



TECNOLÓGICO NACIONAL DE MÉXICO  
INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIÉRREZ



## **INFORME TÉCNICO DE RESIDENCIA PROFESIONAL**

### **TÍTULO DEL TRABAJO:**

DISEÑO DE IMPLEMENTOS AGRÍCOLAS PARA LA OPTIMIZACIÓN DE LA COSECHA EN VERDE DE LA CAÑA DE AZÚCAR, DESHOJE, ETAPA B.

### **QUE PRESENTA:**

JORGE ANDRES LAZARO CONSTANTINO

### **NO. DE CONTROL:**

14270791

### **CARRERA:**

INGENIERÍA MECÁNICA

### **ASESOR:**

ING. JULIO CESAR LLAVEN GORDILLO

## ÍNDICE

<b>I. INTRODUCCIÓN</b> .....	<b>5</b>
<b>II. JUSTIFICACIÓN</b> .....	<b>6</b>
<b>III. OBJETIVO GENERAL</b> .....	<b>7</b>
<b>IV. OBJETIVOS ESPECÍFICOS</b> .....	<b>8</b>
<b>V. ANALISIS DEL CAMPO DEL ARTE</b> .....	<b>9</b>
<b>VI. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA</b> .....	<b>12</b>
<b>VII. ALCANCES Y LIMITACIONES</b> .....	<b>13</b>
<b>CAPITULO 1. GENERALIDADES</b> .....	<b>14</b>
<b>1.1 ANSYS</b> .....	<b>14</b>
<b>1.2 ORIGEN</b> .....	<b>14</b>
<b>1.3 ANÁLISIS ESTRUCTURAL MECÁNICO</b> .....	<b>15</b>
<b>1.4 HERRAMIENTAS EN ANSYS</b> .....	<b>15</b>
<b>1.5 PROGRAMAS SIMILARES</b> .....	<b>16</b>
<b>CAPITULO 2. MARCO TEORICO</b> .....	<b>17</b>
<b>2.1 CRONOLOGÍA HISTÓRICA Y VARIEDAD DE HERRAMIENTAS</b> .....	<b>17</b>
<b>2.2 ANSYS HERRAMIENTA CON FUNDAMENTO EN ELEMENTOS FINITOS</b> .....	<b>19</b>
<b>2.3 VENTAJAS DEL ANÁLISIS MEDIANTE ANSYS</b> .....	<b>20</b>
<b>2.4 ESFUERZOS Y DEFORMACIONES</b> .....	<b>22</b>
2.4.1 Esfuerzos .....	22
2.4.2 Deformaciones .....	24
2.4.3 Diagrama esfuerzo - deformación convencional .....	25
2.4.4 Comportamiento elástico. ....	27
2.4.5 Cedencia .....	27
2.4.6 Ley de Hooke.....	28
<b>2.5 WORKBENCH</b> .....	<b>30</b>
2.5.1 Engineering Data .....	32
2.5.2 Geometría .....	32
2.5.3 Mallado .....	34
2.5.4 Colocación de fuerzas que actúan en el modelo .....	36
<b>CAPITULO 3. MEMORIA DE CÁLCULO</b> .....	<b>37</b>
<b>3.1 DISEÑO DE LA DESHOJADORA DE CAÑA.</b> .....	<b>37</b>
<b>3.2 COMPONENTES ANALIZADOS</b> .....	<b>37</b>
<b>3.3 Resultados de los esfuerzos del tornillo sin fin</b> .....	<b>38</b>

3.3.1 Resultados de esfuerzos equivalente (von-Mises) .....	39
3.3.2 Resultados de esfuerzo Normal .....	40
<b>3.4 Resultados de las deformaciones .....</b>	<b>40</b>
3.4.1 En el eje X.....	41
3.4.2 En el eje Y.....	42
3.4.3 En el eje Z.....	43
<b>3.5 Resultados de los esfuerzos del cepillo deshojador.....</b>	<b>44</b>
3.5.1 Resultados de esfuerzos equivalente (von-Mises) .....	45
3.5.2 Resultados de esfuerzo Normal .....	46
<b>3.6 Resultados de las deformaciones del cepillo deshojador.....</b>	<b>46</b>
3.6.2 En el eje X.....	46
3.6.2 En el eje Y.....	47
3.6.3 En el eje Z.....	47
<b>3.7 Resultados de los esfuerzos de los rodamientos para el transportador.....</b>	<b>48</b>
3.7.1 Resultados de esfuerzos equivalente (von-Mises) .....	49
<b>3.8 Resultados de las deformaciones de los rodamientos .....</b>	<b>50</b>
3.8.1 En el eje X.....	50
3.8.1 En el eje Y.....	51
3.8.1 En el eje Z.....	51
<b>3.9 Resultados de los esfuerzos de los engranes.....</b>	<b>52</b>
3.9.1 Resultados de esfuerzos equivalente (von-Mises) .....	53
<b>3.10 Resultados de las deformaciones de los engranes.....</b>	<b>54</b>
3.10.1 En el eje X.....	54
<b>VII. CONCLUSIÓN.....</b>	<b>56</b>
<b>VIII. BIBLIOGRAFÍA .....</b>	<b>56</b>
<b>ANEXOS.....</b>	<b>58</b>
<b>TABLAS .....</b>	<b>58</b>
Tabla No. 1: Propiedades Físicas de Materiales de Ingeniería Módulo de Elasticidad (E), Módulo de Rigidez (G), Coeficiente de Poisson ( $\nu$ ), Peso Específico ( $\gamma$ ) .....	58
Tabla No. 2: Propiedades Mecánicas de Aleaciones de Aluminio Forjado Límite Elástico, Resistencia Máxima a Tensión, Resistencia a la Fatiga, Elongación, Dureza Brinell (HB) .....	59
Tabla No. 3: Características y propiedades mecánicas a la tensión de algunos aceros rolados en caliente (HR) y estirados en frío (CD) .....	60

## INDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1.</b> Cosechadoras de caña Serie CH.....	10
<b>Figura 2.</b> Esquema de una cosechadora de caña.....	11
<b>Figura 3.</b> Barra sometida a esfuerzo de tracción. ....	22
<b>Figura 4.</b> Convenio de notación para las tensiones. ....	23
<b>Figura 5.</b> Esfuerzos Bidimensionales. ....	24
<b>Figura 6.</b> Diagramas de esfuerzo - deformación convencional y verdadera para un material dúctil (acero). ....	26
<b>Figura 7.</b> Diagrama de esfuerzo – deformación para el acero de bajo carbono. ....	28
<b>Figura 8.</b> Porcentaje de carbono. ....	29
<b>Figura 9.</b> Workspace Ansys.....	30
<b>Figura 10.</b> Barra de Herramientas Ansys. ....	31
<b>Figura 11.</b> Barra de Materiales. ....	32
<b>Figura 12.</b> Geometría. ....	33
<b>Figura 13.</b> Model de Ansys.....	33
<b>Figura 14.</b> Generar Mallado Automático. ....	34
<b>Figura 15.</b> Mallado Automático.....	35
<b>Figura 16.</b> Malla Manual. ....	35
<b>Figura 17.</b> Mallado generado Manualmente.....	36
<b>Figura 18.</b> Sección de colocación de fuerzas y soportes. ....	36
<b>Figura 19.</b> Diseño completo de la deshojadora de caña. ....	37
<b>Figura 20.</b> Componentes Analizados. ....	37
<b>Figura 21.</b> Aplicación de fuerzas en el tornillo sinfin ..... 38	38
<b>Figura 22.</b> Esfuerzos Equivalente (Von-Mises) del tornillo sin fin. ....	39
<b>Figura 23.</b> Vista De la concentración de esfuerzos. ....	39
<b>Figura 24.</b> Esfuerzo Normal en tornillo sin fin. ....	40
<b>Figura 25.</b> Deformación del tornillo sin fin en respecto al eje X vista XZ. ....	41
<b>Figura 26.</b> Deformación del tornillo sin fin vista en el plano XZ. ....	42
<b>Figura 27.</b> Deformación del tornillo sin fin vista en el plano XY.....	43
<b>Figura 28.</b> Aplicación de fuerzas en el cepillo ..... 44	44
<b>Figura 29.</b> Esfuerzos Equivalente (Von-Mises) del cepillo deshojador.....	45
<b>Figura 30.</b> Vista de acercamiento del esfuerzo Equivalente (Von-Mises) máximo.....	45
<b>Figura 31.</b> Esfuerzo normal en cepillo deshojador. ....	46
<b>Figura 32.</b> Deformación del cepillo deshojador con respecto al eje X vista YZ. ....	46
<b>Figura 33.</b> Deformación del cepillo deshojador con respecto al eje Y vista XZ. ....	47
<b>Figura 34.</b> Deformación del cepillo deshojador con respecto al eje Z vista XY. ....	47
<b>Figura 35.</b> Aplicación de fuerzas en el rodamiento del transportador.....	48
<b>Figura 36.</b> Esfuerzos Equivalente (Von-Mises) de los rodamientos. ....	49
<b>Figura 37.</b> Vista cercana del detalle del esfuerzo en el rodamiento. ....	49
<b>Figura 38.</b> Deformación del rodamiento con respecto al eje X vista YZ. ....	50
<b>Figura 39.</b> Deformación del rodamiento con respecto al eje Y vista XZ. ....	51
<b>Figura 40.</b> Deformación del rodamiento con respecto al eje Z vista XY. ....	51
<b>Figura 41.</b> Aplicación de fuerzas en el rodamiento del transportador.....	52
<b>Figura 42.</b> Esfuerzos Equivalente (Von-Mises) en el engrane. ....	53
<b>Figura 43.</b> Vista de detalle del esfuerzo causa en el diente del engrane. ....	53
<b>Figura 44.</b> Deformación del engrane con respecto al eje X vista YZ. ....	54
<b>Figura 45.</b> Vista del detalle de deformación en la punta del diente. ....	55

## I. INTRODUCCIÓN

El objetivo de este proyecto es el análisis de esfuerzos y deformación mediante el método de elementos finitos, usando el programa de simulación de ANSYS. Con este programa se puede realizar simulación para la comprobación de las piezas y cuánto va aguantar con las fuerzas a la que va hacer sometido.

Estos métodos tienen un margen de error dado que existen consideraciones que no pueden ser simuladas en los entornos virtuales, por esta razón el software ANSYS plantea en sus simulaciones un error permisible.

Las piezas en movimiento de este proyecto se analizaran para ver si soportan las cargas a las que están sometidas. La necesidad de realizar este análisis tiene como resultado que se conozca una visualización de cómo se va a comportar el producto que se esté realizando y se tenga una base, fundamentos para poder realizarlo.

## II. JUSTIFICACIÓN

La fortaleza de los componentes es un requisito clave para comprender el rendimiento, el ciclo de vida y los posibles modos de falla de un producto.

- La carga mecánica, la tensión, las condiciones de trabajo son solo algunos de los factores que determinarán los requisitos de resistencia de los materiales y diseños.
- El análisis garantiza la viabilidad y seguridad de su producto al predecir la resistencia necesaria para las cargas que su diseño experimentará en el servicio de la máquina.

Los análisis por este medio de software son una gran herramienta para la simulación de la solución a un problema. Como los análisis de esfuerzos o deformaciones.

La importancia de que el mecanismo sea analizado es porque se necesita calcular los gastos de la producción de esta máquina.

### III. OBJETIVO GENERAL

El objetivo de este proyecto es el análisis de esfuerzos y deformaciones las piezas en movimiento mediante el software ANSYS.

El programa de elementos finitos que se ha usado para este análisis es el programa de simulación ANSYS. En este análisis de la estructura, se va a comprobar si se cumplen los distintos parámetros de diseño que se establecen.

Los objetivos quedan marcados por el contexto de la seguridad que deben tener estos equipos, es fundamental valorar la posibilidad de utilizar materiales combinados en las piezas, reduciendo los pesos de las piezas de la maquina cosechadora.

El análisis, aplicando los factores de carga que van a tener las piezas nos dan un margen de resultados en el modelo, teniendo un criterio aceptable de cómo se comportara la pieza en su uso.

#### **IV. OBJETIVOS ESPECIFICOS**

- Aplicar el método de elementos finitos utilizando como soporte el software ANSYS como una herramienta poderosa e importante en el análisis de sistemas complejos de alta confiabilidad.
- Observar el comportamiento de los esfuerzos y las deformaciones de las piezas en movimiento tendiendo un modelo digital.
- Obtener de forma visible los puntos o zonas críticas de las piezas analizadas.



## V. ANALISIS DEL CAMPO DEL ARTE

Las primeras formas de mecanización del cultivo estuvieron relacionadas con la crianza de miles de mulas y bueyes que se utilizaban como transporte y fuerza de trabajo para labranza de la tierra, tarea que era completada con elementos rústicos contruidos en madera, maderas duras, y con hierro forjado en partes, atados con cueros al principio; posteriormente hierro fundido, piezas mecánicas y tornillos, bujes y tuercas de acero, etc.

El aumento de la población exigía mejores técnicas de cultivo, además de herramientas que permitirán realizar esta actividad de manera más rápida y obtener más producto, las implementaciones de las máquinas agrícolas fueron aumentando las actividades de estas máquinas podían realizar, tanto al momento de la siembra, como en el momento de la cosecha para levantar el alimento de la tierra.

### **Recolección de caña de azúcar**

El proceso de la recolección mecanizada de la caña de azúcar no solo incluye el corte, sino que hay que considerarlo como un conjunto de operaciones que incluye corte y limpieza, carga, transporte y entrega en la recepción del ingenio azucarero.

Cuando se trabaja con altos volúmenes de cosecha, y de forma continua, ya que el periodo en el que hay que cosechar la caña es relativamente corto y se necesita el suministro uniforme de la materia prima al ingenio, la logística del proceso resulta de gran importancia.

Se pueden establecer dos modelos de recolección mecanizada. El que se utiliza en pequeñas explotaciones, o en zonas de difícil mecanización integral, como son las plantaciones en suelos con fuertes pendientes, en las que las cañas cortadas se agrupan con cargadoras telescópicas dotadas de pinzas para la carga de remolques y camiones.

