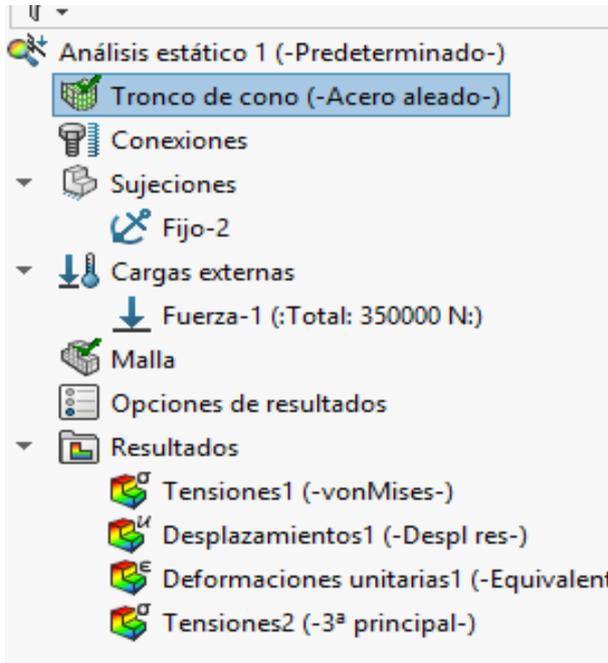


Figura 4-46 Condición del análisis

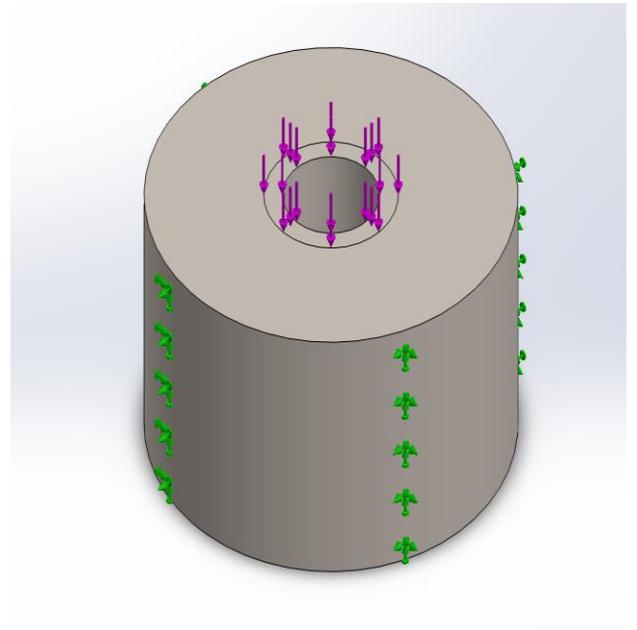


Figura 4-47 Condición de análisis

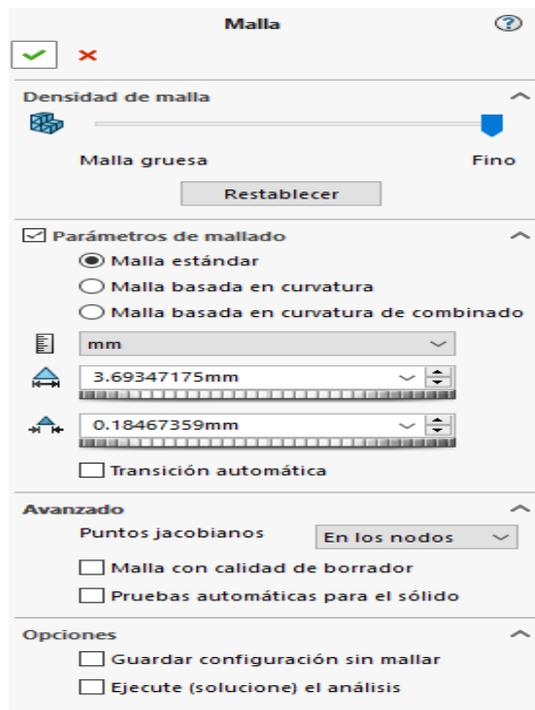


Figura 4-48 Modelo de malla

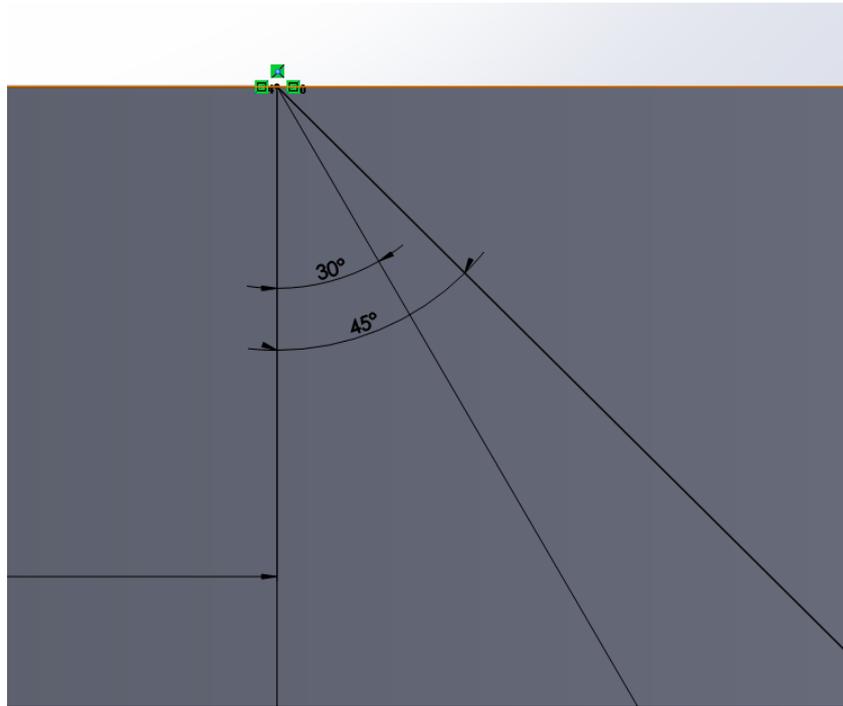


Figura 4-49 Croquis para troncos de cono

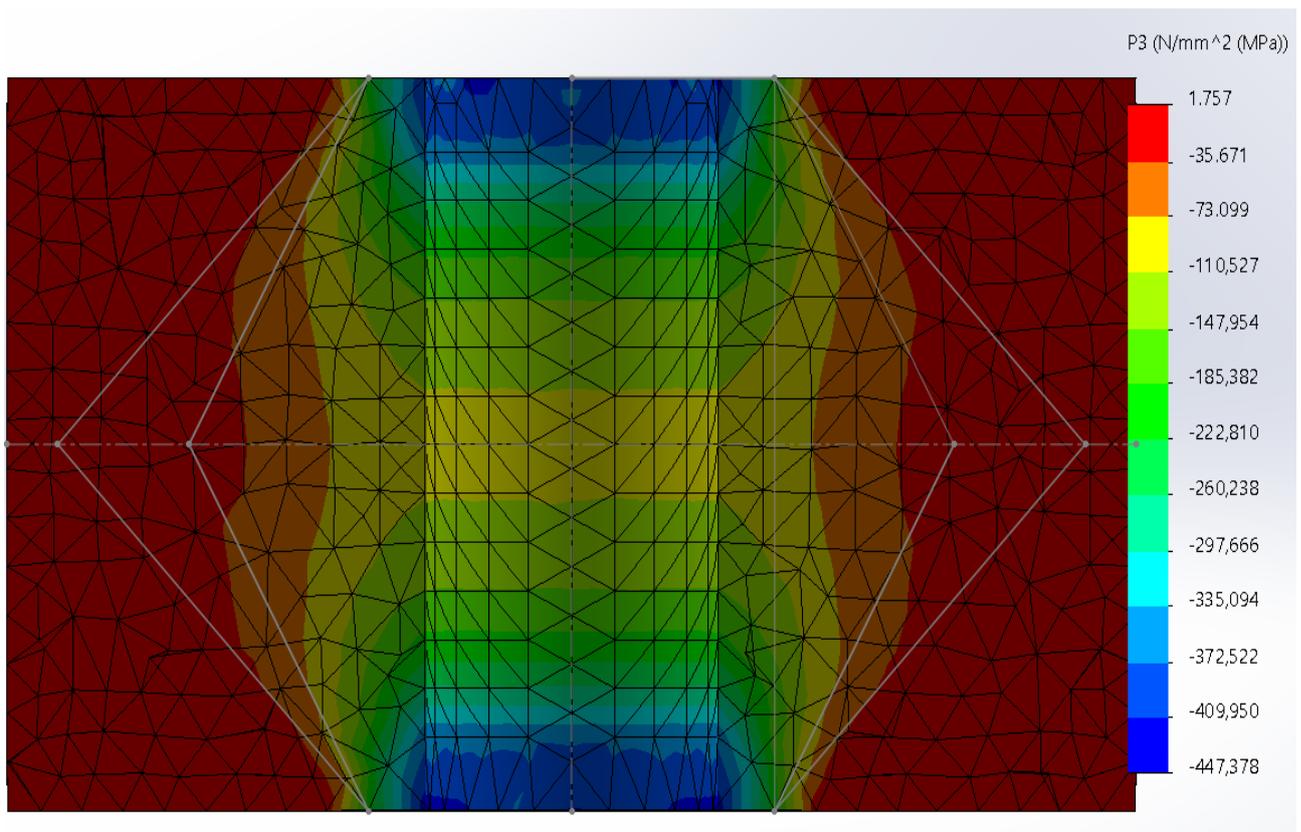


Figura 4-50 Tronco de cono. Acero aleado

La Figura 4-50 es la representación del tronco de cono formado con las condiciones establecidas en las figuras que van desde la Figura 4-47 a la Figura 4-49. Se puede observar que la línea que representa los 45° se adecua más a la formación del tronco de cono. Ahora veremos el mismo modelo, pero con un esfuerzo de compresión diferente.

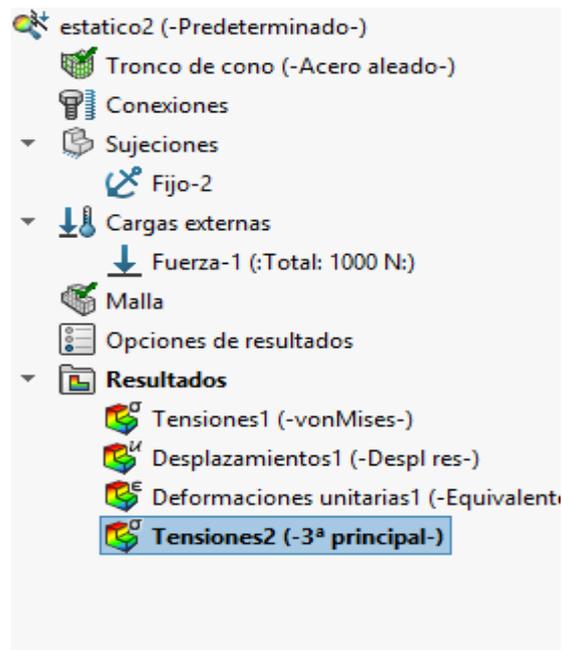


Figura 4-51 Situación 2 acero aleado.

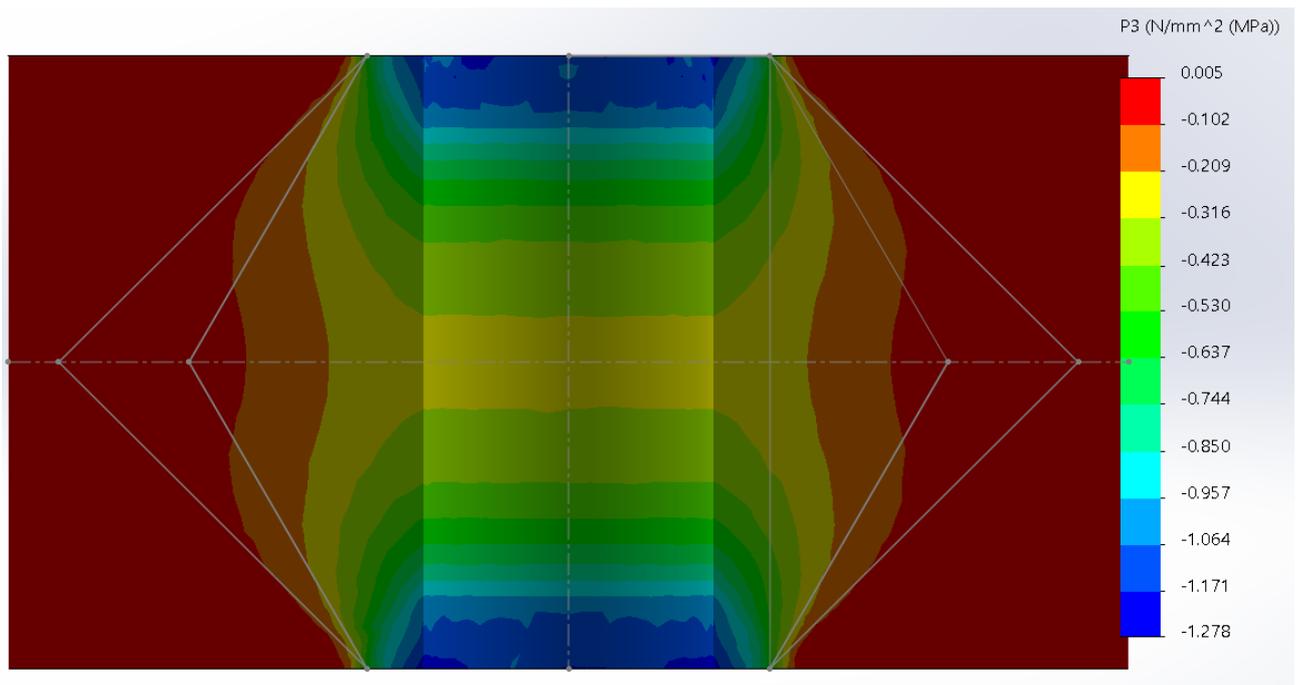


Figura 4-52 Tronco de cono según situación 2.

La formación de los troncos de cono siempre es la misma, tal y como se ve en las figuras anteriores. Aun cuando se ha disminuido o aumentado la fuerza de aplicación, debido a que, aunque se necesite de la acción de una fuerza de aplicación, los autores se basan en el comportamiento elástico del material, llegando a formular ecuaciones, donde la carga que comprime los elementos presentes en el agarre no tiene utilidad para calcular la rigidez del agarre y no se dispondría de una ecuación como la Ecuación 12 para hacer el proceso más sencillo.

$$k = \frac{P}{\delta} = \frac{\pi E d \tan \alpha}{\ln \frac{(2t \tan \alpha + D - d)(D + d)}{(2t \tan \alpha + D + d)(D - d)}}$$

Ecuación 12

Los autores utilizan este método debido a que el material siempre tiene la misma capacidad de deformación a nivel elástico, los cuales nunca sobrepasan esta capacidad sin antes deformarse plásticamente. Si el material se deforma plásticamente lo haría en la zona de aplicación del tornillo, por lo que se produciría un aplastamiento en los elementos de unión, dando lugar al fallo. Por tanto, el modelo elástico del agarre es el adecuado.

Ahora bien, el tronco de cono que se forma en una pieza de hierro fundido y una de cobre es distinto, al igual que si se tratase de cualquier otro material. Esto es debido a que cada material presenta un **módulo de elasticidad distinto**. Lo cual se puede apreciar a continuación.

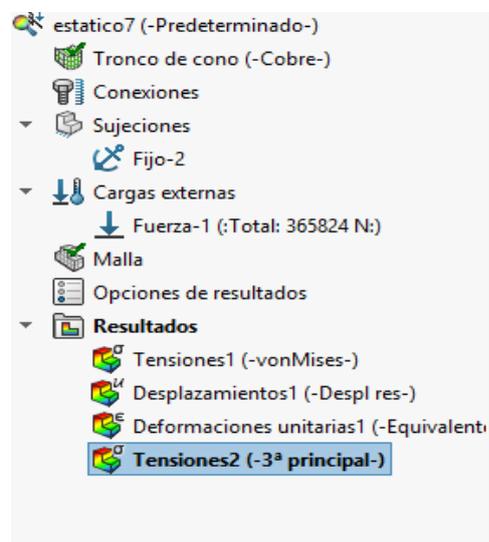


Figura 4-53 Condiciones de análisis. Cobre

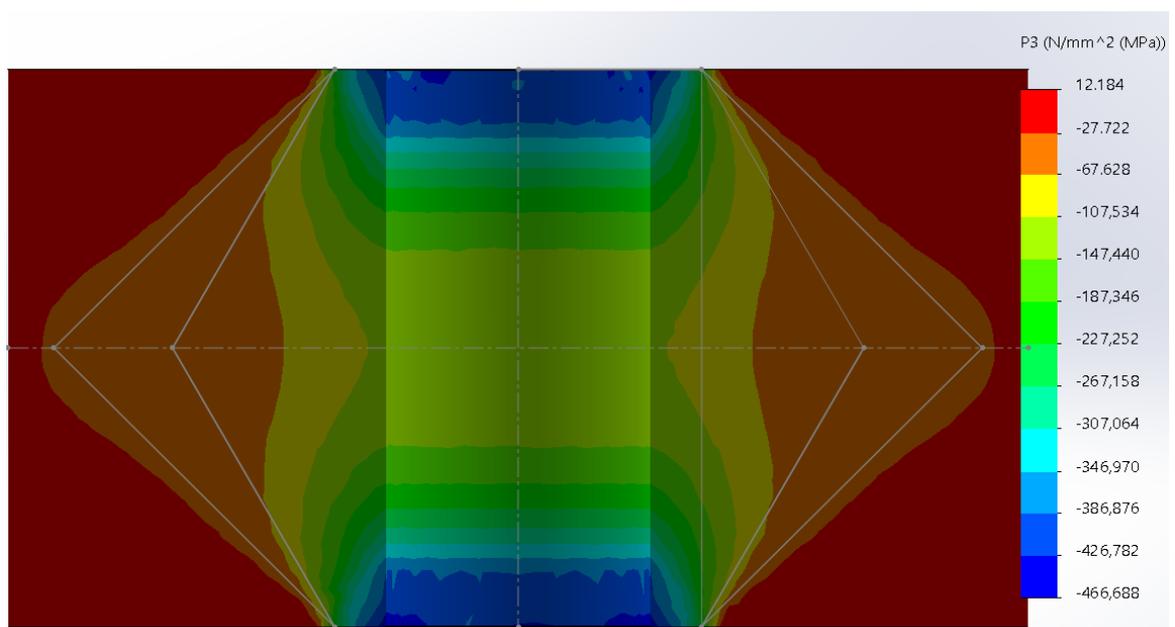


Figura 4-54 Tronco de cono. Cobre.

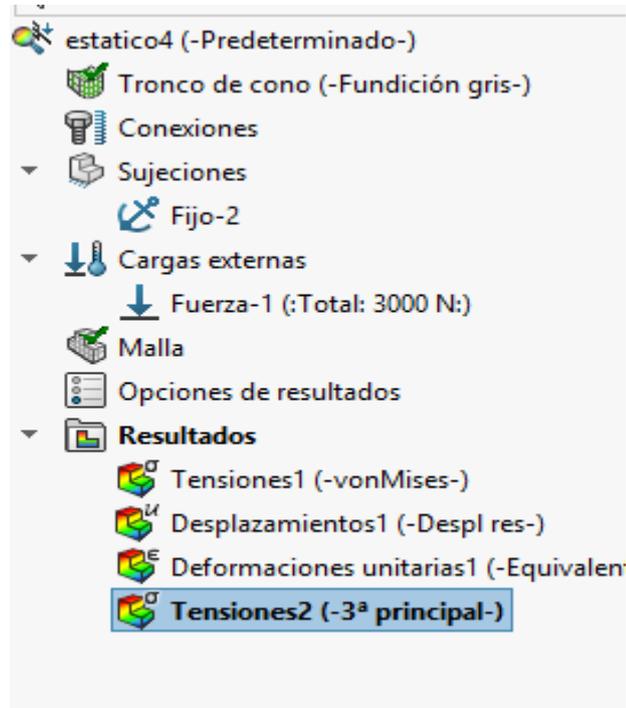


Figura 4-55 Condiciones de análisis. Fundición gris

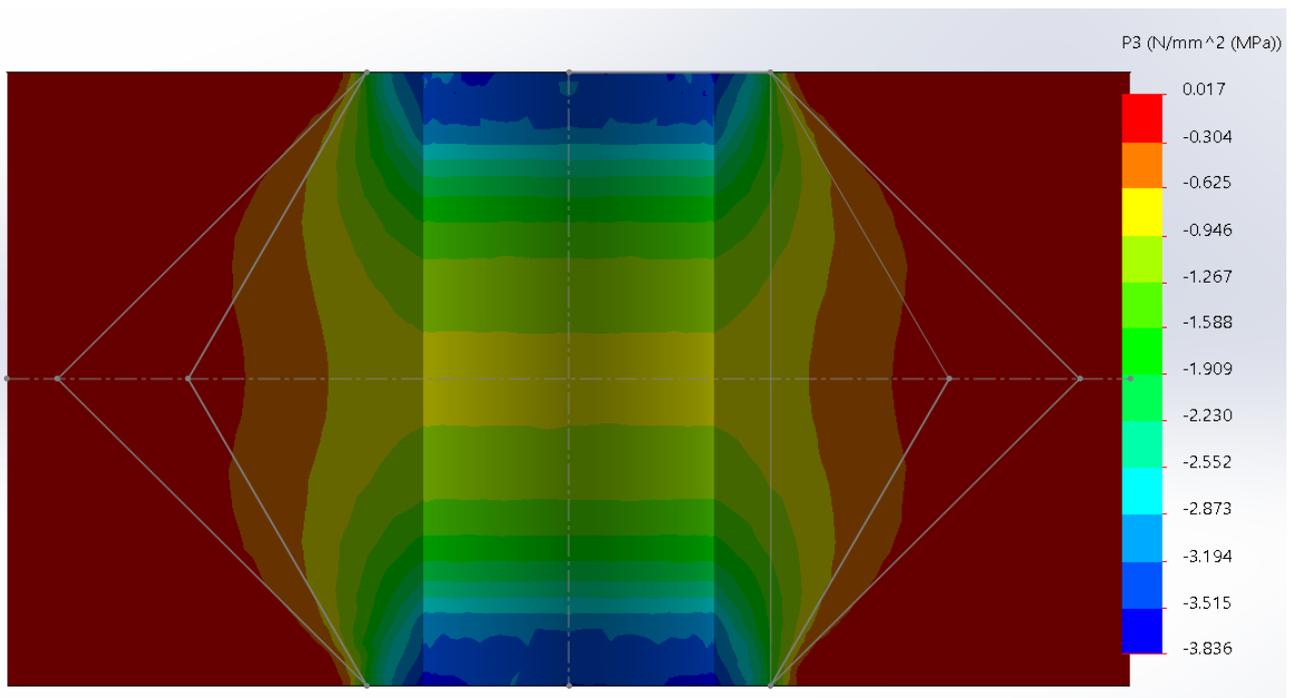


Figura 4-56 Tronco de cono. Fundición gris

En la pieza de cobre las tensiones de compresión se distribuyen más hacia los bordes que en la de fundición gris, esto es debido a que el cobre mantiene un módulo elástico de 110 Gpa y en la fundición gris es de 661,178 Gpa.

El módulo de elasticidad es la medida de la tenacidad y rigidez del material del resorte, o su capacidad elástica. Mientras mayor es el valor del **módulo elástico**, más **rígido** el material. A la inversa, los materiales con valores bajos del **módulo elástico** son más fáciles de deformar plásticamente bajo carga. En la mayoría de aceros y aleaciones endurecidas por envejecimiento, el módulo varía en función de la composición química, el trabajado en frío y el grado de envejecimiento.

Concluyendo, la fundición gris es más rígida que el cobre y por ello puede aguantar más carga antes de deformarse tanto linealmente como plásticamente. Teniendo un tronco de cono donde sus tensiones están más concentradas y no se distribuyen tanto hacia los bordes de la pieza como ocurre con el cobre. La formación del tronco de cono depende del material y no de la fuerza de aplicación, ya que su formación se basa en la deformación lineal de los materiales y no la plástica.

4.6 MODELO DE ELEMENTOS FINITOS PARA EL CÁLCULO DE TORNILLOS.

Solidworks simulation dispone de la opción de perno pasador en la opción de contacto. Este tipo de conector simula un tornillo que conecta dos o más componentes mediante la selección de las aristas circular del taladro y las de la tuerca, en el caso de crear un conector de tornillo estándar o refrentado con tuerca. Además de este tipo de conector, puede crear avellanado con tuerca, tornillo avellanado y perno de fundición. Utilizando la opción de tornillo estándar. Se modela y simula el problema del apartado 3.3 en la página 5. Para una mejor comprensión de este apartado, ver primero el apartado 4.1.

Modelo de cálculo empleado:

- Con ayuda del modelo de cálculo de tornillos se ha indicado la tensión de prueba del material **12.9**.
- En primer lugar, se ha modelado la tapa y parte del depósito, disminuyendo el tiempo de estudio. Fijándose la parte inferior del depósito, impedimos los desplazamientos del mismo. La fuerza de aplicación ha sido la **F** del **problema del apartado 3.3 en la página 25** sobre una línea de partición en la tapa.
- Se han restringido los movimientos **radiales y circulares** de a tapa y el depósito, acercándose así al modelo teórico.
- Se ha aplicado en la opción de **contacto sin penetración** entre la tapa y el depósito.
- Implementado un **mallado fino por defecto**.
- El material del depósito y de la tapa es el mismo que en el **problema del apartado 3.3 en la página 25**.
- Los tornillos son los que nos permite emplear el programa de simulación, dándoles las sus propiedades en el mismo programa.

En las Figuras 4-57 y 4-59, se muestran como ha quedado el ensamblaje para el análisis, y la simplificación hecha al depósito, ya que se considera para el cálculo únicamente la fuerza que ejerce la presión sobre la tapa y por lo tanto no es necesario modelar todo un depósito de grandes dimensiones, que únicamente agrandaría la durabilidad del estudio. También se aprecian las condiciones de análisis, y la calidad de malla, eligiéndose por defecto la fina que nos da el programa, ya que no es necesario implementar un mallado tan fino en unas piezas de dimensiones tan grandes.

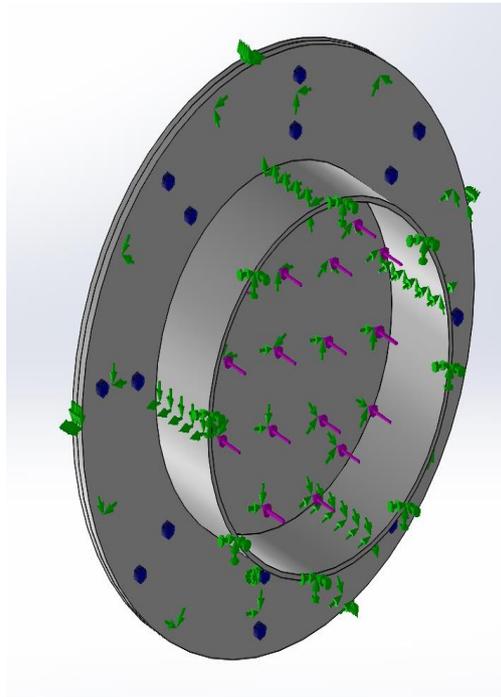


Figura 4-57. Carga y restricciones

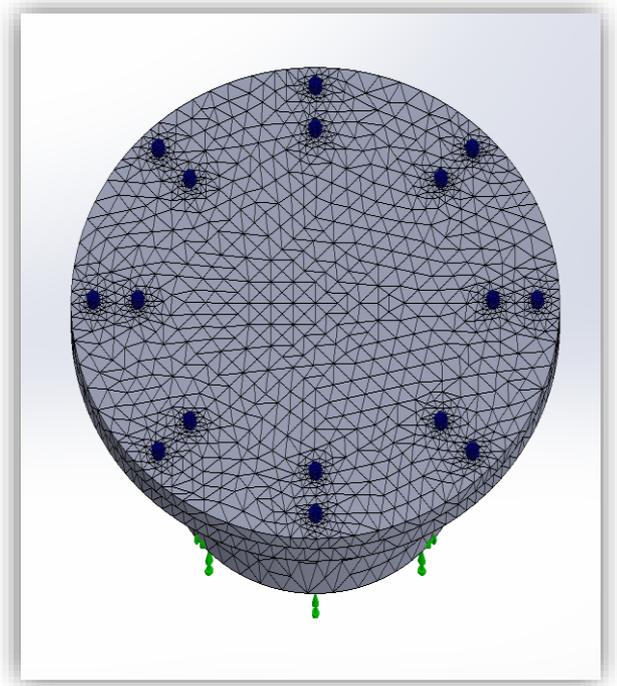


Figura 4-59. Piezas mallasadas

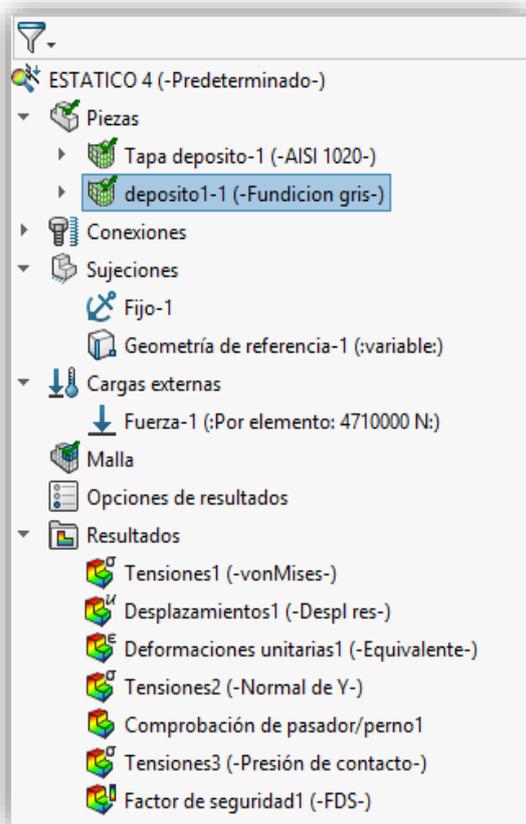


Figura 4-58. Parámetros de análisis

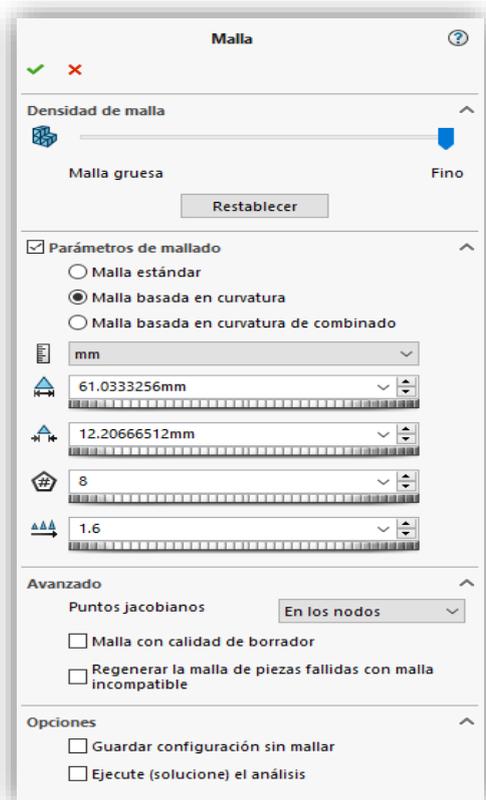


Figura 4-60. Condición de la malla.

Una de las capacidades de ésta herramienta de cálculo, es que permite obtener la carga a la que se encuentra sometido el tornillo, como se aprecia en la Figura 4-61. Los tornillos exteriores soportan menos carga que los tornillos interiores, igual que el planteamiento utilizado en el problema visto en el **problema del apartado 3.3 en la página 25** . Otro punto a tomar en cuenta es que las zonas cercanas a los tornillos son la más afectadas, que es lo normal, pero hay errores de discretización (**altas diferencia de tensiones de un nodo a otro**) que nos da el programa, tal y como se observa en la Figura 4-62, donde los valores de los nodos varían en gran medida de uno a otro, por tanto, no podemos fiarnos de ese valor, por lo que hay que tomar valores de nodos alejados de éste, tal y como se ve en la Figura 4-63.

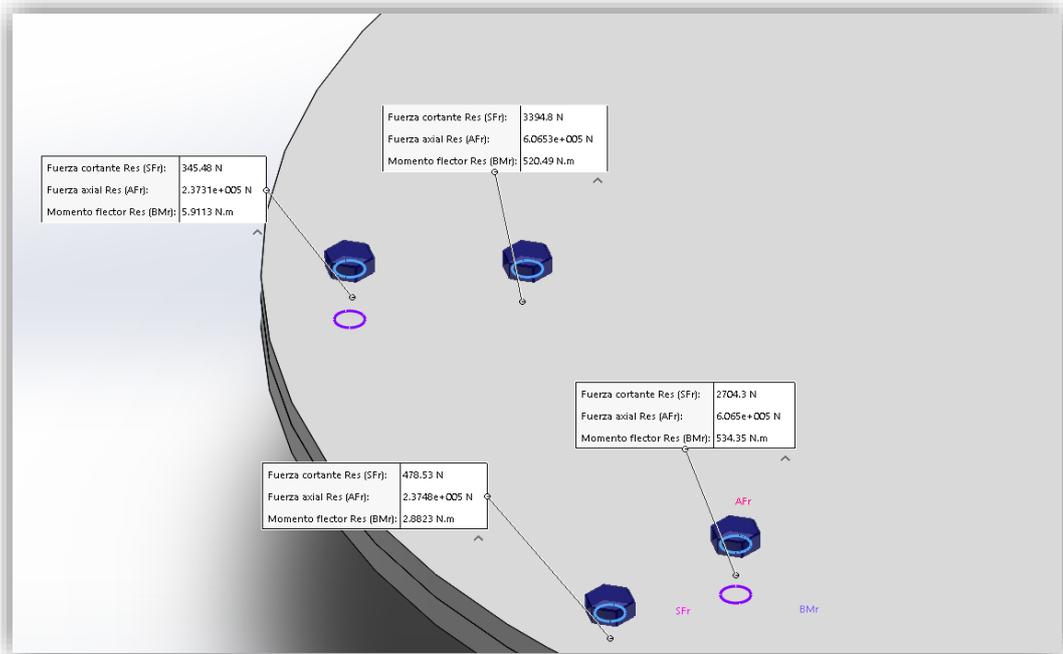


Figura 4-61. Carga que soportan los Tornillos

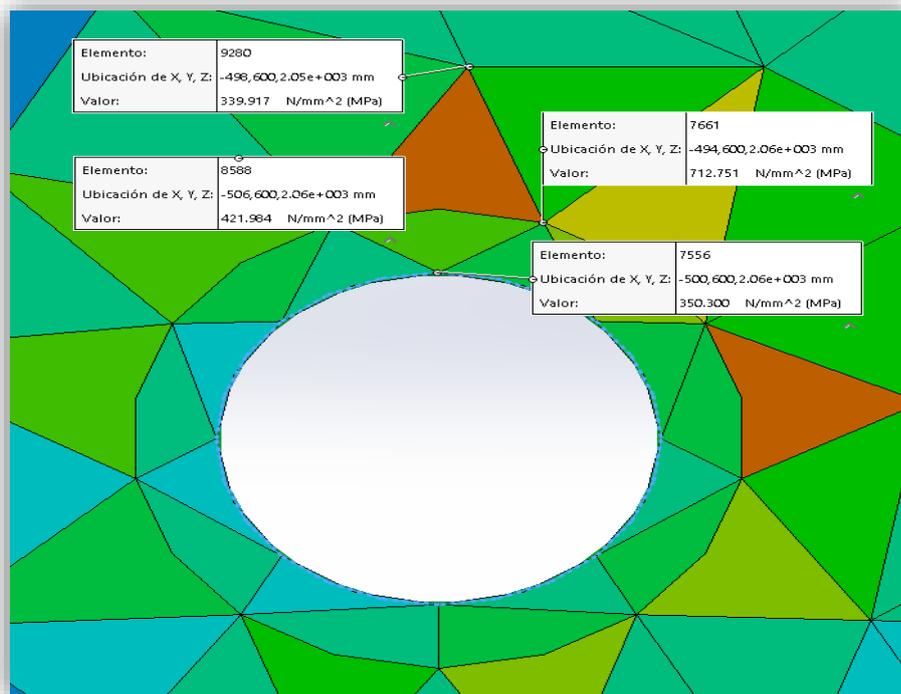


Figura 4-62. Tensiones en la zona del tornillo

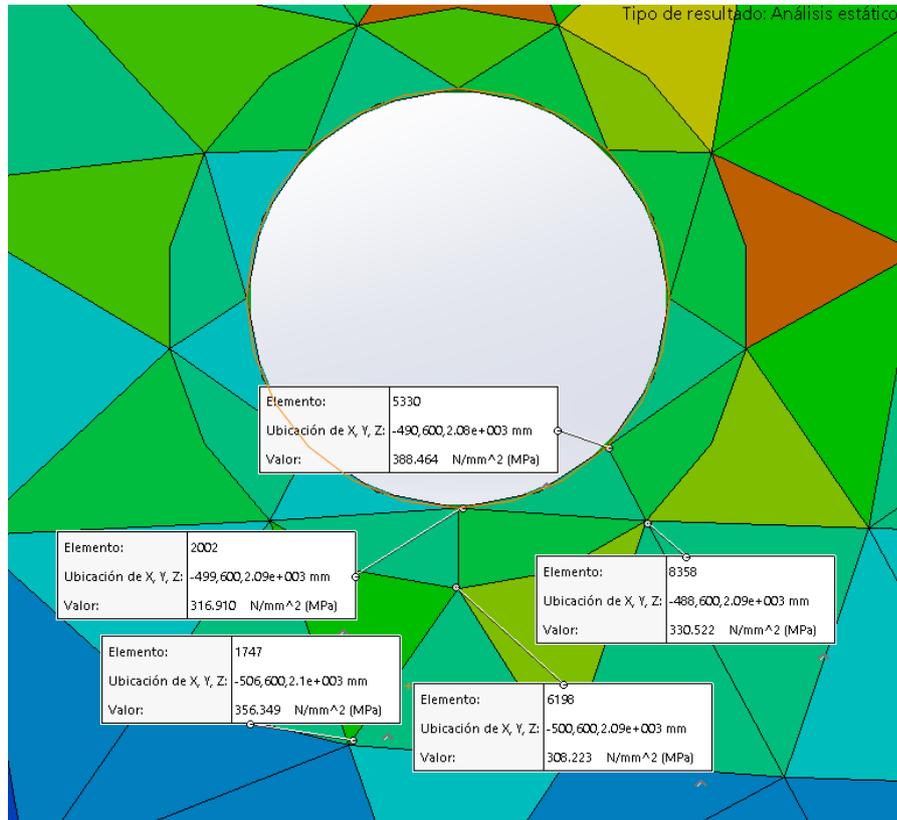


Figura 4-63. Tensiones en la zona del tornillo

Ahora bien, las cargas soportadas por los tornillos son mayores que el valor de pretensado. Por tanto, estos tornillos fallan a fluencia, lo cual pasa en el problema solucionado teóricamente. Y en la simulación también fallan. Esto se puede apreciar en Figura 4-65. El factor de seguridad en el tornillo interior, es un poco menor en la simulación, siendo por tanto la simulación más conservativa, siempre y cuando se emplee el modelo de cálculo adecuado. Los tornillos exteriores no fallan a carga estática, al igual que en el problema teórico, pero su factor de seguridad es mayor en solidworks.