El otro sistema se basa en la mecanización integral de la recolección, y la cosechadora de caña realiza el corte y el troceado de la caña, junto con la eliminación de las hojas y demás impurezas que la acompañan, incluida la parte alta de la caña. La caña cortada se trocea y se deposita en un remolque o camión que circula en paralelo con la cosechadora.

Cuando la tolva se llena, el remolque se separa y deja paso a otro vacío que ocupa su lugar, de forma que la cosechadora en ningún momento interrumpe su trabajo.

En la actualidad se ha generalizado la utilización de cosechadoras autopropulsadas de caña de azúcar, que realizan el troceado y la limpieza de la caña antes de descargar sobre el camión que la transporta al ingenio. Estas máquinas han evolucionado desde los primeros modelos aparecidos en los años '50 del pasado Siglo XX.

Inicialmente los diseños realizaban la corta de la caña entera que se carga sobre un remolque que circulaba en paralelo. Marcas como Santal, Cameco, Mac Connel, Copersucar y Motocana marcaron un camino, que progresivamente lo han continuado los grandes Grupos Industriales.

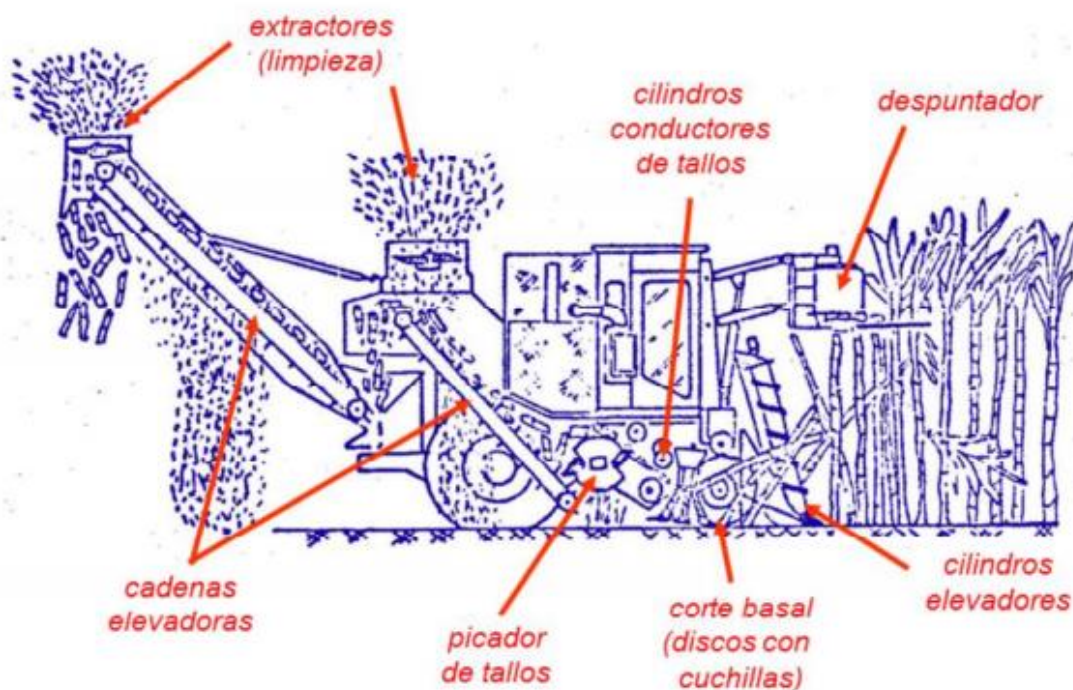
En la actualidad el mercado de cosechadoras de caña lo dominan CNH con la marca Case, John Deere, que desarrolló su producto después de adquirir Cameco, y Santal que pertenece al Grupo AGCO. Claas, que desarrolló una de las primeras cosechadoras autopropulsadas de caña de azúcar, capaz de trabajar con caña cruda, no ha realizado nuevos desarrollos, aunque sus máquinas siguen trabajando en algunas regiones cañeras



**Figura 1.** Cosechadoras de caña Serie CH.

La estructura de las cosechadoras modernas es bastante similar en todas las marcas. Disponen de una unidad de corte de la caña que actúa a nivel del suelo, y la caña cortada se eleva hasta la unidad que se encarga del troceado.

La eliminación de las impurezas que acompañan la caña se realiza mediante la acción de ventiladores cuyas paletas también realizan el picado de las mismas. El corte basal lo realizan dos discos con cuchillas situados en el extremo inferior de dos cilindros contrarotantes. Realiza el corte de la caña. El troceado de los tallos y la eliminación de las hojas y otros elementos considerados como impurezas. .



**Figura 2.** Esquema de una cosechadora de caña.

Un punto crítico en las cosechadoras de caña son los elementos de propulsión y guiado. Cuando hay que trabajar en suelos con pendientes de más del 2-4% es preferible utilizar la propulsión mediante cadenas, en alternativa a las ruedas neumáticas. Estas cadenas son similares a las que montan los tractores de cadenas metálicas y soportan en conjunto las 18-20 toneladas del peso de la cosechadora de caña. Una cosechadora de caña con una capacidad teórica de 80 a 100 t/h, que trabaja 24 horas por día y todos los días de la semana, solo interrumpe su trabajo para el abastecimiento de combustible, el mantenimiento programado y el cambio de cuchillas, salvo que se produzcan averías. Este mantenimiento se realiza en la propia parcela con camiones-taller que se desplazan a las zonas en las que trabajan las máquinas.

## VI. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Las cosechadoras que existen mejoran en gran medida la recolección de la caña de azúcar de los campos, con ello se mejora el tiempo para dejar el suelo limpio. Para ello se necesitan de nuevas máquinas con diseños novedosos que pueden realizar esta actividad y una etapa muy importante es el analizar el esfuerzo que hace la máquina, mediante una simulación.

Con el sistema existente se quiere recabar algunos puntos:

- Observar los puntos en donde se puede haber deformaciones importantes.
- Comparar los esfuerzos con los materiales puestos.
- Tener en cuenta si se necesita cambiar el material con el que se fabrique la pieza.

## VII. ALCANCES Y LIMITACIONES

Con los datos de este proyecto se utilizarían para poder construir el mecanismo que realice la tarea de deshojar la caña de azúcar y así poder recolectarla de manera más eficiente retirando todo el excedente que no se necesita.

Siempre se debe tomar en cuenta que en la práctica puede haber complicaciones que pudieran afectar el funcionamiento de maquina en operación, como puede ser un exceso de maleza en el cultivo que afectaría la entrada de materia a la maquina afectando el procesamiento de este material.

El Servicio de Información Agroalimentaria y Pesquera (SIAP) no sólo se ocupa de proporcionar información de calidad, sino de manera oportuna, por lo que pone a disposición de sus usuarios la información de cierre preliminar de caña de azúcar 2017, siendo de 56 millones de toneladas de acuerdo con el avance al mes de julio.

## CAPITULO 1. GENERALIDADES

### 1.1 ANSYS

ANSYS, Inc. es un software de simulación ingenieril. Está desarrollado para funcionar bajo la teoría de elemento finito para estructuras y volúmenes finitos para fluidos.