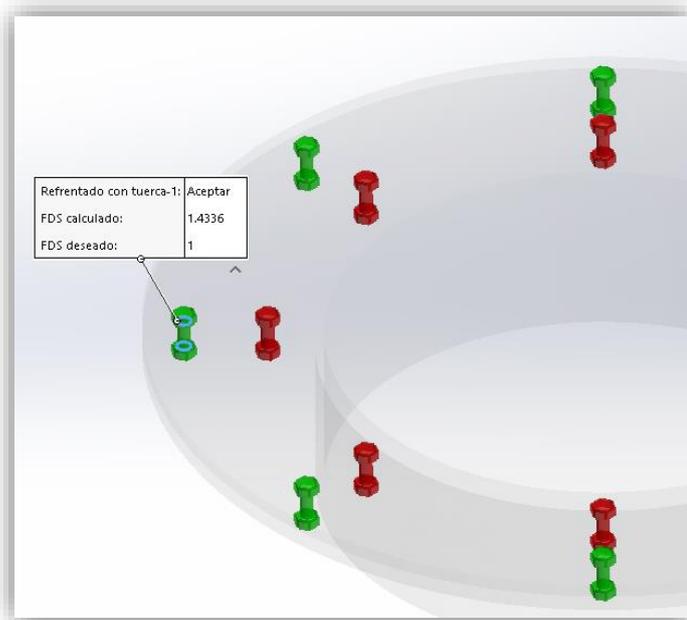


Figura 4-64. Factor de seguridad. Tornillo exterior.

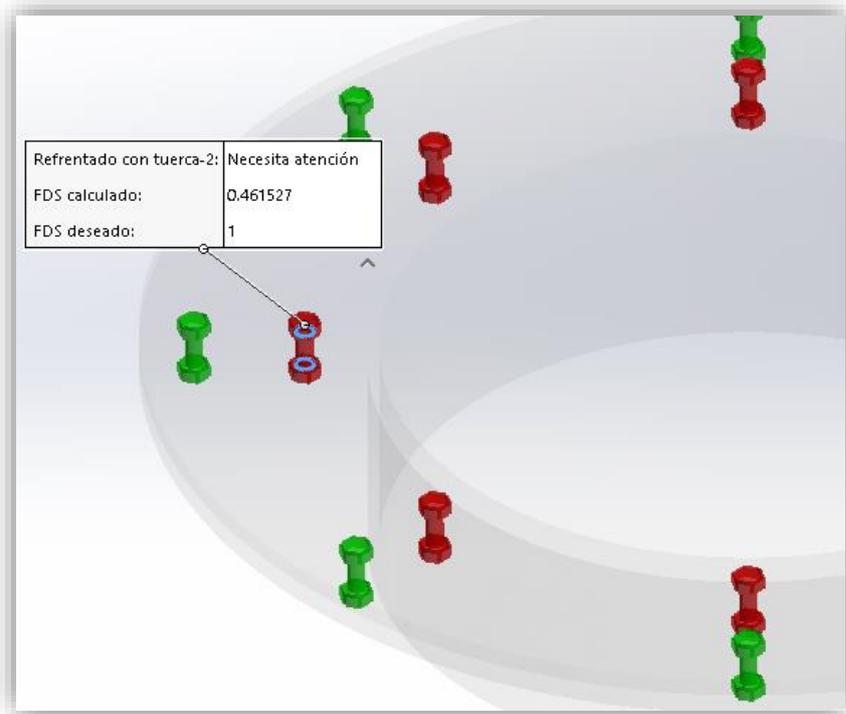


Figura 4-65. Factor de seguridad. Tornillo interior

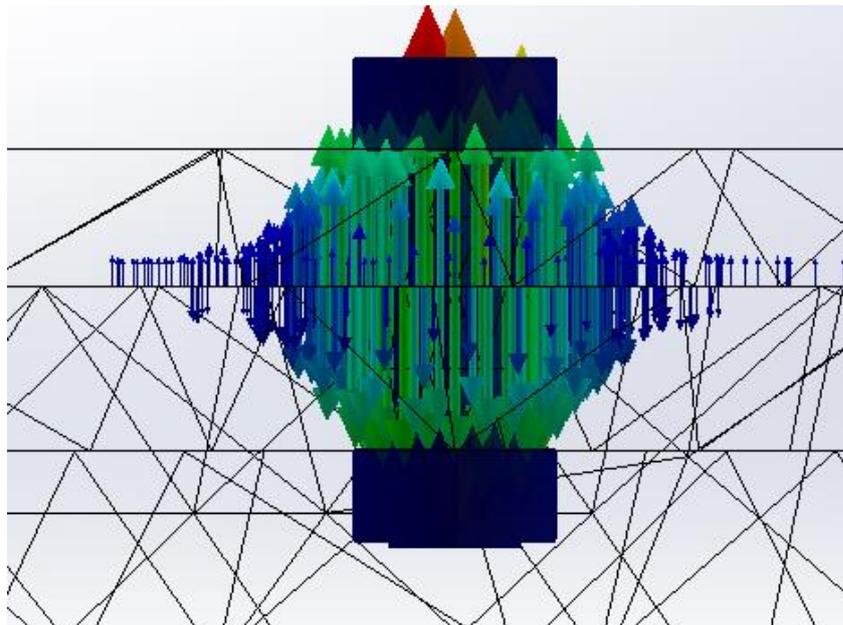


Figura 4-66. Formación de tronco de cono

Solidwors Simulation también nos permite tener una apreciación de la formación de los troncos de cono en la unión, gracias a la visualización de las presiones de contacto, que se pueden utilizar en el programa. Las tensiones van disminuyendo según se alejan del tornillo, igual que explica la teoría de uniones atornilladas de los diferentes autores.

4.7 ESTUDIO NO LINEAL EN TORNILLOS

4.7.1 Estudio de las cargas aplicadas en roscas.

El termino rigidez define la diferencia fundamental entre el análisis lineal y el no lineal. La rigidez es una propiedad de una pieza o ensamblaje que caracteriza la respuesta ante la carga aplicada. Una serie de factores como son **la forma y el material** de la pieza afectan a la rigidez.

Cuando una estructura se deforma bajo una carga, su rigidez cambia, debido a uno o más de los factores que se han mencionado anteriormente. Si se deforma mucho, la forma puede cambiar. Si el material alcanza su límite de fallo, las propiedades del material cambiarán.

Por otro lado, si el cambio de rigidez es suficientemente pequeño, es lógico asumir que ni las propiedades de la forma ni las del material cambiarán durante el proceso de deformación. Esta suposición es el principio del **análisis lineal**. El análisis lineal ha sido el empleado en mayor medida en este proyecto, debido a que los resultados obtenidos con este son suficientes en ciertos apartados, tal y como se ha visto a lo largo de este CAPÍTULO 4. Aun así deja cierta incertidumbre, puesto que ciertos valores de tensiones alcanzados en los modelos de las roscas y tornillos, utilizados en los apartados **4.2, 4.3 y 4.4**, superan el límite elástico del material empleado.

La tensión es proporcional a la deformación unitaria, según el modelo lineal, lo que significa que se presupone que cuanto más elevada sea la carga que se aplica, más altas serán las tensiones y la deformación, proporcionales a los cambios de la carga. También se presupone que no se producirán deformaciones permanentes y que, una vez que la carga se haya eliminado, el modelo siempre volverá a su forma original.

Una vez explicado el modelo y las características fundamentales del modelo no lineal, y por qué debe utilizarse este en ciertas ocasiones, y no el lineal, pasamos a estudiar un modelo de rosca. El modelo a utilizar en este apartado es el **M10X1,5**. Pues no se necesita el estudio no lineal de otros modelos. Lo que se quiere es explicar las altas tensiones que se alcanzaron en apartados anteriores, por lo que no es necesario estudiar otros modelos.

Las condiciones del análisis son distintas al **apartado 4.2**, para así conseguir mejores resultados. Entre estas modificaciones tenemos:

- Se sujeta la varilla roscada por medio de una superficie lisa, mientras que la fuerza también es aplicada alrededor de una superficie lisa en dirección axial
- Estas superficies están alejadas de la rosca, cuya finalidad es poder implementar un modelo de análisis igual a los ensayos de tracción de un material.
- Mallado fino basado en **curvatura**.
- Se utiliza el modelo **No lineal** de Solidworks.
- El material para el tornillo se ha modificado en SolidWorks, para darle la resistencia a la fluencia (S_y). según grado 10.9.
- El diámetro de la sección de la varilla para su posterior modelado, se obtiene a partir del área de tensión, a partir de la formula $A_t = \pi \cdot d^2 / 4$.
- Una vez realizadas varias secciones en la varilla roscada con la opción **partir de solidworks**, el programa de simulación te permite obtener valores medios, máximos y mínimos en la sección. Si no se efectúan estas particiones, el programa solo te permite obtener los valores en nodos de la sección.

- Por ello se ha aplicado en la opción de contacto, **una unión rígida**, haciendo que solidworks detecte que se trata de una **sola pieza**.

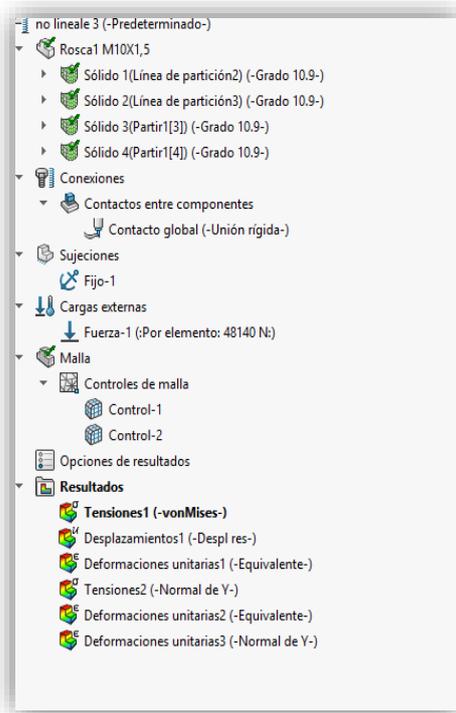


Figura 4-67. Condición de análisis.

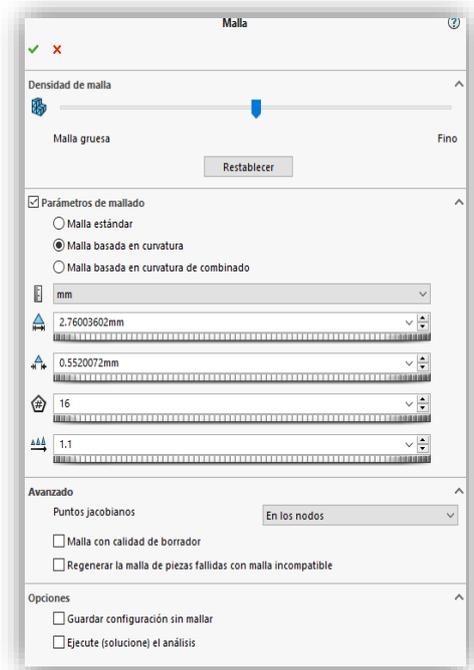


Figura 4-69. Mallado

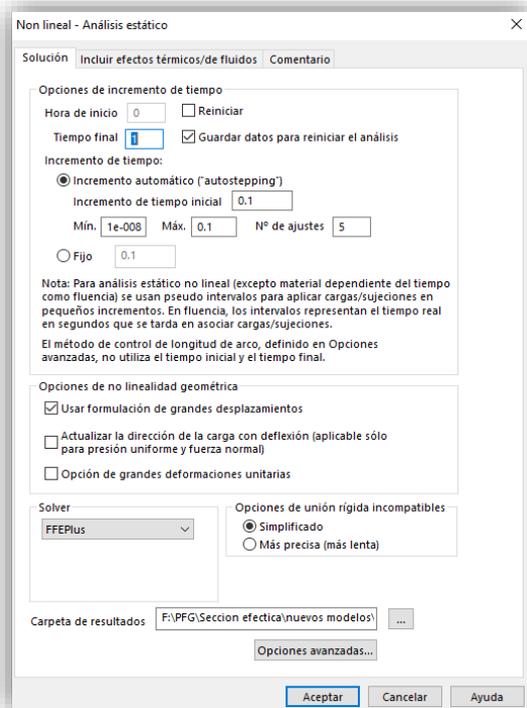


Figura 4-68. Condición de no linealidad.

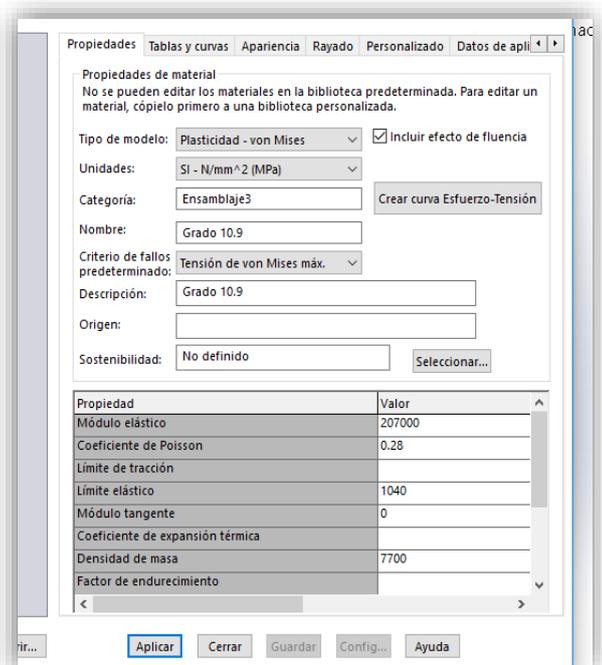


Figura 4-70. Tipo de modelo de material

La Figura 6-68 muestra el tiempo de aplicación de la carga, así como los intervalos de crecimiento en la solución iterativa del programa. En la Figura 4-70 los valores de límite elástico y módulo están en mega pascales. También podemos ver el modelo teórico de von mises, en el que se basa el programa y el que tomamos para estudiar la resistencia de la pieza.

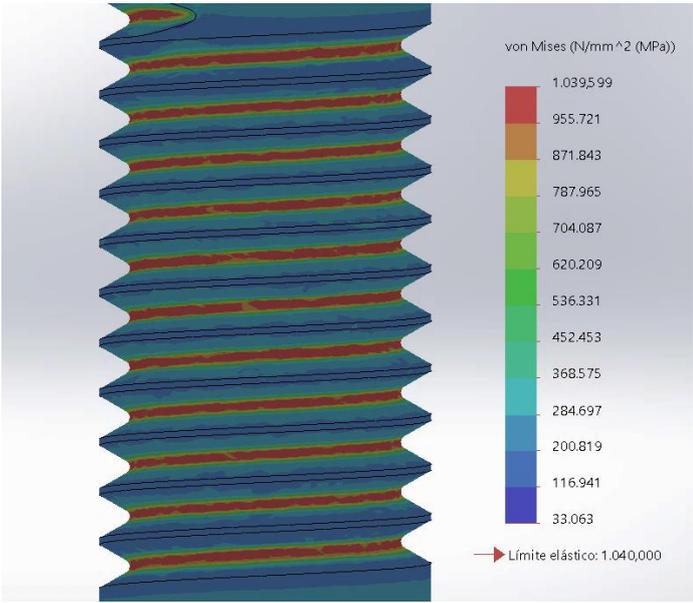


Figura 4-71. Valores Von Misses

En la Figura 4-71 se aprecia como la zona de la rosca alcanza los límites de tensión del material, pero no pasa de este valor. Esto es porque el modelo no lineal de Solidwors, trata el material como un modelo perfectamente elástico, es decir, un material que ha perdido toda posibilidad de volver a su forma original después de la deformación, y hace que la tensión se mantenga constante por encima de un cierto valor de **deformación unitaria**.

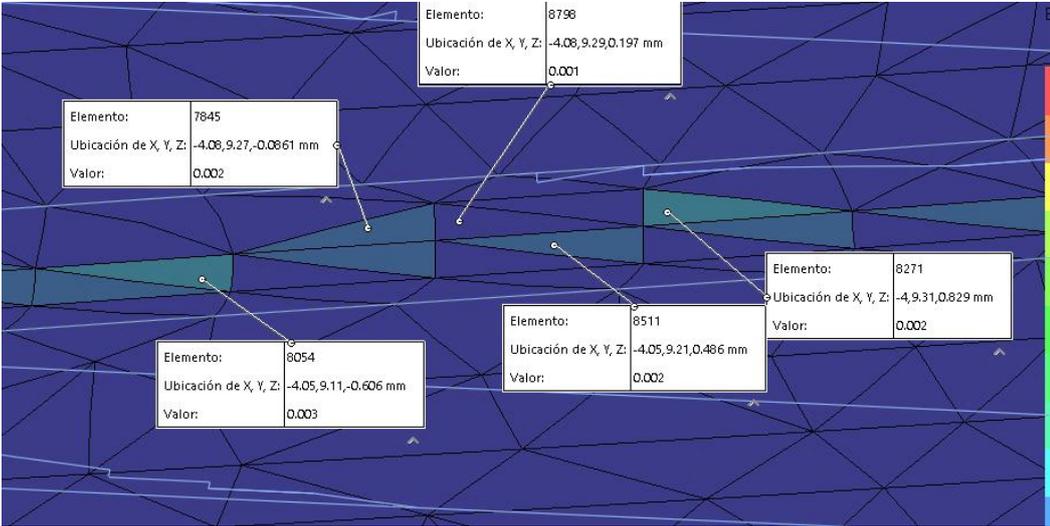


Figura 4-72. Deformación unitaria en los elementos

En la figura Figura 4-72, se aprecian las deformaciones unitarias en los elementos una vez la carga ha dejado de ser aplicada. Estos valores de deformación son adimensionales. Teniendo en cuenta que las zonas marcadas tienen un tamaño de elemento de 1mm, podemos calcular cuánto se deforman los elementos.

Siendo:

$$\text{Deformacion unitaria} = \frac{\delta_L}{L}$$

Donde:

δ_L = Tamaño del elemento deformado.

L = Tamaño del elemento sin deformar

Tomando la deformación unitaria de 0,002, que es el que más prevalece en los elementos.

$$\delta_L = \text{Deformacion unitaria} * L = 0,002 * 1 = 0,002$$

$$\delta_L = \frac{100\% * 0,002}{1} = 0,2 \%$$

Tenemos que la pieza puede llegar a deformarse un **0,2% de forma permanente sin perder sus propiedades de rigidez, ya que es prácticamente imperceptible**. Por ello la resistencia a la fluencia es más alta que la resistencia de prueba de los tornillos debido a que se basa en una deformación permanente de 0.2%, tal y como se explica en el **apartado 2.1.4**.

Esta es la razón de que en los estudios lineales de solidworks, las tensiones alcanzadas sean muy altas, ya que los elementos roscados, al tener una geometría compleja, se deforman plásticamente en la raíz de la rosca y el análisis lineal de solidworks no detecta esta deformación plástica, sino que, el modelo lineal al tratarse de un comportamiento elástico infinito, a más carga más se deforma el elemento sin llegar a deformarse plásticamente, y por ende se alcanzan estas altas concentraciones de tensiones

4.7.2 Área de esfuerzo de tensión.

En el apartado **4.2** se ha estudiado a fondo el área de esfuerzo de tensión en tornillos, y se han sacado ciertas conclusiones. La más importante y la razón de emplear otro modelo de estudio es que el área de esfuerzo de tensión según el modelo lineal de solidworks no es la **correcta**.

En el apartado **(4.7.1)** anterior se ha estudiado la razón de los altos valores de las tensiones en la rosca, que provocan que en el análisis lineal, las tensiones en la sección de la rosca sean tan elevadas y no se correspondan a las que presenta una varilla sin rosca, la cual tiene por área de esfuerzo de tensión **A_t**. Por ello, utilizando las mismas condiciones de contorno, cargas empleadas en el apartado **4.7.1**, solo con la diferencia de un mallado más fino, se estudiará al igual que en el apartado **4.2** el área de esfuerzo de tensión.

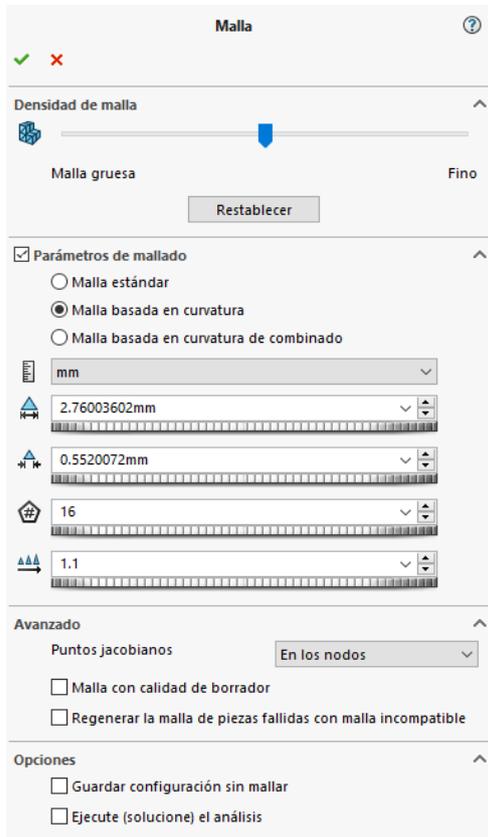


Figura 4-73. Condición general de mado

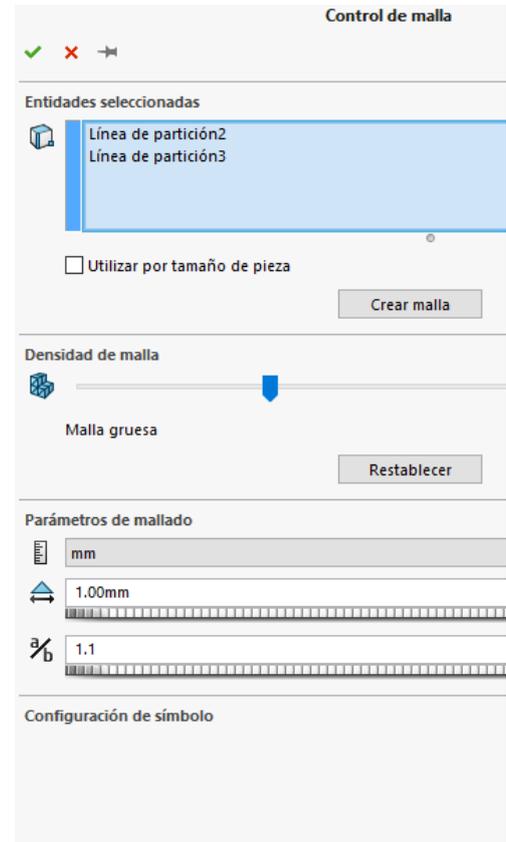


Figura 4-75. Control de mado en zona deseada

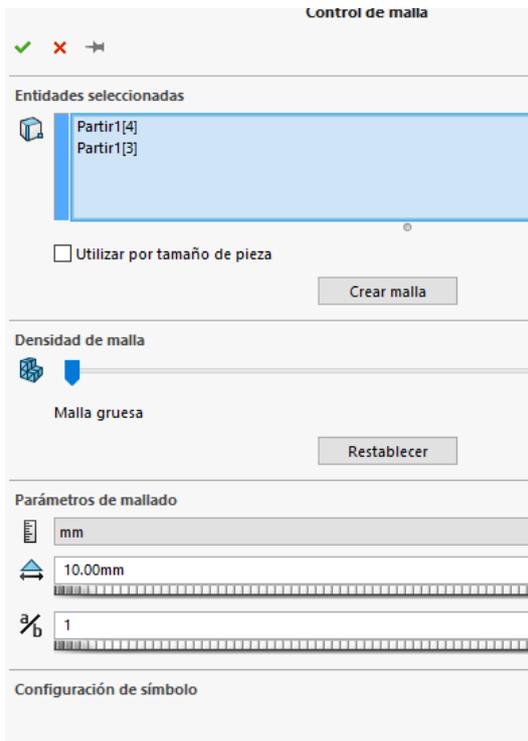


Figura 4-74. Control de mado en zona no deseada

Siendo:

σ_{ms} : Tensión máxima en sección.

A_s : Área de sección en la rosca.

F_p : Carga de prueba a la que se somete la rosca

Rosca				
Métrica	As (mm2)	F _p (N)	σ_{ms} (Mpa)	Grado 10.9(Mpa)
M10X1,5	64,64	48140	1437,2	830
	64,64	48140	1366,5	830
	64,64	48140	1398,3	830

Tabla 14

En la Tabla 14 se muestran los valores de tensiones en diferentes secciones de la rosca. Las secciones, aunque presentan la misma área no tienen los mismos valores máximos de tensión y no se acercan a los de la varilla sin rosca. Esto es debido a las concentraciones de tensiones que se sitúan en la raíz, que forman parte de la sección.

Teniendo en cuenta que estas tensiones son las axiales dadas por solidworks, podemos comparar con el modelo de cálculo teórico de los diferentes autores, quienes establecen la **resistencia de prueba** de los tornillos como el resultado de dividir la **carga de prueba** (F_p) con el área de esfuerzo de tracción A_t . Por lo tanto, el empleo de A_t **no es totalmente correcto** ya que se producen altas concentraciones de tensiones en la rosca y las tensiones también disminuyen mientras te acercas a la cresta de la rosca, es decir los valores en la rosca nunca son constante, como se explicó en el apartado **4.2**.

Lo que si se aprecia en el modelo **no lineal** es que las tensiones alcanzadas en la rosca son menores, debido a que se trata el material como un modelo perfectamente elástico, haciendo que la tensión se mantenga constante por encima de un cierto valor de **deformación unitaria**, considerando por tanto la deformación plástica del modelo, a diferencia del análisis lineal.

Al igual que los valores de tensiones en la sección de la rosca son menores en el modelo no lineal, ocurriría lo mismo para las concentraciones de tensiones, debido al comportamiento del modelo no lineal antes explicado. Aunque es mejor tomar los valores obtenidos con el modelo lineal, pues es el caso más desfavorable que se puede presentar.

CAPÍTULO 5. CONCLUSIONES

En este proyecto primero se han descrito las distintas partes que tiene una rosca, los tipos de roscas presentes y los tipos de usos que se le pueden dar. Luego se menciona la forma de designar los tornillos y las diferentes resistencias que presentan. Por otro lado, se explica brevemente las cargas que pueden estar presente en la unión atornillada. Una vez se han definido estas cuestiones que no estudiamos a fondo en el proyecto, pero que, si tienen lugar, el proyecto se centra en el modelo elástico de separación del agarre; en el estudio del área de esfuerzo de tracción; en las concentraciones de tensiones y en los modelos de cálculo de uniones atornilladas de Solidworks. Concluyendo por una parte que la mayoría de los autores consultados para elaborar este proyecto coinciden en cuanto a la idea del cálculo en la unión atornillada, pero a la hora del cálculo, estas ideas presentan pequeñas diferencias.

Cuando se calcula la constante de rigidez del tornillo K_b según los diferentes autores, se tiene que el método expuesto por Shigley[I] da resultados bastante alejados de otros autores como Hamrock[V], Dobrovolski[VI] o Niemann[IX] (Figura 5-1). Lo que sucede es que estos autores a diferencia de Shigley tienen en cuenta en sus modelos de cálculo la posible deformación elástica que sufre parte de la cabeza del tornillo y parte de la rosca del tornillo introducida en la tuerca con unos términos en sus ecuaciones. Siendo esto correcto pues en la unión, parte de la cabeza del tornillo se deforma, aunque no esté dentro del agarre, sucediendo lo mismo en la rosca, parte de esta que está dentro de la tuerca también se deforma, aunque no se encuentre dentro del agarre. Respecto a éste término aparecido en las ecuaciones, cabe mencionar que el utilizado por Niemann es más sencillo y práctico que el de los otros, ya que es más fácil de utilizar en la ecuación.



Figura 5-1. Valores de rigidez del tornillo.

En lo que se refiere al cálculo de la constante de rigidez del agarre K_m , todos los autores dan por hecho que el cálculo de la distribución de la presión existente entre las piezas unidas es muy complicado, teniendo entonces que realizar ensayos para ver el comportamiento elástico, llegando por medio de estos ensayos a concluir que las tensiones se distribuyen en los elementos en forma de conos, a los que llaman troncos de cono. Para calcular los troncos de cono algunos de ellos aportan ecuaciones muy específicas, mientras que otros utilizan métodos de cálculo más generales, los cuales pueden coincidir. Una de estas coincidencias es el método de cálculo de K_m de Shigley[I] y Hamrock[V], pero se obtienen unos resultados diferentes al método de Dobrovolski[VI] y Faires[VII], como se ve en la Figura 5-2.

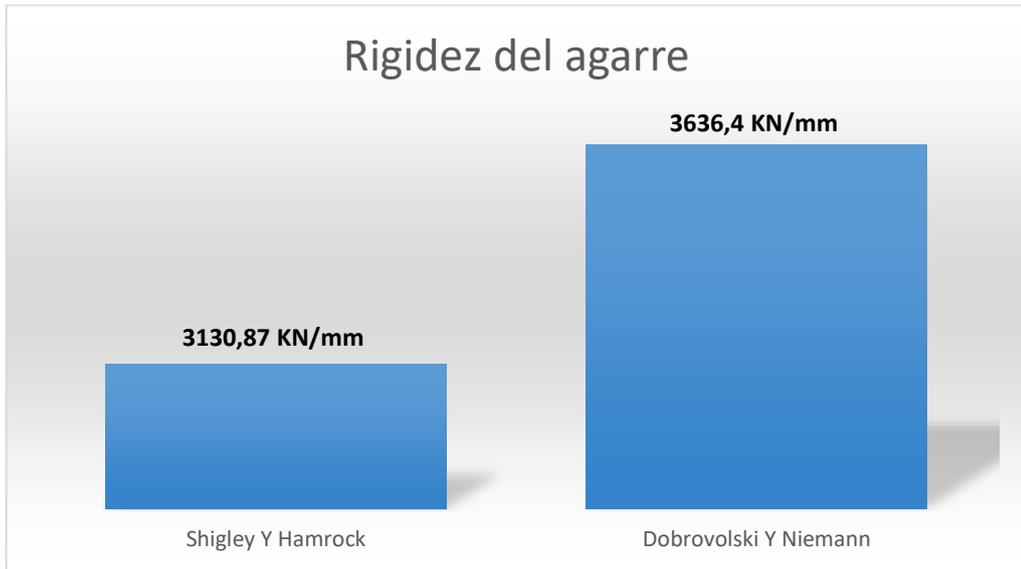


Figura 5-2. Valores de rigidez del agarre.

Por otra parte, el cálculo de las **rigideces utilizando el método de los elementos finitos MEF**, ha resultado ser efectivo, pues las rigideces son muy cercanas a las obtenidas utilizando los métodos que establecen las diferentes fuentes bibliográficas, como podemos ver en la Figura 5-3 y Figura 5-4. La rigidez del tornillo Mantiene más similitud con los cálculos según los métodos de Dobrovolski[VI], Nieman[IX] y Hamrock[V]. Mientras el valor de la rigidez calculada en las caras (K_m) está entre los valores calculados teóricamente, siendo similar al calculado según los modelos de Shigley[I] y Hamrock[V].



Figura 5-3. Valores de rigidez del tornillo

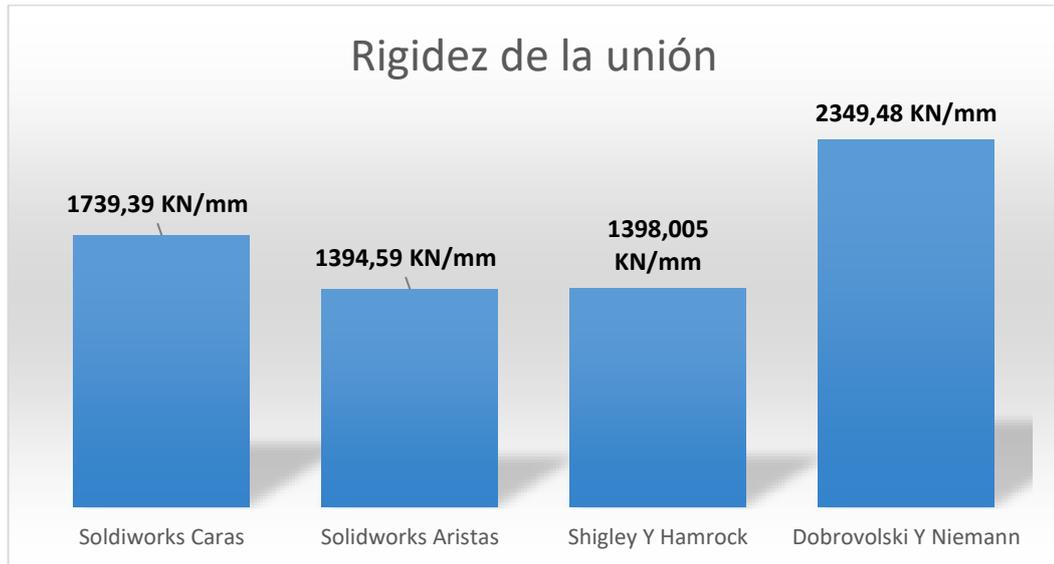


Figura 5-4. Valores de rigidez del agarre.

En cuanto a al área de esfuerzo de tensión A_t , teóricamente no existe diferencia entre los diferentes autores de uniones atornilladas. Lo que, si se ha podido confirmar, utilizando Solidworks, es como la sección efectiva tomada por diferentes autores no es totalmente correcta. Por una parte, **el flujo de fuerzas no alcanza su borde exterior** y, en consecuencia, este permanece sin tensiones, por otro lado, **la zona de la raíz es la más solicitada**, lo que lleva a una discontinuidad de los valores de las tensiones en la sección de la rosca, **por lo que no es correcto utilizar una misma área de esfuerzo de tensión para toda la rosca del tornillo si los valores cambian a lo largo de la misma**. Por otra parte, este valor de A_t es el que más se acerca a las tensiones en el núcleo de la rosca, donde estos valores se mantienen prácticamente iguales.

La raíz es la que presenta las altas concentraciones de tensiones, las cuales se han calculado mediante modelos de **roschas métricas** y utilizando otro modelo de un **tornillo y una tuerca (simplificación de la unión)** con todos sus detalles. Teniendo finalmente mayores concentraciones de tensiones en el modelo simplificado de la unión.