ANSYS es una plataforma de software desde donde se crean los proyectos de análisis en diferentes disciplinas, despliega gráficamente el intento de la simulación en ingeniería y se establecen las relaciones entre fenómenos físicos y sus módulos incluyendo multi física. La plataforma ANSYS incluye software y componentes para diferentes fenómenos.

### 1.2 ORIGEN

En 1963, Dr. John Swanson trabajó en los laboratorios nucleares de Westinghouse en Pittsburgh. Él era el responsable del análisis del reactor nuclear junto a todos sus componentes. Él utilizó códigos computacionales para predecir las curvas de esfuerzos del rotor del reactor, el cual se veía afectado tanto por la presión como por la temperatura. Con el pasar de los años, Swanson fue afinando el método para poder ser utilizado bajo geometría en 3-D, análisis no lineales para deformaciones plásticas, análisis dinámico, y los códigos para transferencia de calor fueron avances realizados por Wilson at Aerojet. El código original desarrollado por John incluía un análisis 2D asimétrico, John quería combinar estos avances así como eliminar códigos que se repetían en la resolución de ecuaciones y en el post-procesamiento.

Swanson quería una integración que hiciera del código una herramienta para disminuir el tiempo de cálculo y análisis de los ingenieros de Westinghouse y otra compañías, esta ahorraría mucho dinero a los que la utilizaran, pero John no estaba de acuerdo, de tal forma Swanson abandono la compañía en 1969, pero no sin antes haber mandado el código a COSMIC para el poder retomar el proyecto más tarde por su cuenta.

La primera versión de ANSYS fue programada a finales de 1970. Westinghouse fue el primer cliente que usaba ANSYS como programa principal de análisis en el diseño. Según el Dr. Swanson, el nombre ANSYS se escogió porque los abogados le aseguraron a Swanson que ANSYS era solo un nombre y que nada podía afectar los derechos de autor sobre el código ya creado. Durante ese periodo todos los programas eran escritos sobre tarjetas perforadas. La instalación del programa incluía el traslado de personal para

hacer las adaptaciones necesarias a la máquina para poder insertar las tarjetas en las grandes computadoras.

Dr. Peter Kohnke conoció a John Swanson a principios de 1971. Swanson le ofreció trabajo a Kohnke en otoño de 1971, y éste finalmente aceptó en 1973 y hasta diciembre de 2005 aún trabaja en ANSYS Inc.

### **1.3 ANÁLISIS ESTRUCTURAL MECÁNICO**

Ansys Mechanical es una herramienta de Ansys para resolver situaciones muy particulares en diseño mecánico como elementos estructurales lineales, no lineales y análisis dinámico. Con este módulo puedes evaluar el comportamiento, asignar materiales y resolver ecuaciones. Puedes resolver análisis térmicos, acoplamientos físicos que involucren acústica, elementos piezoeléctricos e interacción térmica con eléctrica. Ansys Mechanical es una solución puntual de análisis de alto desempeño que puedes usar como plataforma de solución.

### **1.4 HERRAMIENTAS EN ANSYS**

ANSYS Inc. fundada en 1970 (Swanson Analysis Systems, Inc.), desarrolla y presta soporte a la ingeniería introduciendo nuevos métodos para conseguir productos y procesos de fabricación más innovadores – logrando una reducción tanto de los costes como del tiempo invertido hasta la comercialización del producto – con programas de elementos finitos destinados a la simulación, que predicen cómo funcionará y reaccionará determinado producto bajo un entorno real.

ANSYS es un programa de elementos finitos que originalmente ofrece soluciones para resolver análisis estáticos lineales. Sucesivamente se han ido introduciendo módulos con los que este programa es capaz de resolver además problemas dinámicos no lineales. Los principales módulos de ANSYS son: Multiphysics, Mechanical, Structural, Professional, Design Space, Emag (simulaciones Electromagnéticas), Paramesh (mallas adaptativas)

## 1.5 PROGRAMAS SIMILARES

### Onshape

Onshape es un moderno sistema CAD que elimina el bloqueo de diseño y ayuda a los ingenieros a hacer su mejor trabajo. Onshape une herramientas de modelado avanzadas y administración de datos de diseño en un espacio de trabajo seguro en la nube que se ha convertido rápidamente en el sistema de CAD principal para miles de compañías en todo el mundo.

### AutoCAD

El software de diseño mecánico AutoCAD® es un software de AutoCAD creado para la fabricación. Como parte de la solución de creación de prototipos digitales, incluye toda la funcionalidad de AutoCAD, además de bibliotecas de piezas y herramientas basadas en estándares para ayudar a automatizar las tareas de CAD mecánicas comunes y acelerar el proceso de diseño mecánico.

### Inventor

El software Inventor® 3D CAD ofrece un conjunto fácil de usar de herramientas para el diseño mecánico en 3D, la documentación y la simulación de productos.

### Soliworks

SOLIDWORKS ofrece herramientas de software 3D completas que le permiten crear, simular, publicar y administrar sus datos. Los productos SOLIDWORKS son fáciles de aprender y usar, y le ayudan a diseñar mejor los productos.



## CAPITULO 2. MARCO TEORICO

### 2.1 CRONOLOGÍA HISTÓRICA Y VARIEDAD DE HERRAMIENTAS

Las primeras incursiones en la computarización del análisis de elementos finitos (FEA) se deben a Ray Clough en UC Berkeley con el desarrollo de un programa de algebra matricial en un IBM 701 en 1957 que podía resolver hasta 40 ecuaciones y pensado para facilitar los cálculos a los estudiantes que afrontaban los problemas de elementos finitos.

Posteriormente Clough y uno de sus estudiantes, Ed Wilson desarrollaron otro programa basado en el método de la fuerza. En 1959 se instaló en el Campus de Berkeley un IBM 704 en el que se desarrolló un programa que analizaba problemas con una relación no lineal entre momento y curvatura. En 1960 Clough y Wilson desarrollaron un programa de FEM cuya novedad es que el input era la localización de los nodos y los identificadores numéricos de los nodos a los cuales se anclaban los elementos triangulares. Las ecuaciones de equilibrio se resolvían mediante el método iterativo de Gauss-Seidel. En 1962, el método de los elementos finitos computarizado fue implementado para el estudio de la presa Norfolk en

Arkansas (EEUU) la cual se sabía que tenía una fractura cerca de su centro de gravedad. A través de este estudio con ayuda del programa de FEM ideado por Clough y su equipo de Berkeley se determinó que la presa era segura a pesar de la fractura existente.

El profesor Zienkiewicz, amigo de Clough impulsó el método de elementos finitos en las universidades de Cambridge y Swansea. Por aquel entonces, Wilson, que había aceptado una plaza en 1963 en Aerojet General aplicó el programa por primera vez en un ámbito ajeno a la ingeniería civil. Wilson y Clough desarrollaron ese mismo año el SMIS (Symbolic Matrix Interpretative System) escrito en lenguaje FORTRAN y que fue distribuido libremente en diferentes universidades. Entre 1965 y 1970 en Berkeley fueron modelados otros tipos de elementos triángulos planos de seis nodos.