Las concentraciones de tensiones son mayores en el modelo simplificado de la unión, debido a que, una vez la tuerca está presente, el tornillo está más solicitado, ya que entra en juego **la presión que ejercen los hilos de rosca de la tuerca sobre el tornillo y viceversa**. Viendo como los hilos de ambas roschas se comprimen, mientras que el tornillo está totalmente traccionado, al igual que en la teoría. También la distribución de las **concentraciones de tensiones** para el modelo del tornillo y la tuerca siguen un porcentaje parecido a los establecidos por **autores como R.E. Patterson**.

La Tabla 15 muestra los valores concluyentes de los factores de concentración de tensiones en la rosca, mientras que la

Tabla 16 muestra los valores para el modelo simplificado de la unión.

Métrica(mm)	A_t (mm ²)	F_p (N)	F(N)	σ_{t1} (Mpa)	σ_{t2} (Mpa)	σ_{max1} (Mpa)	σ_{max2} (Mpa)	K_{t1}	K_{t2}
10	58	48140	38512	830	664	2303,3	1770,4	2,775	2,666
16	157	130310	104248	830	664	2267,7	1762,7	2,7322	2,655
20	245	203350	162680	830	664	2186,1	1828,7	2,6338	2,6334
24	353	292990	234392	830	664	2295,3	1815,1	2,7654	2,73358

Tabla 15. Concentración de tensiones con cálculo teórico

Concentración de esfuerzo					
Métrica(mm)	A _t (mm ²)	Fuerza(N)	σ_t (Mpa)	σ_{ms} (Mpa)	K _t
M24X3	353	292990	830	2.659	3,20
	353	292990	830	2.902	3,50
	353	292990	830	3.177	3,83

Tabla 16 Concentración de tensiones de unión simplificada

Según Terry F. Lehnhoff y Bradley A. Bunyard[XV] en sus estudios obtuvieron los siguientes factores de concentración de tensiones en la rosca:

Rosca		
Métrica(mm)	K _{tmin}	K _{tmax}
10	0,88	4,8
16	0,78	5,12
20	0,83	5,17
24	0,82	5,22

Tabla 17. Factor de concentración de tensiones según Terry F. Lehnhoff.

La Figura 5-5 muestra la comparativa de los diferentes factores de seguridad obtenidos para la rosca mediante Solidworks y Terry F. Lehnhoff[XV]. Los valores mínimos en solidworks son menores a los de Terry. Por un lado, los valores mínimos en Solidworks son obtenidos con un esfuerzo de aplicación menor a la carga de prueba del material, mientras que Terry F. Lehnhoff[XV] ha obtenido mínimos y máximos con el mismo esfuerzo de prueba para el grado **10.9** en tornillos. También los máximos en solidworks son menores, al haber empleado un modelo tridimensional, el cual hace que las tensiones se distribuyan en toda la superficie de los hilos de rosca, mientras que Terry F. Lehnhoff[XV] ha utilizado un modelo de rosca simétrico de tornillo y tuerca con una superficie de aplicación menor de las cargas, por lo que los valores alcanzados son mayores.

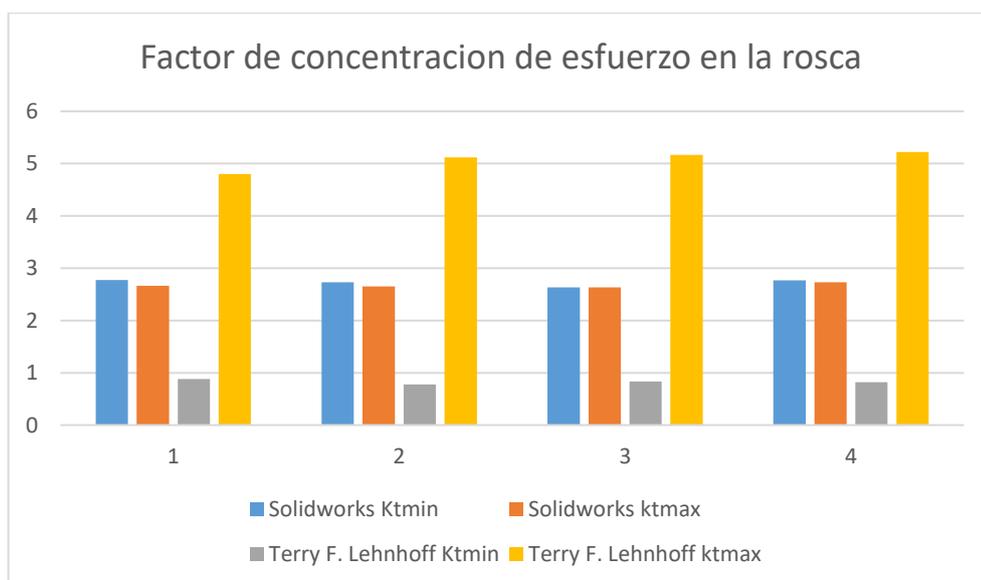


Figura 5-5. Comparativa de K_t

También el **método de cálculo que emplea solidworks para uniones atornilladas**, el cual nos permite comprobar el factor de seguridad en los tornillos, así como la carga a la que estos están sometidos, es muy útil, pero no es del todo fiable, ya que los resultados obtenidos mantienen una

diferencia muy grande a los que se han obtenido por medio de los cálculos teóricos. Siendo Solidworks más conservativo, debido a que toma en cuenta las posibles tensiones de cortadura y flexión a la que puede verse sometido el tornillo, por tanto, el factor de seguridad es menor y las cargas que soportan los tornillos resultan ser mayores. Las Figura 5-6 y Figura 5-7 muestran los valores de la carga que soporta el tornillo y el factor de seguridad en el problema realizado en el apartado 3.3, concretamente en la página 25.

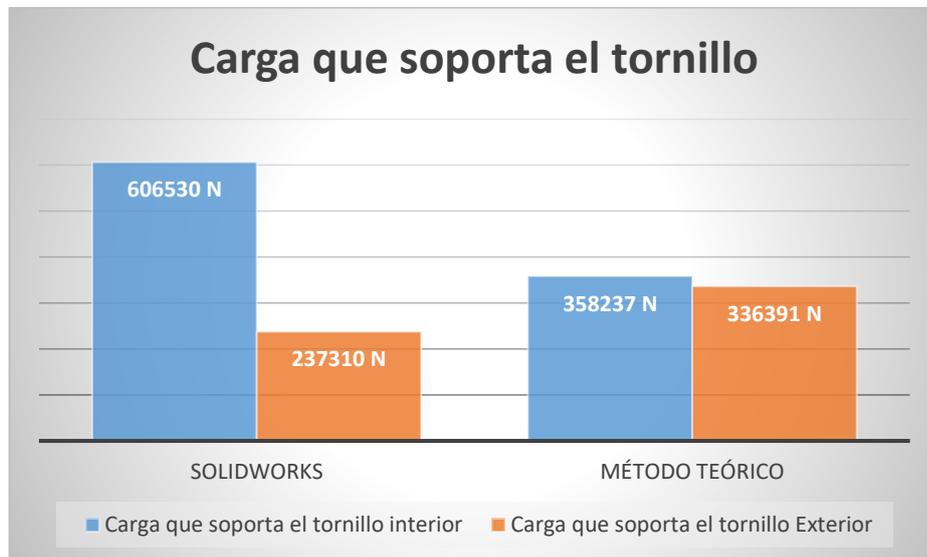


Figura 5-6. Carga que soporta el tornillo.

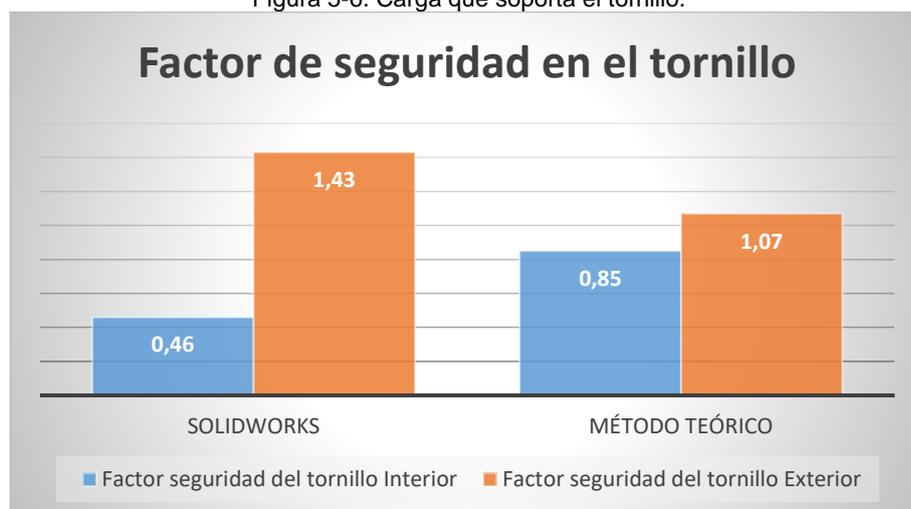


Figura 5-7. Carga que soporta el tornillo. Problema 8.

CAPÍTULO 6. BIBLIOGRAFÍA UTILIZADA

Para la elaboración de este proyecto se han utilizado las siguientes fuentes bibliográficas:

- [I] Budynas, Richard G. Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley. McGraw-Hill, octava edición, 2008.
- [II] Decker, Karl-Heinz. Elementos de máquinas, 1980.
- [III] Deutschman, Aaron D. Diseño de máquinas. Segunda impresión, 1987.
- [IV] Jesús Félez y M^a Luisa Martínez. Dibujo industrial. Editorial Síntesis, 2002
- [V] Hamrock, Bernard J. Elementos de máquinas. Cuarta edición McGraw-Hill año 2000.
- [VI] Dobrovolski, V. Elementos de máquinas, 1976.
- [VII] Faires, Virgil Moring. Diseño de elementos de máquinas, cop. 2003.
- [VIII] Mott, Robert L. Diseño de elementos de máquinas. Cuarta edición, 2006.
- [IX] Niemann, G. Elementos de máquinas, Ed. act. M. Hirt, 1973.
- [X] Juvinall, Robert C. Fundamentos de diseño para Ingeniería mecánica, 4th ed, 2005.
- [XI] Sergio Gómez Gonzales. El gran libro de solidworks simulation. Editorial Marcombo, 2017.
- [XII] Carlos J. García Grado. Solidworks para dibujo y diseño mecánico.
- [XIII] Guadalupe Zavala Zavala. Tesis de tornillos. Monterey N.L, marzo de 1985.
- [XIV] Introducción al uso de software para el cálculo mecánico por el método de los elementos finitos. Ing. Cristian L. Giner, año 2012.
- [XV] Terry F. Lehnhoff y Bradley A. Bunyard. Artículo científico.

CAPÍTULO 7. ANEXOS

7.1 ANEXO 1. CONCENTRACIÓN DE ESFUERZO (TABLA9)

Para la rosca de M10X1, 5 se han tomado los siguientes valores y modelos:

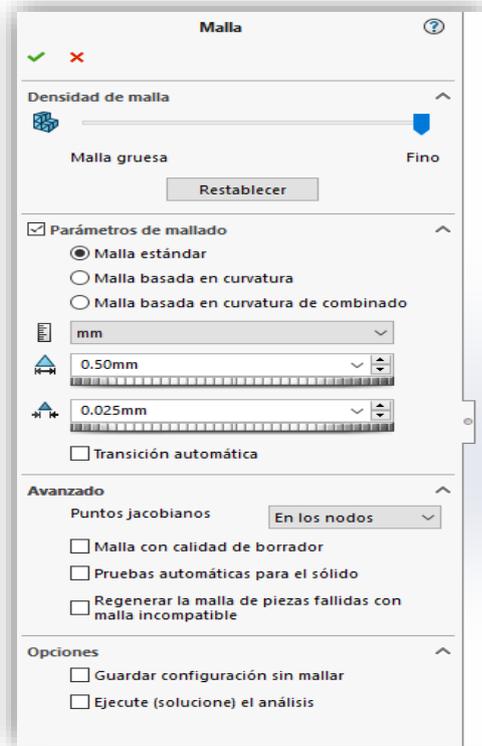


Figura 7-1. Configuración de malla.

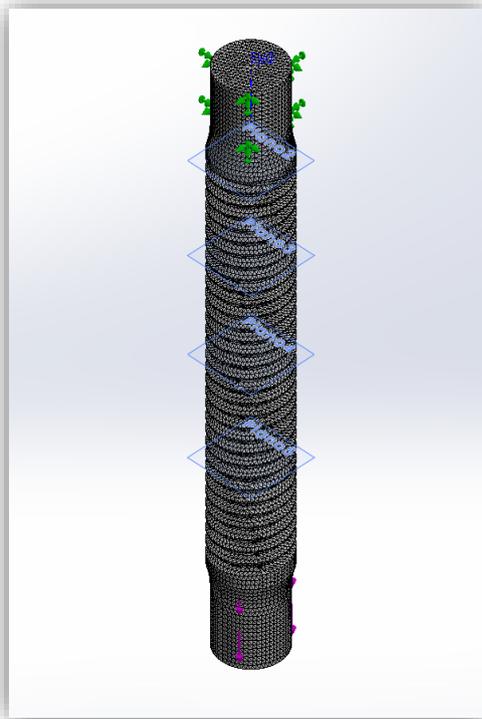


Figura 7-2. Figura 6 2. Representación de la malla

Las tensiones en los diferentes nodos se muestran en la Figura 7-3. El valor máximo dado en un punto en concreto es muy diferente a los valores que presentan los nodos cercanos a él. Por ello para tener un valor que sea más real, se deben tomar los valores alejados al nodo donde se produce la concentración de esfuerzo. El valor medio de los nodos, se acerca a los valores que se encuentran alejados del punto crítico dado por el programa. Siendo por tanto un método más exacto, que no se basa en tomar la tensión máxima dada por el programa para sacar el factor de concentración de esfuerzo.

Se comprueba a partir de que nodos los valores son más próximos a ser iguales, lo que nos da una mayor exactitud de haber tomado un valor más coherente y real, que aquel que da el programa como valor máximo.

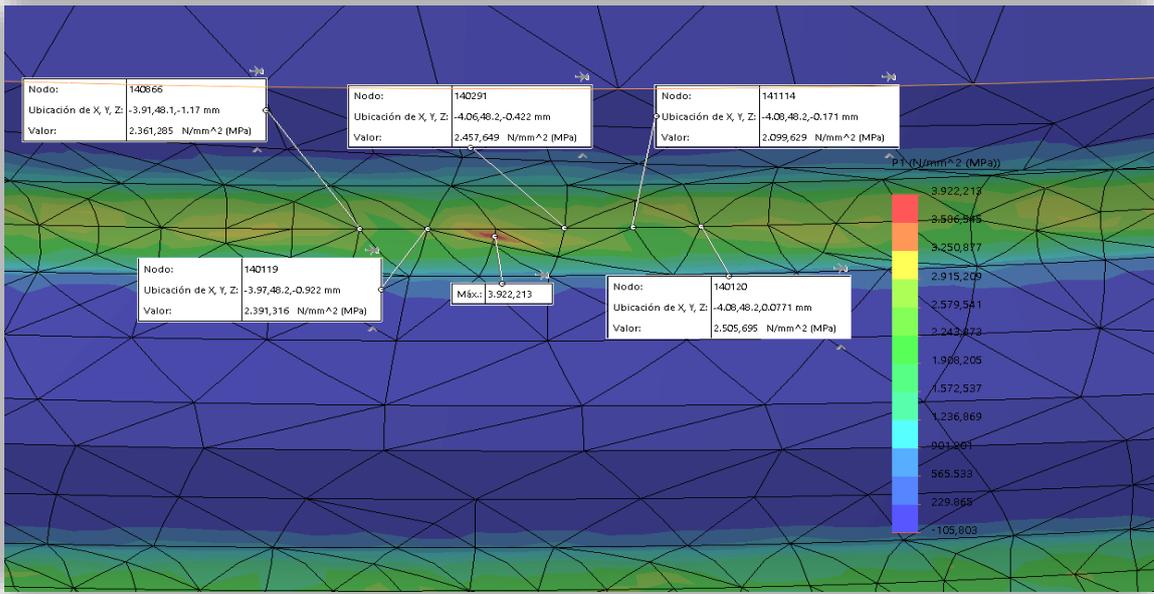


Figura 7-3. Valores en los nodos

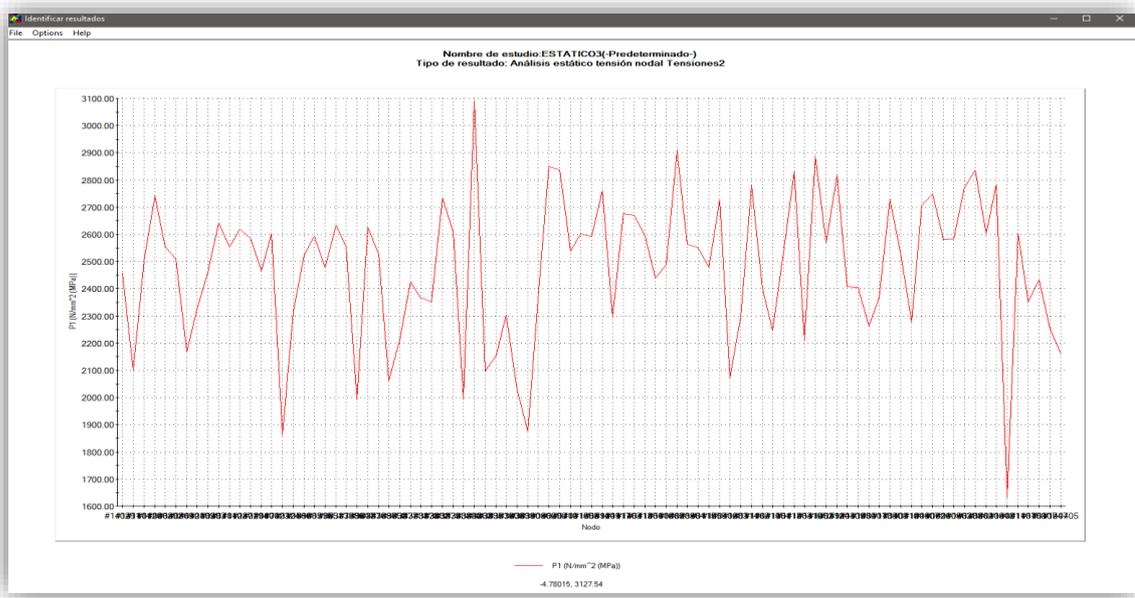


Figura 7-4 Variación de las tensiones en los nodos.

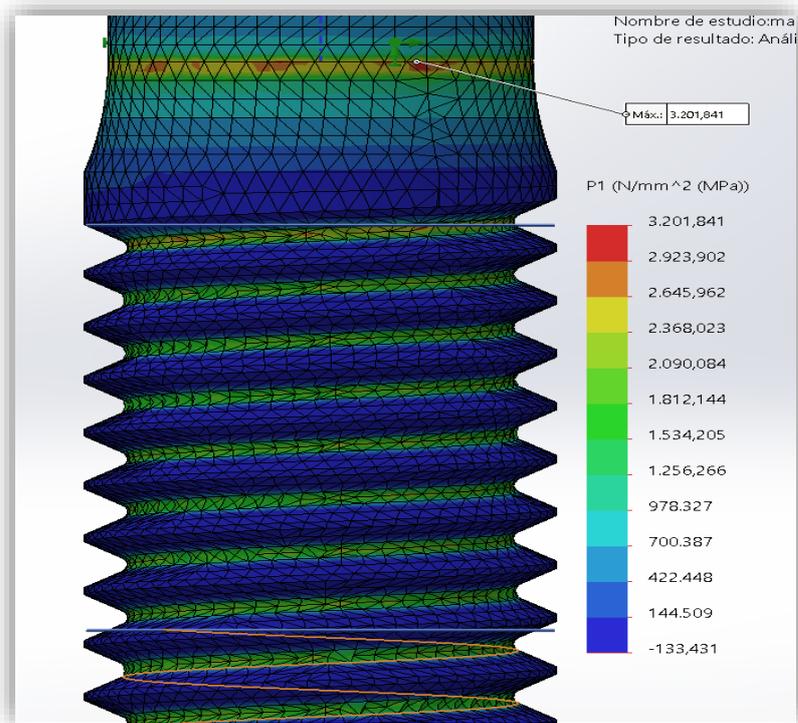


Figura 7-5 Punto máxima Tensión

Se puede apreciar una tensión máxima de 3201,384 Mpa. Este valor se produce justo donde se encuentra el agarre dado en el modelo, el cual se ha generado en ese punto debido a que el programa considera esa zona inmóvil y como referencia de inicio de la tracción, estableciendo por tanto en ese punto la mayor concentración de esfuerzo.

Esto es algo que no ocurre en un ensayo real de tracción, ya que la zona más crítica en la varilla roscada se encuentra en el núcleo de la rosca. Aunque esta sea una espiral y disponga de distintos diámetros, varios de ellos son menores al de la zona sin rosca en el modelo.

Identificar resultados

Opciones

En la ubicación

De sensores

En entidades seleccionadas

Resultados

Nodo	Valor (N/mm ² (MPa))	X (mm)	Y (mm)
139444	2309.121	7746820	552505
139445	2262.036	1095817	1394455
139446	2105.322	3652504	301636
139438	2004.836	3416824	1392563
139417	2460.115	3422709	221130
206525	2971.869	7621288	1185089
139431	2355.891	7984543	914291

Resumen

	Valor	
Suma:	19163	N/mm ² (N
Avg	2395.4	N/mm ² (N
Máx.	2971.9	N/mm ² (N
Mín.	2004.8	N/mm ² (N
Valor RMS	2413.3	N/mm ² (N

Opciones de informe

Anotaciones

Mostrar número de nodo/elemento

Mostrar ubicación de X, Y, Z

Mostrar valor

Figura 7-6 Valor medio en los nodos.

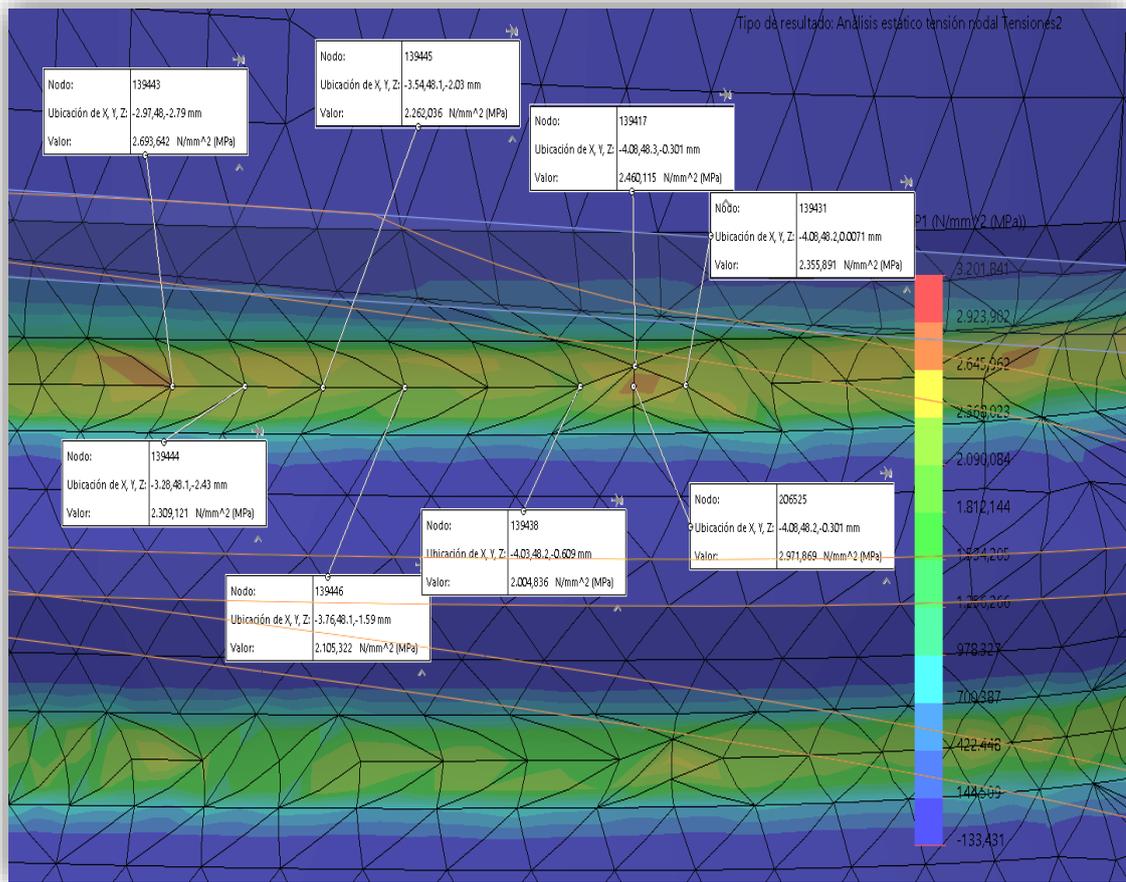


Figura 7-7 Zona con mayores concentraciones.

Identificar resultados

Opciones

- En la ubicación
- De sensores
- En entidades seleccionadas

Resultados

Nodo	Valor (N/mm ² (MPa))	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
2752	1836.161	3502560	1426132	3125
2751	1822.826	3572545	1581226	7482
2750	1985.051	3012180	1671566	3488
2749	1661.573	7086205	1758186	7335
2747	2051.439	1285863	1162025	3097
2748	1880.852	1284070	1902504	3123
2746	1958.787	7610669	519585	7955

Resumen

	Valor	
Suma:	13197	N/mm ² (MPa)
Avg:	1885.2	N/mm ² (MPa)
Máx.:	2051.4	N/mm ² (MPa)
Mín.:	1661.6	N/mm ² (MPa)
Valor RMS:	1889	N/mm ² (MPa)

Opciones de informe

- Mostrar número de nodo/elemento
- Mostrar ubicación de X, Y, Z
- Mostrar valor

Figura 7-8 Valor medio en los nodos. Zona con valores mínimos.

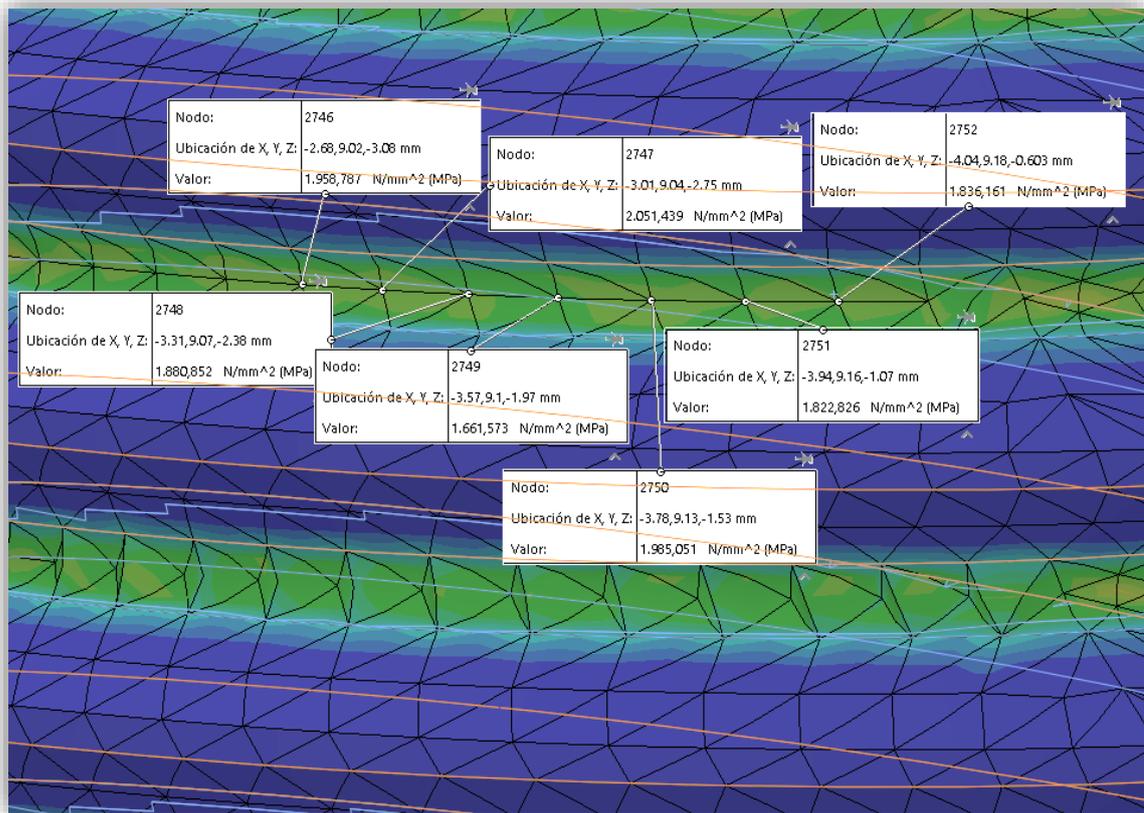


Figura 7-9 Zona con menores concentraciones.

Desde la Figura 7-6 a la Figura 7-9 se muestran los distintos valores en los diferentes nodos, así como la media correspondiente a los nodos señalados. En Este modelo en concreto se han producido varios lugares de concentraciones de esfuerzo, por ello se ha tomado como valor máximo de tensión la media de los nodos con valores más bajos y con una menor diferencia entre ellos, obteniéndose así el factor de concentración de esfuerzo para el modelo.

A continuación, se mostrarán los resultados obtenidos y como han quedado los modelos, según lo expuesto anteriormente.

Para el modelo de varilla roscada de M16x2, tenemos los resultados siguientes:



Figura 7-10 Modelo de malla

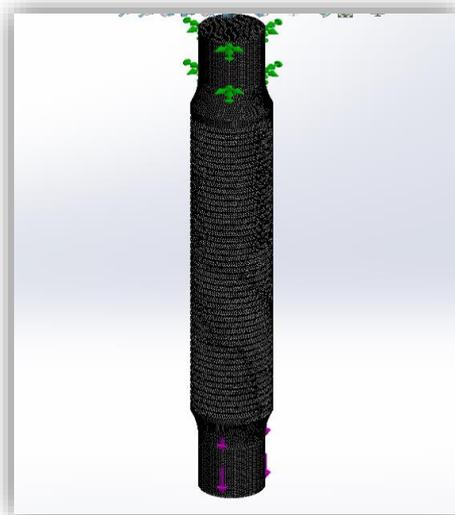


Figura 7-11 Situación de la malla

Identificar resultados

Opciones

En la ubicación

De sensores

En entidades seleccionadas

Resultados

Nodo	Valor (N/mm ² (MPa))	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
669038	1918.385	3966203	1907593	1056215
669037	1900.310	7876556	1609619	1132523
669040	1788.739	3558049	1418854	1795988
669027	1805.059	3580618	1567505	1273951
668998	2011.280	7020252	1984589	1766287
176206	1886.439	1362982	598358	1930046
669023	1810.515	1136367	1182068	3549227
669021	1938.318	7991058	1736816	1906713

Resumen

	Valor	
Suma:	16942	N/mm ² (N)
Avg	1882.5	N/mm ² (N)
Máx.	2011.3	N/mm ² (N)
Mín.	1788.7	N/mm ² (N)
Valor RMS (1883.7	N/mm ² (N)

Opciones de informe

Anotaciones

Mostrar número de nodo/elemento

Mostrar ubicación de X, Y, Z

Mostrar valor

Figura 7-12 Valor medio en nodos.

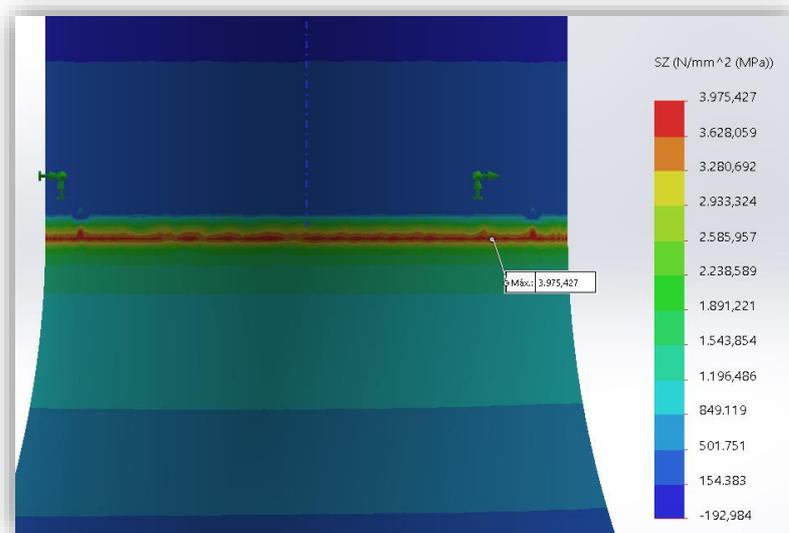


Figura 7-13 tensión máxima

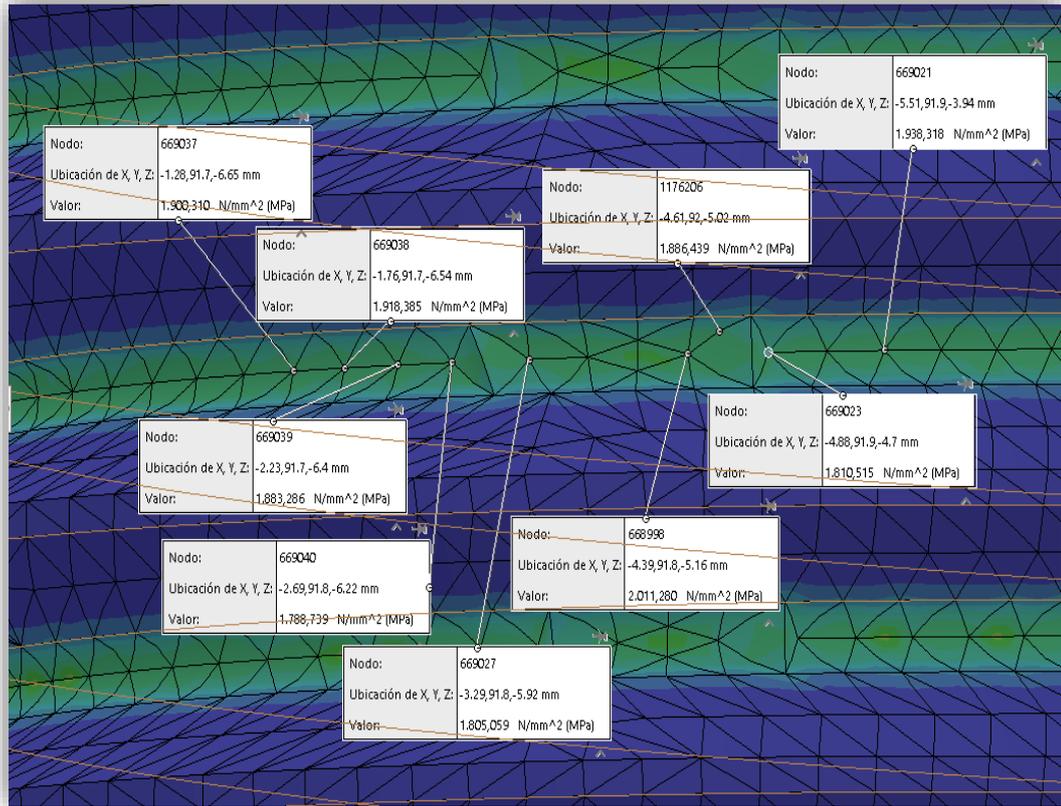


Figura 7-14 Zona de tensiones para el valor medio

Para el modelo de M20X2.5:

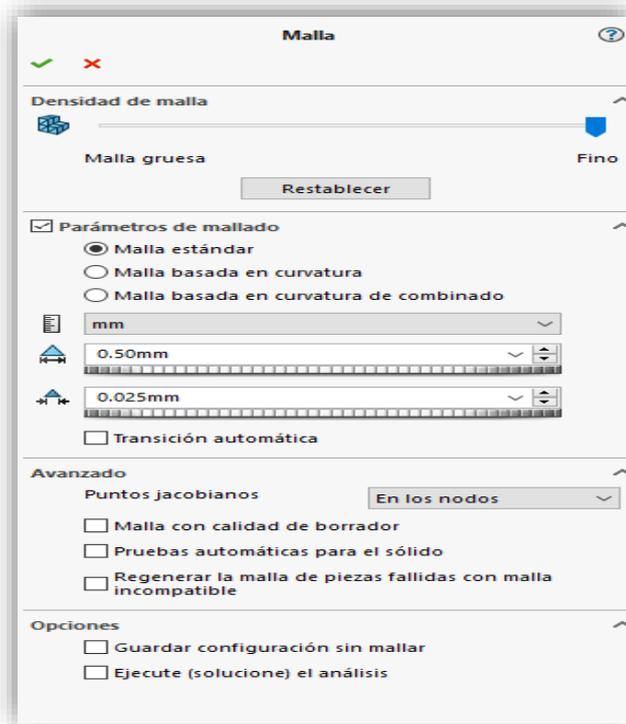


Figura 7-15 Modelo de malla

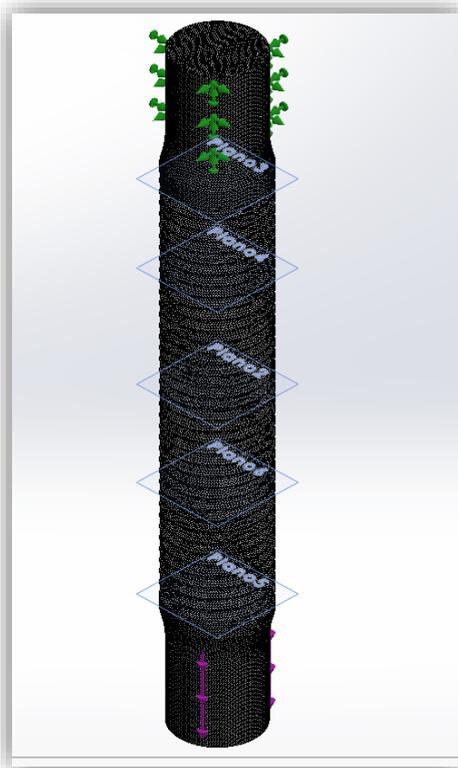


Figura 7-16 Situación de malla

✓ ✗ →

Opciones ^

En la ubicación
 De sensores
 En entidades seleccionadas

Resultados ^

Nodo	Valor (N/mm ² (MPa))	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
990014	1923.275	3678133	1866791	2882137
990032	1922.108	3621223	1301239	2774448
990031	1799.043	3862900	1937271	3864735
989941	1908.751	7667789	1386063	3663067
989973	1946.209	2454901	1192749	3541674
989972	1952.197	2290840	1420532	1280165

Resumen ^

	Valor	
Suma:	11452	N/mm ² (N
Avg	1908.6	N/mm ² (N
Máx.	1952.2	N/mm ² (N
Mín.	1799	N/mm ² (N
Valor RMS (1909.3	N/mm ² (N

Opciones de informe ^

Anotaciones ^

Mostrar número de nodo/elemento
 Mostrar ubicación de X, Y, Z
 Mostrar valor

Figura 7-17 Valor medio en nodos

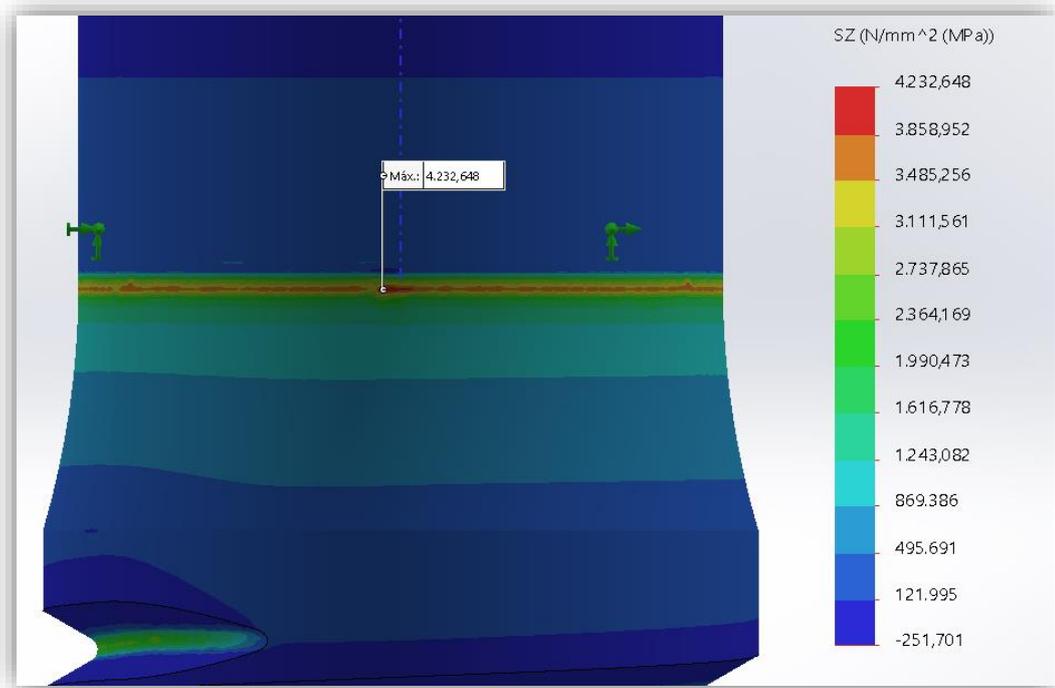


Figura 7-18 Tensión máxima

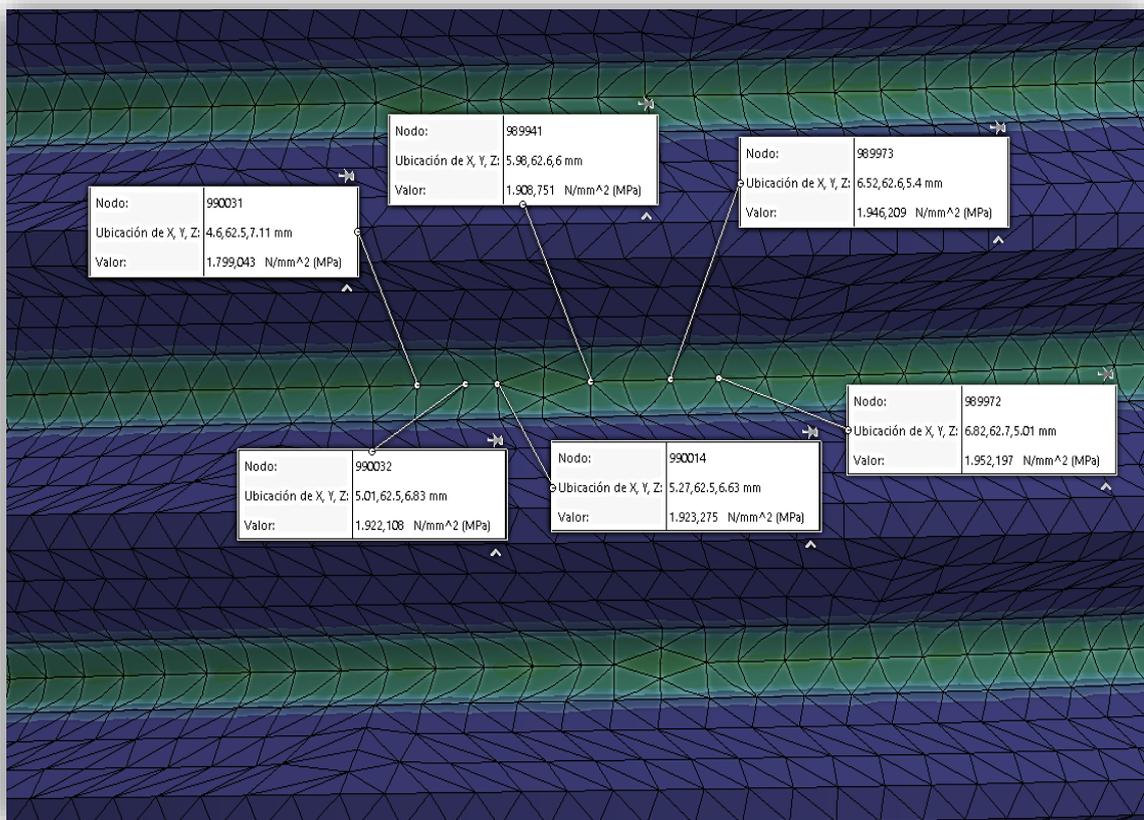


Figura 7-19 Zona de tensiones para el valor medio

Para el modelo de M24X3:

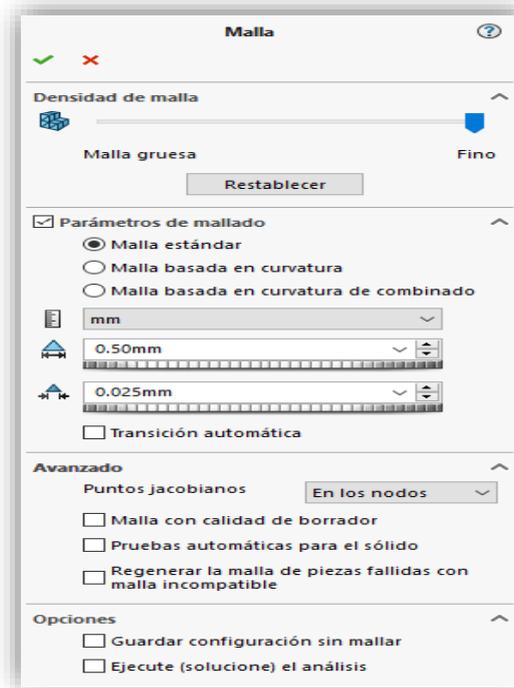


Figura 7-20 Modelo de la malla

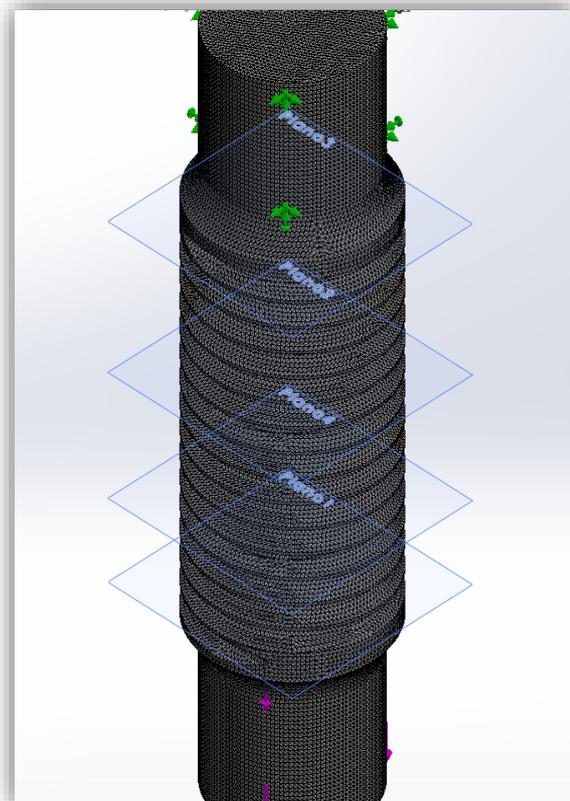


Figura 7-21 Situación de malla

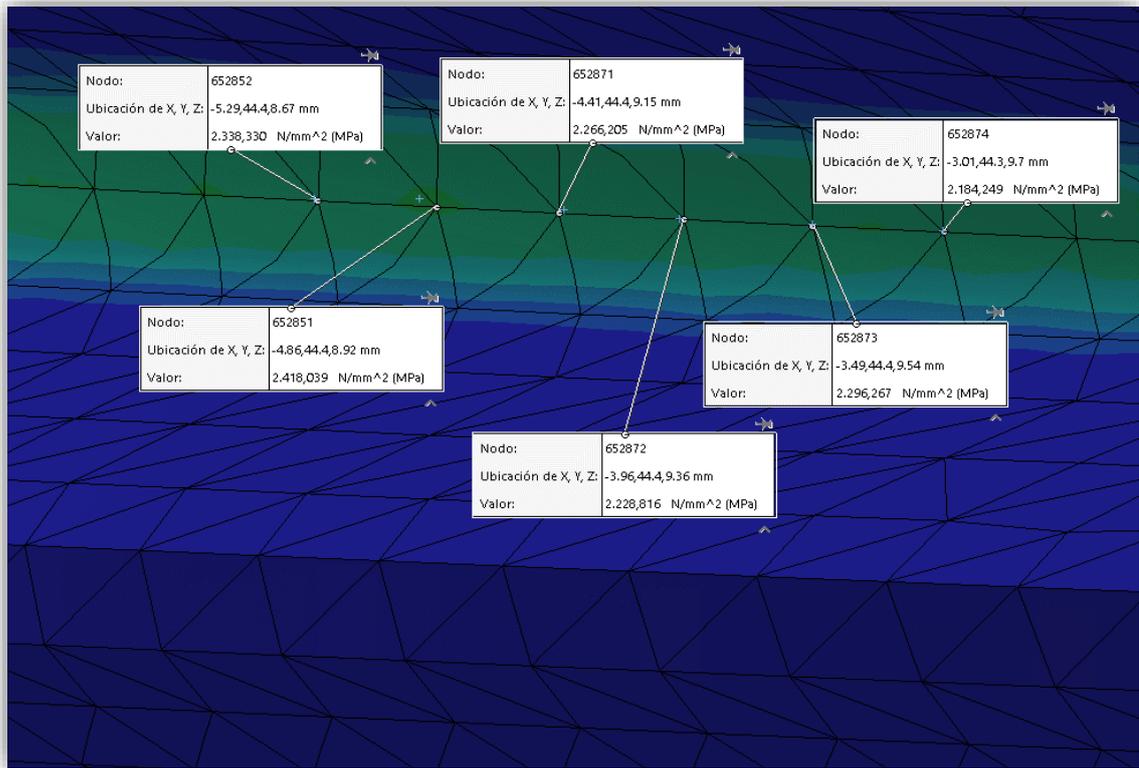


Figura 7-22 Zona de tensiones para el valor medio

Identificar resultados

Opciones

- En la ubicación
- De sensores
- En entidades seleccionadas

Resultados

Nodo	Valor (N/mm ² (MPa))	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
652852	2338.330	1002762	1981384	73
652851	2418.039	1924864	1657089	12
652871	2266.205	1478872	1300369	10
652872	2228.816	1811677	1920380	16
652873	2296.267	1086285	1525513	11
652874	2184.249	1458907	1123398	12

Resumen

	Valor	
Suma:	13732	N/mm ² (N)
Avg.	2288.7	N/mm ² (N)
Máx.	2418	N/mm ² (N)
Mín.	2184.2	N/mm ² (N)
Valor RMS (2289.9	N/mm ² (N)

Opciones de informe

Anotaciones

- Mostrar número de nodo/elemento
- Mostrar ubicación de X, Y, Z
- Mostrar valor

Figura 7-23 Valor medio en nodos

7.2 ANEXO 2. CONCENTRACIÓN DE ESFUERZO (TABLA 10)

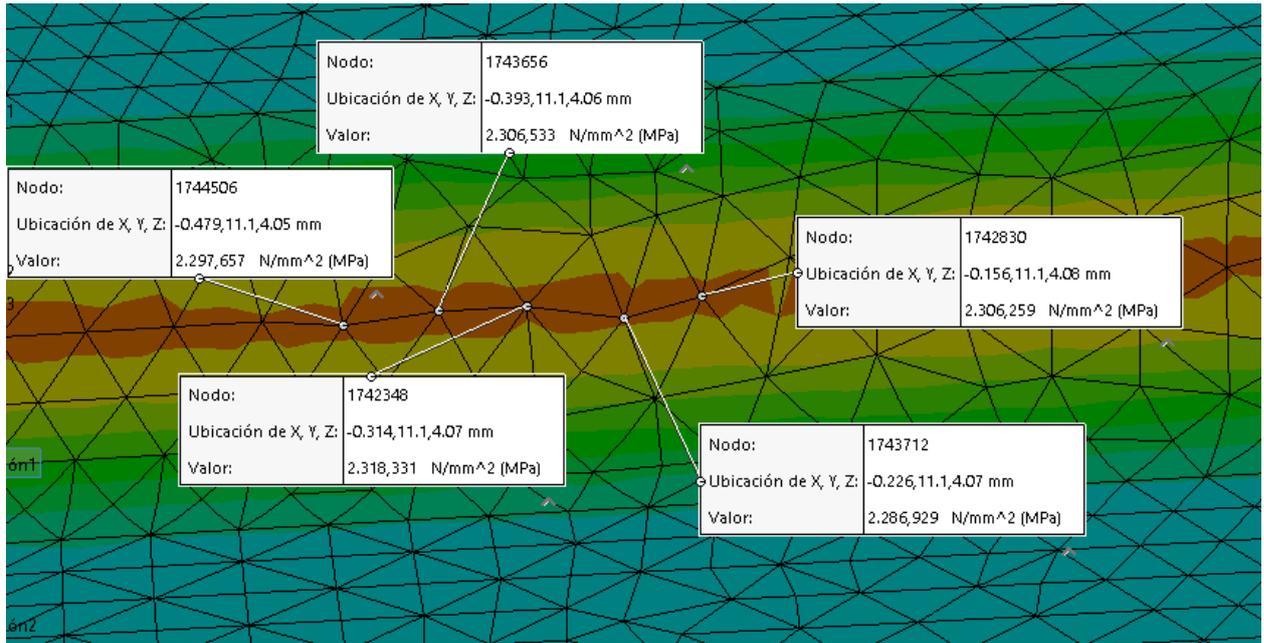


Figura 7-24. Tensiones en nodo aplicando F_p . M10X1,5.