En 1968, Irons y Zienkiewicz presentaron la formulación isoperimétrica, lo cual causó un impacto enorme en la investigación con el método de los elementos finitos. En 1969, William Doherty desarrolló el primer programa de análisis tridimensional usando elementos isoperimétricos de ocho nodos para el estudio de fluidos y simultáneamente, Kenneth Kavanagh bajo la dirección de Clough uso esos mismos elementos de ocho nudos en el análisis estructural.

Mientras tanto la McNeal Swindler Company trabajaba con la NASA desarrollando NASTRAN, otra de las herramientas de FEM más célebres de la actualidad.

En estos primeros años, sucedía que cada estudiante desarrollaba su propio programa basándose en el de otros para solucionar una estructura concreta. Como en la mayoría de los casos esas aplicaciones no estaban documentadas, no podían ser usadas por nadie salvo por sus autores.

Para intentar solventar este problema, Wilson inició el desarrollo en 1969 del SAP (Structural Analysis Program) que usaba la tecnología existente hasta ese momento. En este programa cada nodo podía tener hasta seis grados de libertad. En 1973, el Dr Jurgen Bathe actualizó el software para producir el SAP IV.

En 1970, John A. Swanson, un ingeniero mecánico de Cornell recientemente salido de Westinghouse crea Swanson Analysis Systems que fue rebautizado más tarde como ANSYS Inc.

En el 1971 un grupo de investigadores bajo el liderazgo del Dr. Dave Hibbitt desarrollaron el paquete de software de FEM, MARC en la universidad de Brown.

En 1977 Mike Riddle y John Walker comenzaron de manera independiente lo que luego se convertiría en AutoCAD que si bien no era un programa que usara elementos finitos sí que animó a los investigadores a seguir la senda de mejora de las interfaces gráficas.

También en 1977 se crea en el seno de Dassault Group, la compañía fundada por el parisino Marcel Dassault, el software CATIA para el desarrollo del cazabombardero Mirage.

En 1978 el Dr Hibbitt y otros empleados del MARC Analysis Research Corporation desarrollaron un nuevo software, ABAQUS, cuyo primer cliente fue subsidiario de la Westinghouse quien usó este software para analizar los conjuntos de barras de combustible nuclear. En ese mismo año un joven ingeniero del Lawrence Livermore National Laboratory llamado John Hallquist desarrolló DYNA3D para predecir la respuesta estructural de bombas nucleares lanzadas desde bajas altitudes. En 1979 se lanzó una versión mejorada que fue programada para un uso óptimo en los supercomputadores CRAY-1. En 1986 fueron añadidas todas las herramientas esenciales como elementos tipo viga, membrana, cuerpos rígidos, contactos, fricciones, amortiguadores y muelles, etc.

En 1984 fue lanzado Lisa de Apple lo que ayudaría a pavimentar el camino hacia unas mejores interfaces gráficas. En 1985 fue lanzado AutoCAD 2 el cual ya podía ejecutarse en ordenadores personales. Tenía 100.000 líneas de código y un precio de dos mil dólares. Ese mismo año se fundó Altair Engineering cuyo primer producto fue HyperMesh seguido del OptiStruct.

En 1987 Altair compra RADIOSS, un solver de elementos finitos que requería 20 horas para resolver una simulación de choque con 20.000 elementos. Por hacer una comparativa, en 2013, RADIOSS resolvía una simulación con 15 millones de elementos en 5 horas utilizando 128 núcleos. Ese mismo año de 1987, Swanson, el creador de ANSYS, es nombrado Ingeniero del Año por ASME.

En 1991 surgió NEi Nastran con una interfaz gráfica mejorada con respecto al original. En 1995 Dassault Systèmes lanza SolidWorks para el modelado en 3D. Finales de los 90 y ya los años 2000 estuvieron marcados por una expansión del análisis computarizado por elementos finitos con las sucesivas actualizaciones de programas que ya se han mencionado como ANSYS, CATIA, NASTRAN PATRAN, SOLIDWORKS o ABAQUS éste último adquirido por Dassault Systèmes y re denominado ABAQUS SIMULIA. A finales de 1999 Marc fue adquirido por MSC Software Corporation y el software pasa a denominarse MSC-MARC.

Actualmente también existen productos de software libre como por ejemplo Open FEM que está diseñado para un entorno Matlab. El mercado del software de elementos finitos crece a una tasa anual del 11% y ANSYS en Europa constituye la mayor parte del mercado con Alemania y Francia como países consumidores mayoritarios. Hoy en día los productos permiten desde análisis de problemas de gran tamaño con millones de nodos al análisis de problemas a nivel atómico, así como los análisis multifísicos en los que se realiza de manera simultánea análisis térmicos y mecánicos o electromecánicos.

## **2.2 ANSYS HERRAMIENTO CON FUNDAMENTO EN ELEMENTOS FINITOS**

El método de los elementos finitos (MEF) es un método numérico ampliamente utilizado para el análisis de problemas lineales y no lineales, transitorios y permanentes de muchos ámbitos, principalmente, análisis de tensiones en el ámbito del cálculo de estructuras, transferencia térmica, electromagnetismo o mecánica de fluidos. Problemas todos ellos que implican dificultad de resolución analítica, bien por la complejidad de las ecuaciones

diferenciales que implican la resolución del problema, bien porque la geometría que se presente sea complicada o bien por que sea difícil lidiar con las condiciones de contorno e iniciales.

Ante tales obstáculos, incluso pequeños cálculos podrían implicar un coste de tiempo y de recursos enorme. Si bien, el método ofrece una solución numérica aproximada y nunca obtendremos la solución exacta pero el nivel de precisión que se puede alcanzar lo hace el método más extraordinario para simular situaciones de ámbito físico y tecnológico.

El origen del MEF podría situarse a principios del siglo XX cuando algunos investigadores usaron un método similar para simular un modelo elástico en barras, pero de manera más oficial se considera que fue concebido por el matemático alemán Richard Courant en 1943 en el curso del estudio de la torsión. Para ello usó la interpolación polinómica sobre pequeñas regiones triangulares.

A pesar de que el método de las diferencias finitas es de más fácil comprensión, su uso queda relegado a problemas muy simples. Para problemas con mayor complejidad en la geometría o en las condiciones de contorno el método los elementos finitos resultan de mayor utilidad. También en situaciones donde se presente anisotropía en las propiedades el material resulta poco apropiado el método de diferencias finitas. En este método, las derivadas presentes en las ecuaciones diferenciales se convierten en ecuaciones en diferencias resultando en un sistema de ecuaciones lineales, una para cada nodo. El MEF, sin embargo, plantea las ecuaciones en forma variaciones o, lo que es lo mismo, mediante la llamada formulación débil. Ésta consiste en describir las ecuaciones diferenciales en forma integral y abordarlas desde el campo del álgebra lineal.

### **2.3 VENTAJAS DEL ANÁLISIS MEDIANTE ANSYS**

Las ventajas principales del uso de elementos finitos se pueden glosar de una manera general como sigue;

- Reducción de costes en el diseño y la manufactura de productos ya que el número de ensayos de todo tipo al que se deben someter los productos se reduce drásticamente.
- Reducción de gastos en material por tanto también consistente.

- Posibilidad de analizar una gran variedad de soluciones que hace que el diseño se pueda optimizar mucho más que con los métodos tradicionales pudiendo implementarse pequeñas modificaciones y su consiguiente simulación y análisis de resultados.
- Adquisición de un conocimiento más preciso del comportamiento de cada punto de las piezas a nivel estructural y térmico.
- Conocimiento así mismo del coeficiente de seguridad de las piezas que se diseñan y posibilidad de jugar con ese valor de cara a optimizar geométricamente cada pieza de manera que se reduzcan pesos sin afectar a la seguridad.
- Versatilidad a la hora de someter las piezas a un sinnúmero de condiciones de contorno y comparar resultados para concluir que tipo de situaciones pueden ser las menos adecuadas para el funcionamiento de la pieza lo cual incide también en la seguridad.
- Reducción de los tiempos de diseño de manera considerable.
- Conocimiento del producto desde fases tempranas de su desarrollo.

Si bien con la técnica de análisis de elementos finitos no llegamos a la solución real sino sólo a una solución aproximada ya que las estructuras y los procesos físicos están afectados por muchos factores de carácter aleatorio que no se toman en cuenta por el programa. A pesar de ello se puede, mediante refinado de malla o mediante la inclusión de condiciones de contorno, aproximarse a la solución real de una manera suficiente como para dar por válidos los resultados lo cual será ratificado de manera definitiva con la construcción y ensayo de prototipos que darán la forma final al producto que será comercializado.

Las principales ventajas de ANSYS frente a otras herramientas de análisis por elementos finitos es que el control de malla es más perfecto, pudiendo controlar de una manera más precisa el tamaño y el tipo de elemento, mientras que en otros, como en SolidWorks, el control sobre la malla es menor, con menos parámetros modificables. El refinamiento de la malla es igualmente muy superior en ANSYS con respecto a otro software. Otra gran ventaja de ANSYS es la posibilidad de usar ANSYS APDL (ANSYS Parametric Design

Language). Esta modalidad ofrece mucho más control sobre el modelo. Da la posibilidad de acceder a los comandos en su forma de código en lenguaje APDL y de modificarlos sin tener que pasar por una interfaz gráfica. Se suele usar una combinación del manejo de la interfaz para operaciones sencillas y del código para utilizar comandos que permite automatizar tareas que resulten repetitivas con comandos como por ejemplo IF-ELSE o DO o la construcción de modelos en base a una parametrización, así como otras que no están permitidas de manera standard en ANSYS Workbench. APDL permite también crear comandos y rutinas para facilitar los análisis. ANSYS es el programa de FEA con el que se aborda este PFC. Es el software utilizado ampliamente en el seno del INSIA.

## 2.4 ESFUERZOS Y DEFORMACIONES

### 2.4.1 Esfuerzos

La barra de la Figura 3 está sometida a un esfuerzo de tracción  $F_N$ . Si se corta la barra según una sección BB perpendicular a su eje, la resultante de las tensiones que actúan sobre la sección de corte, de área  $A_c$ , será igual a  $F_N$ . Suponiendo una distribución uniforme de  $F_N$  a lo largo de la superficie, puede introducirse el concepto de fuerza por unidad de superficie, denominado con la letra griega  $\sigma$  (sigma), como en la siguiente ecuación (1)

$$\sigma = \frac{F_N}{A_c} \quad (\text{Ecuación 1})$$

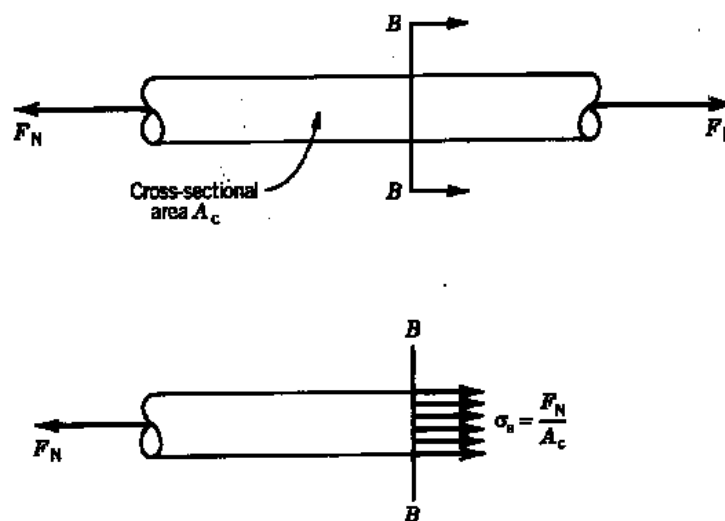


Figura 3. Barra sometida a esfuerzo de tracción.

El esfuerzo por unidad de área que se ejerce entre las dos partes de un cuerpo, dividido idealmente por un determinado plano BB, a través de una superficie de BB de tamaño infinitesimal, alrededor de un punto.

La tensión unitaria se refiere a un punto y a un plano (BB). Como es una fuerza, la tensión unitaria es un vector, por lo que, por regla general, podremos considerar 3 componentes, una normal y dos situadas en el plano - tensión normal y tensiones tangenciales - y se suelen designar  $\sigma$  y  $\tau$ , respectivamente. Por convenio, la tensión se identificará con dos subíndices: el primero identifica el plano donde está aplicada la tensión (corresponde a la normal a este plano) y el segundo corresponde a la dirección de la tensión (Figura 4).

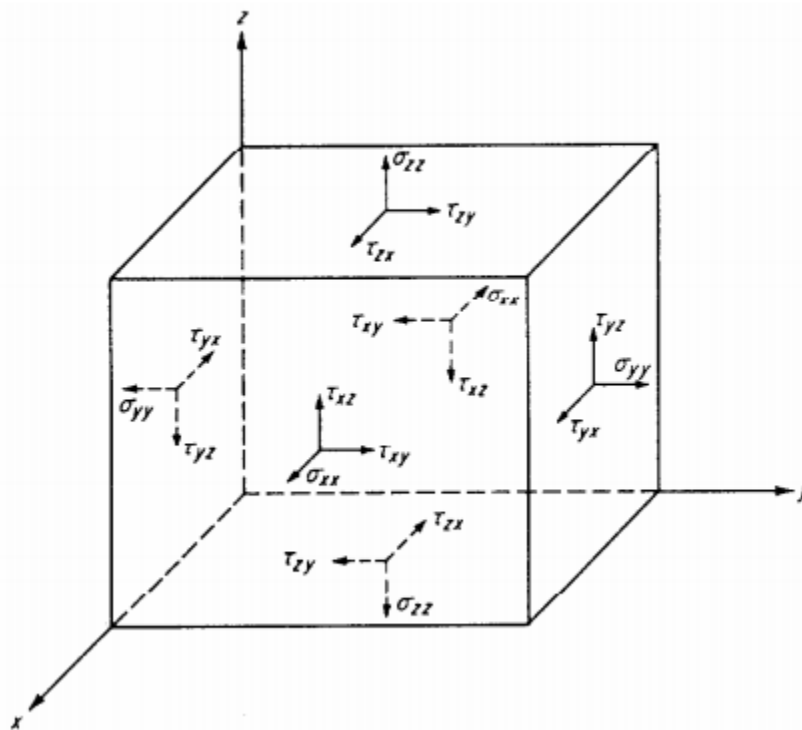


Figura 4. Convenio de notación para las tensiones.