Resumen		
	Valor	
Suma:	11516	N/mm ² (M
Avg	2303.1	N/mm ² (M
Máx.	2318.3	N/mm ² (M
Mín.	2286.9	N/mm ² (M
Valor RMS (2303.2	N/mm ² (M

Figura 7-25. Máximos y mínimo Aplicando F_p . M10X1,5

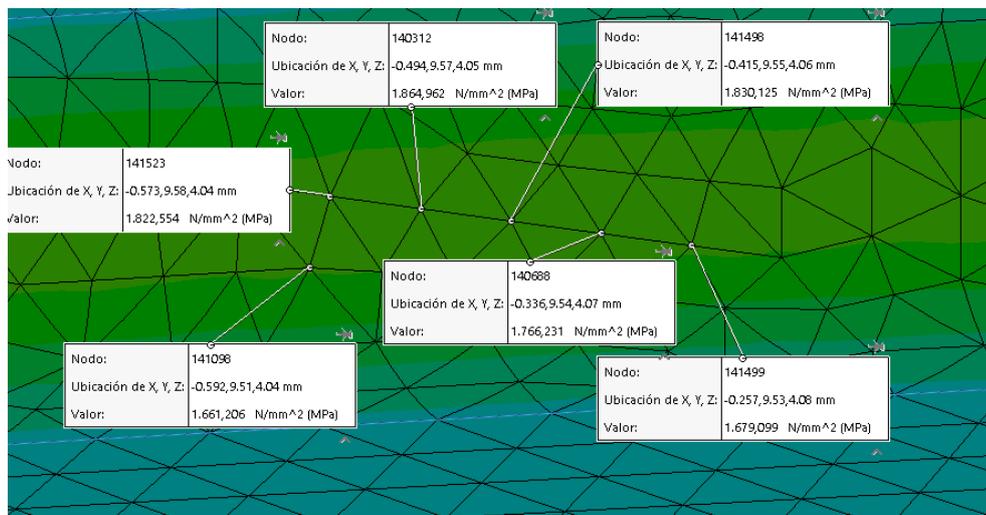


Figura 7-26. Figura 4 58. Tensiones en nodo aplicando F. M10X1,5

Resumen		
	Valor	
Suma:	10624	N/mm ² (N
Avg	1770.7	N/mm ² (N
Máx.	1865	N/mm ² (N
Mín.	1661.2	N/mm ² (N
Valor RMS (1772.4	N/mm ² (N

Figura 7-27. Figura 4 59. Máximos y mínimo aplicando F. M10x1,5

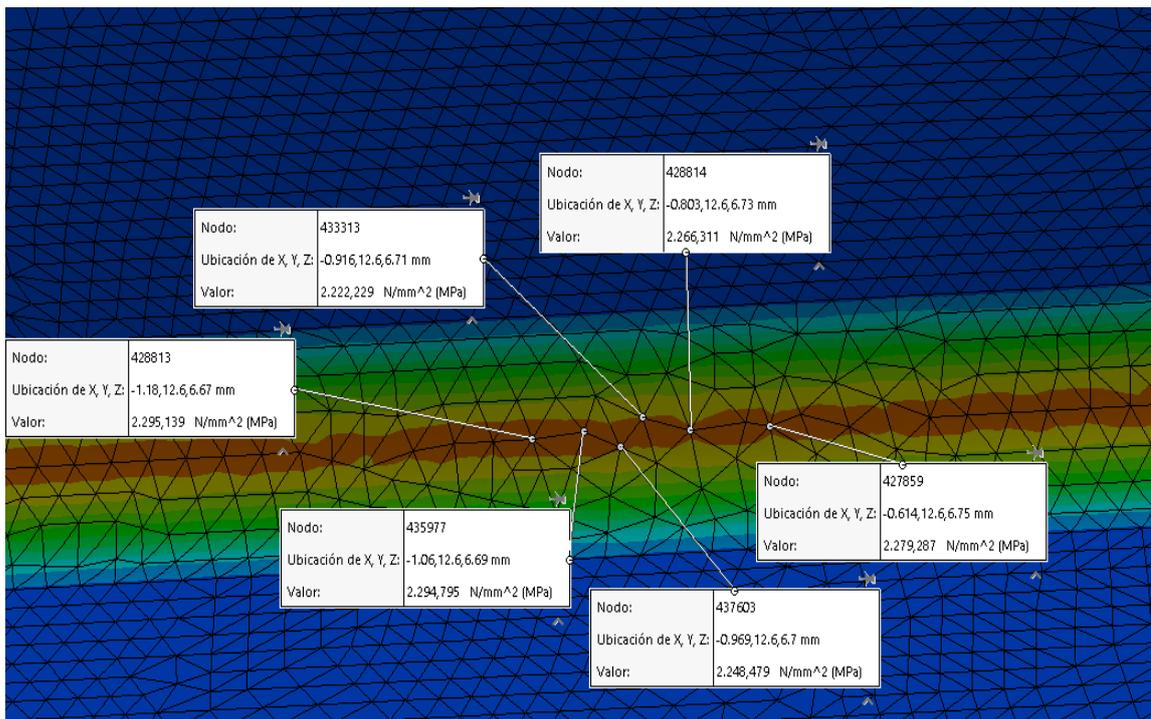


Figura 7-28. Tensiones en nodo aplicando F_p. M16X2.

Resumen		
	Valor	
Suma:	13606	N/mm ² (N
Avg	2267.7	N/mm ² (N
Máx.	2295.1	N/mm ² (N
Mín.	2222.2	N/mm ² (N
Valor RMS (2267.9	N/mm ² (N

Figura 7-29. Máximos y mínimo Aplicando F_p. M16x2

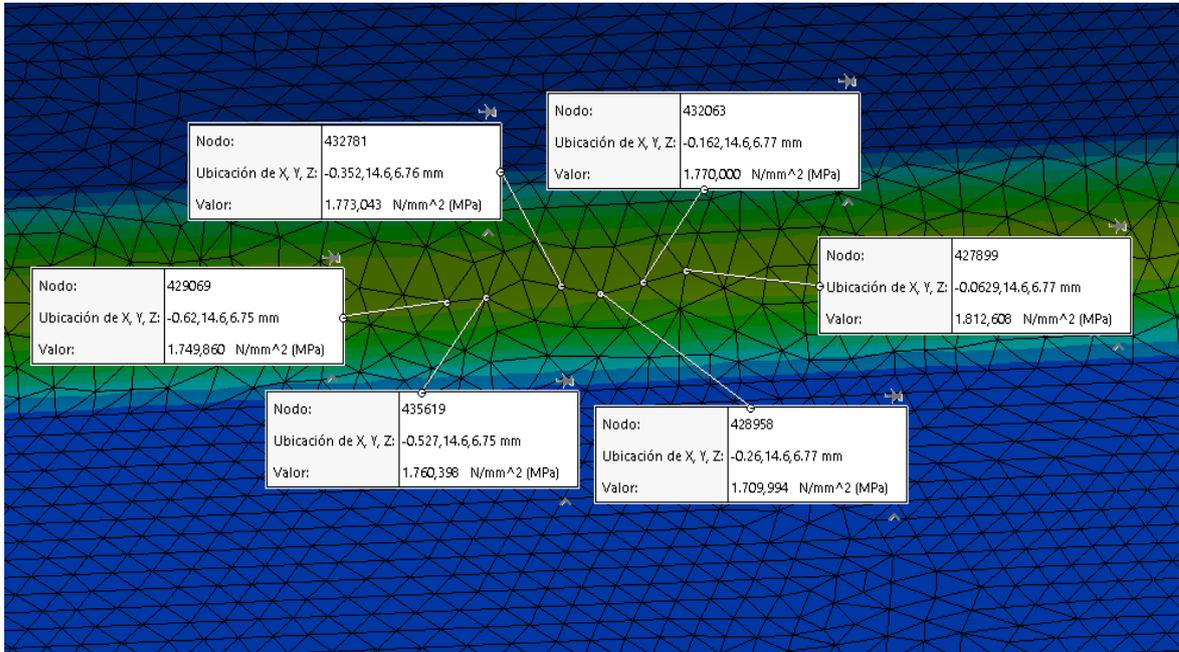


Figura 7-30. Tensiones en nodo aplicando F. M16x2

Resumen		
	Valor	
Suma:	10576	N/mm ² (M
Avg	1762.7	N/mm ² (M
Máx.	1812.6	N/mm ² (M
Mín.	1710	N/mm ² (M
Valor RMS (1762.9	N/mm ² (M

Figura 7-31. Máximos y mínimo Aplicando F. M16x2

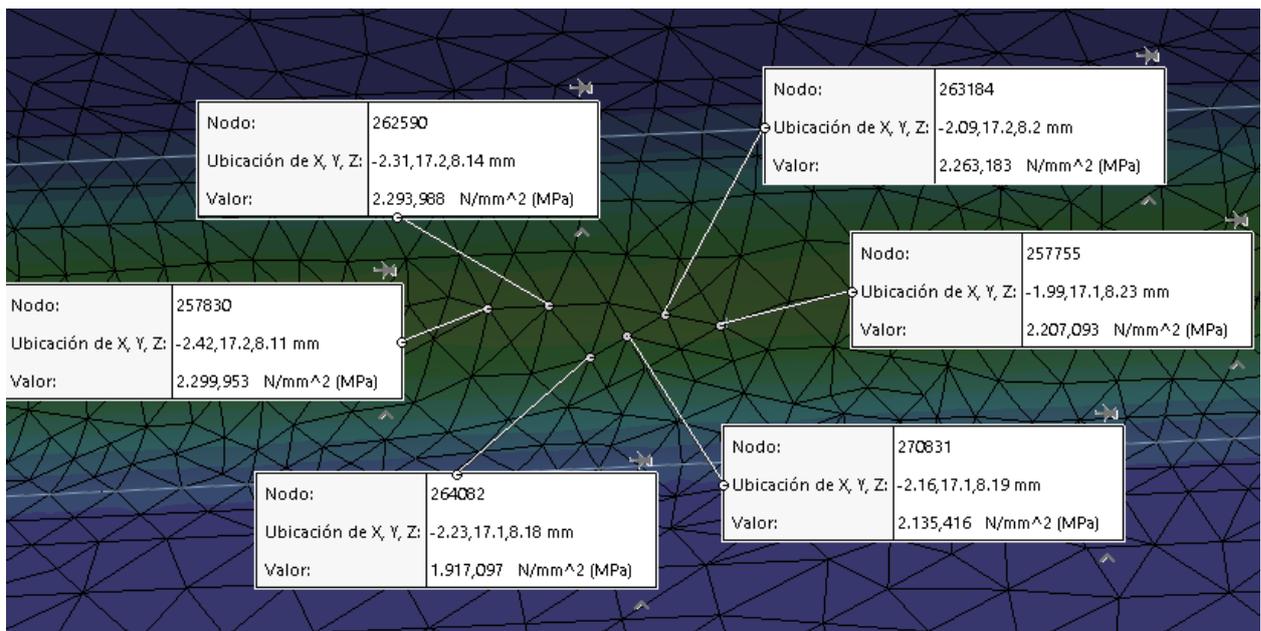


Figura 7-32. Tensiones en nodo aplicando Fp. M20X2,5

Resumen		
	Valor	
Suma:	13117	N/mm ² (N
Avg	2186.1	N/mm ² (N
Máx.	2300	N/mm ² (N
Mín.	1917.1	N/mm ² (N
Valor RMS (2190.2	N/mm ² (N

Figura 7-33. Máximos y mínimo Aplicando F_p. M20x2,5

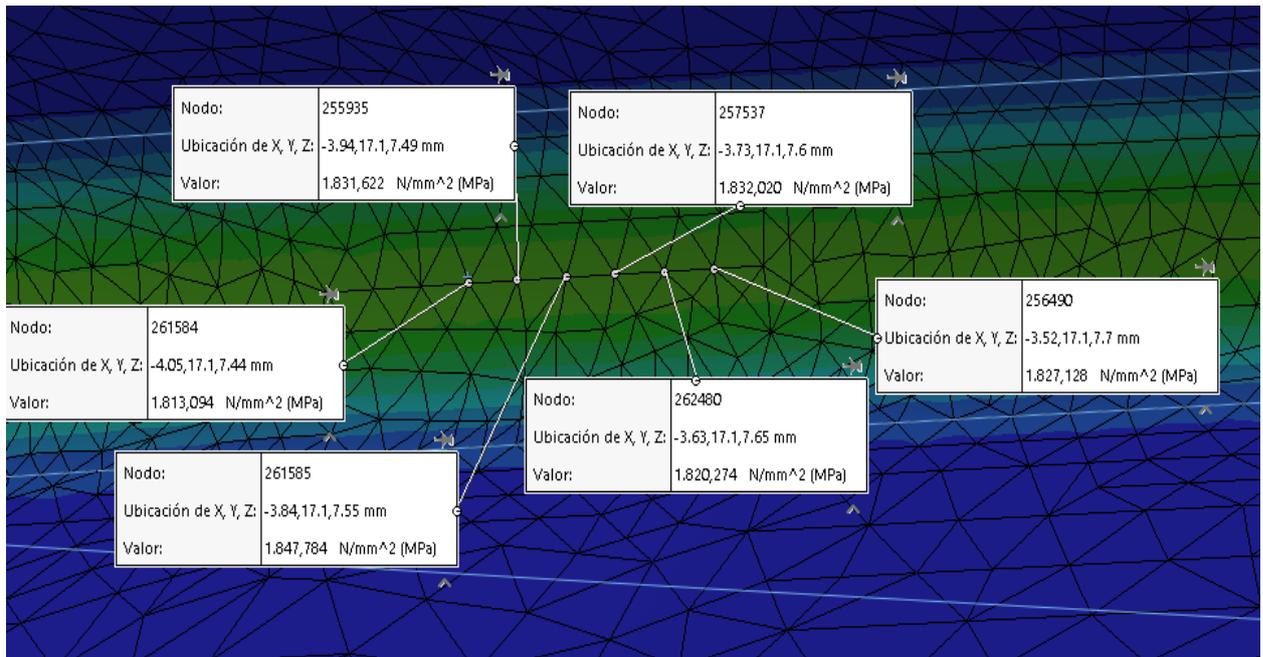


Figura 7-34. Tensiones en nodo aplicando F. M20X2,5

Resumen		
	Valor	
Suma:	10972	N/mm ² (N
Avg	1828.7	N/mm ² (N
Máx.	1847.8	N/mm ² (N
Mín.	1813.1	N/mm ² (N
Valor RMS (1828.7	N/mm ² (N

Figura 7-35. Máximos y mínimo Aplicando F. M20x2,5

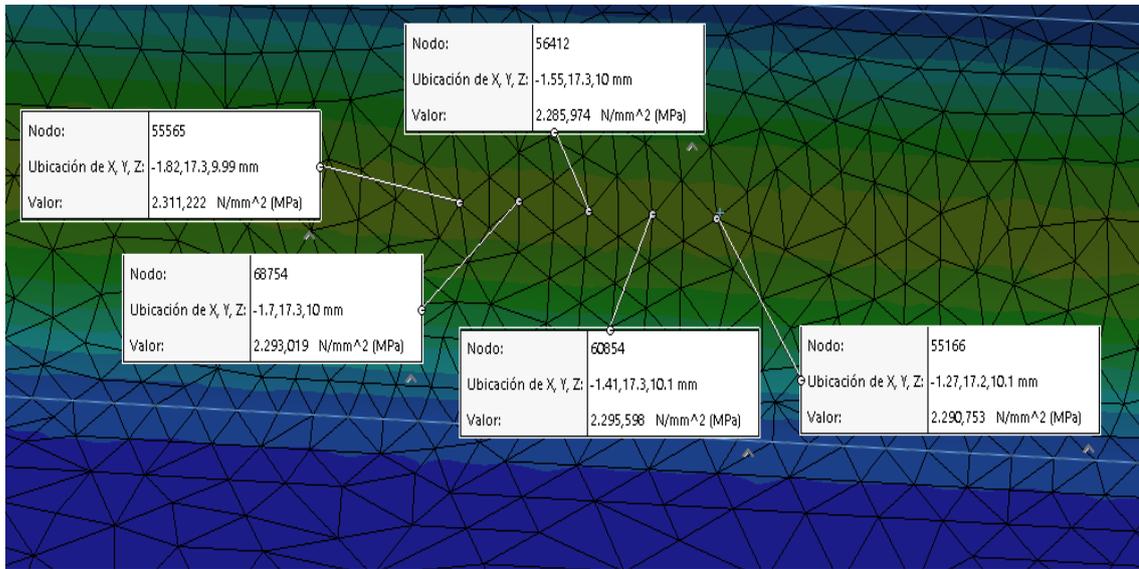


Figura 7-36. Tensiones en nodo aplicando Fp. M24x3

Resumen		
	Valor	
Suma:	11477	N/mm ² (N)
Avg	2295.3	N/mm ² (N)
Máx.	2311.2	N/mm ² (N)
Mín.	2286	N/mm ² (N)
Valor RMS (2295.3	N/mm ² (N)

Figura 7-37. Máximos y mínimo Aplicando Fp. M24x3

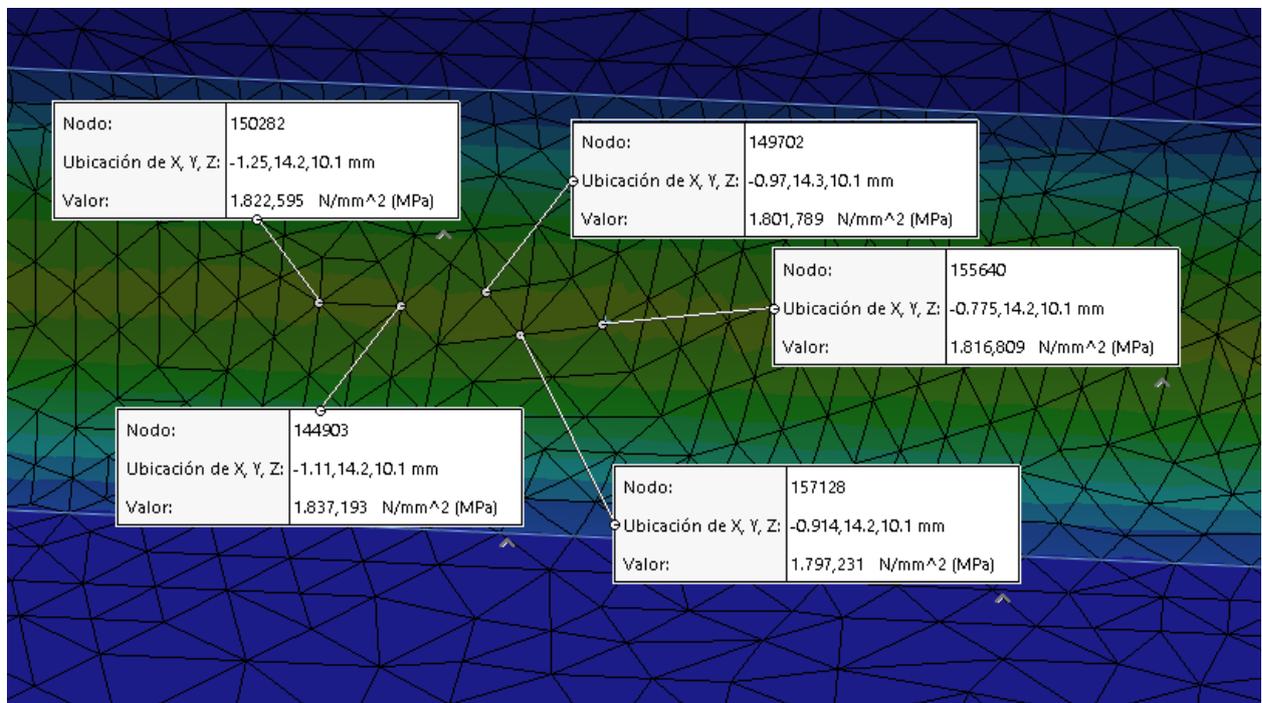


Figura 7-38. Tensiones en nodo aplicando F. M24x3

Resumen		
	Valor	
Suma:	9075.6	N/mm ² (M
Avg	1815.1	N/mm ² (M
Máx.	1837.2	N/mm ² (M
Mín.	1797.2	N/mm ² (M
Valor RMS (1815.2	N/mm ² (M

Figura 7-39. Máximos y mínimo Aplicando F. M24x3