La convención clásica establece que los esfuerzos normales  $\sigma_{xx}$ ,  $\sigma_{yy}$  y  $\sigma_{zz}$  son positivos si están dirigidos hacia el exterior del elemento (tracción). Los esfuerzos cortantes actuantes en caras positivas  $T_{xy}$ ,  $T_{yz}$ ,  $T_{xz}$ ,  $T_{zx}$ ,  $T_{yx}$  y  $T_{zy}$  son positivos si se ejercen en la dirección positiva de un eje de referencia. Como el elemento que se presenta está en equilibrio estático, las caras negativas de dicho elemento tendrán esfuerzos cortantes que actúan en la dirección opuesta, pero también se les considera positivos.

Por otro lado, planteando el equilibrio de fuerzas en el elemento se deduce la simetría del tensor de tensiones se dan con las siguientes igualdades:

$$\begin{aligned} \tau_{xy} &= \tau_{yx} \\ \tau_{xz} &= \tau_{zx} \\ \tau_{zy} &= \tau_{yz} \end{aligned} \quad (\text{Ecuación 2})$$

Realicemos la demostración para el caso bidimensional:

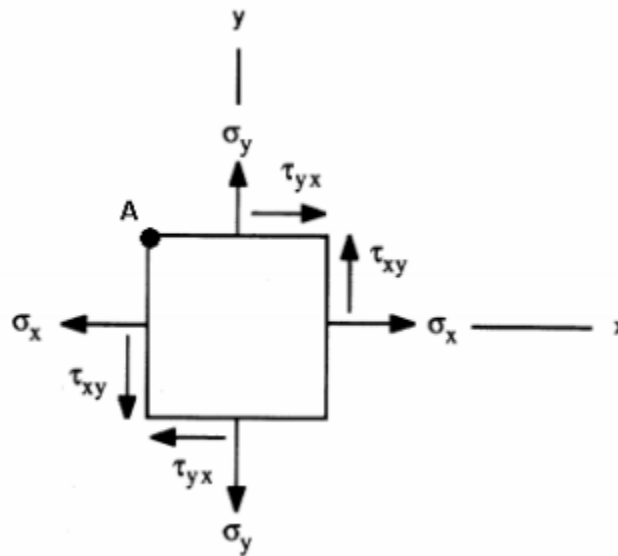


Figura 5. Esfuerzos Bidimensionales.

Consideremos este elemento en equilibrio estático:

$$\begin{aligned} \sum M_A &= 0 \\ \tau_{xy} * (dydz)dx - \tau_{yx} * (dxdz)dy &= 0 \quad (\text{Ecuación 3}) \\ \tau_{yx} &= \tau_{xy} \end{aligned}$$

### 2.4.2 Deformaciones

Cuando se aplica una fuerza a un cuerpo, esta tiende a cambiar la forma y el tamaño del cuerpo. Estos cambios se conocen como deformación, la cual puede ser muy visible o casi imperceptible. Por ejemplo, una banda de goma experimentara una deformación muy grande al estirarse. En cambio, en un edificio solo ocurren deformaciones ligeras en sus elementos estructurales cuando las personas caminan dentro de él. La deformación de un cuerpo también puede ocurrir cuando cambia su temperatura.



En un sentido general, la deformación de un cuerpo no será uniforme en todo su volumen, por lo que el cambio en la geometría de cualquier segmento de línea dentro del cuerpo puede variar de forma considerable a lo largo de su longitud.

Al fin de describir la deformación de un cuerpo mediante cambios en la longitud de los segmentos de línea y cambios en los ángulos que existen entre ellos, se desarrollara el concepto de deformación unitaria. La medición real de la deformación unitaria se hace por medio de experimentos, y una vez que se haya obtenido la deformación unitaria,

Si se define la deformación unitaria normal como el cambio en la longitud de una línea por unidad de longitud, entonces no habrá necesidad de especificar la longitud real de cualquier segmento de línea en particular. El cambio en la longitud de la línea es entonces  $\Delta s' - \Delta s$ . Si se define la deformación unitaria normal promedio mediante el símbolo  $\epsilon_{prom}$ , entonces

$$\epsilon_{prom} = \frac{\Delta s' - \Delta s}{\Delta s} \quad (\text{Ecuación 4})$$

### 2.4.3 Diagrama esfuerzo - deformación convencional

Se puede determinar el esfuerzo nominal o de ingeniería al dividir la carga aplicada  $P$  entre el área  $A$  de la sección transversal original de la probeta. En este cálculo se supone que el esfuerzo es constante en la sección transversal y en toda la longitud calibrada. Se tiene la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (\text{Ecuación 5})$$

Del mismo modo, la deformación nominal o de ingeniería se determina de manera directa al leer el medidor de deformación, o al dividir el cambio  $\delta$  en la longitud calibrada de la probeta entre la longitud calibrada original  $L$  de la probeta. Aquí se supone que la deformación es constante a lo largo de la región entre los puntos marcados. Por lo tanto

$$\epsilon = \frac{\delta}{L} \quad (\text{Ecuación 6})$$

Si los valores correspondientes de  $\sigma$  y  $\epsilon$  se trazan de manera que el eje vertical sea el esfuerzo y el eje horizontal sea la deformación, la curva resultante se llama diagrama de esfuerzo - deformación convencional. Sin embargo, tenga en cuenta que los diagramas de esfuerzo - deformación para un material particular serán muy similares pero nunca

exactamente iguales. Esto se debe a que los resultados en realidad dependen de variables tales como la composición del material, imperfecciones microscópicas, la forma en que se fabrica, la rapidez con que se aplica la carga y la temperatura durante la realización del ensayo.

A continuación se analizarán las características de la curva de esfuerzo – deformación convencional para el acero, un material que se usa de manera frecuente para fabricar elementos estructurales y mecánicos. Empleando el método descrito con anterioridad, el diagrama de esfuerzo – deformación característico para el ensayo de acero es el que se muestra en .A partir de esta curva se pueden identificar cuatro diferentes formas en que se comporta el material, en función de la deformación inducida en este.

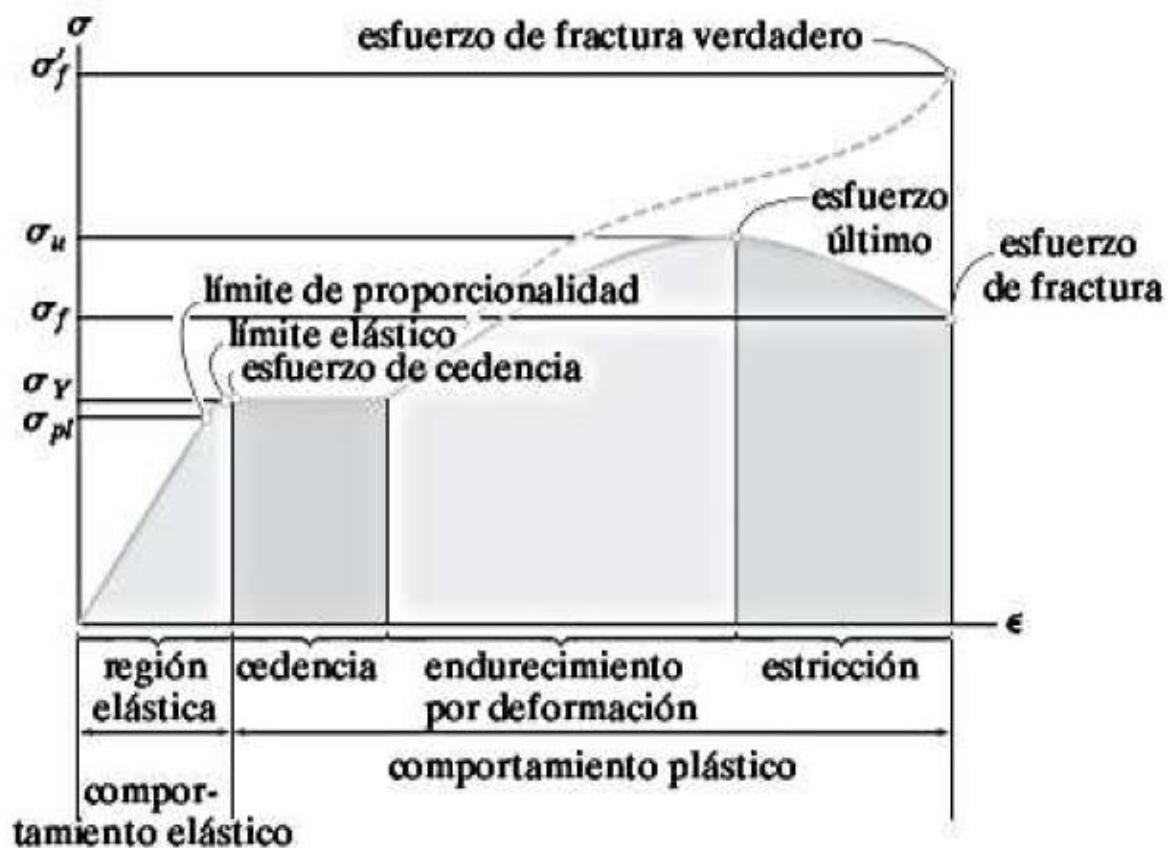


Figura 6. Diagramas de esfuerzo - deformación convencional y verdadera para un material dúctil (acero).

#### **2.4.4 Comportamiento elástico.**

El comportamiento elástico del material produce cuando las deformaciones en la probeta están dentro de la región triangular que se muestra en la figura 6. Aquí la curva es en realidad una línea recta en la mayor parte de la región, de modo que el esfuerzo es proporcional a la deformación. Se dice que el material contenido en esta región es elástico lineal.

El límite superior del esfuerzo para esta relación lineal se denomina límite de proporcionalidad. Se el esfuerzo excede ligeramente el límite de proporcionalidad, la curva tiende a doblarse y aplanarse. Esto continúa hasta que el esfuerzo alcanza el límite elástico. En este punto, si se retira la carga la probeta recupera de nuevo su forma original. Sin embargo el límite elástico para el acero se determina en muy pocas ocasiones, debido que se encuentra muy próximo al límite de proporcionalidad y por lo tanto, es muy difícil de detectar.

#### **2.4.5 Cedencia**

Un ligero aumento en el esfuerzo por encima del límite elástico generará un rompimiento del material y ocasionará que este se deforme de manera permanente. Este comportamiento se denomina cedencia y está indicado por la región rectangular (adyacente a la región triangular de la curva). El esfuerzo que causa la cedencia se llama esfuerzo de cedencia o punto de cedencia, y la deformación que se produce se denomina deformación plástica.

El punto de cedencia superior ocurre primero, seguido de una disminución súbita de la capacidad de carga hasta el punto de cedencia inferior. Observe que después de haber alcanzado el punto de cedencia, la probeta seguirá alargándose sin ningún incremento de la carga, como se muestra en la figura 6. Con frecuencia, cuando el material se encuentra en este estado se dice que es permanente plástico.

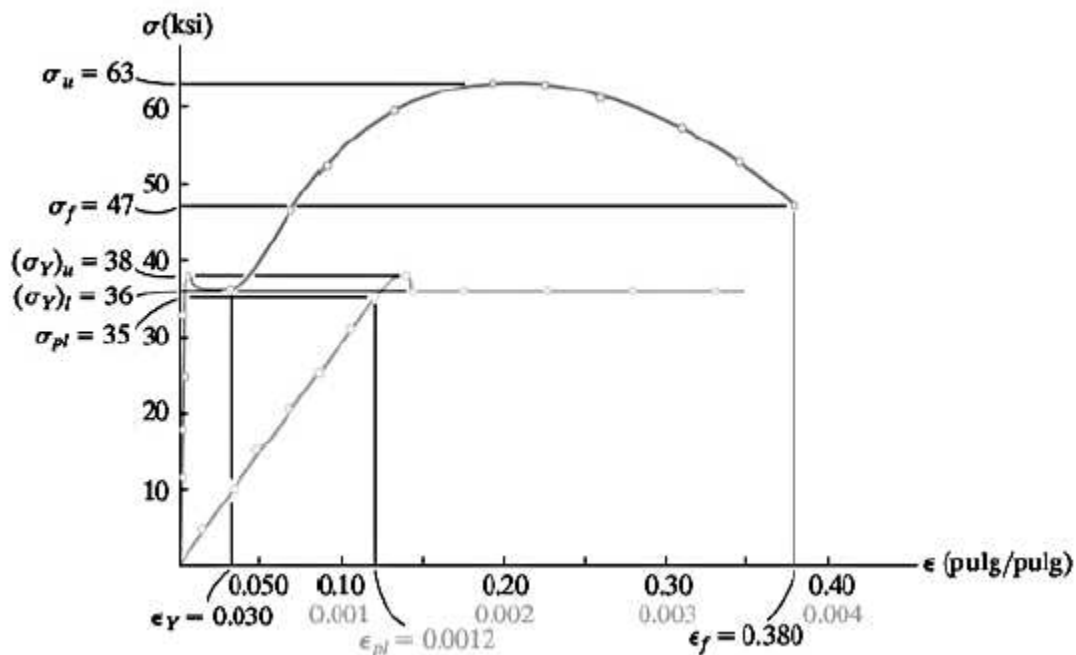


Figura 7. Diagrama de esfuerzo – deformación para el acero de bajo carbono.

## 2.4.6 Ley de Hooke

Los diagramas de esfuerzo – deformación para la mayoría de los materiales de ingeniería presentan una relación lineal entre el esfuerzo y la deformación dentro de la región elástica. En consecuencia, un incremento en el esfuerzo ocasiona un aumento proporcional en la deformación. Este hecho fue descubierto por Robert Hooke en 1676 mediante el uso de resortes y se conoce como la ley de Hooke.

Puede expresarse en forma matemática como

$$\sigma = E\epsilon \quad (\text{Ecuación 7})$$

Aquí E representa la constante de proporcionalidad, que se denomina módulo de elasticidad o módulo de Young, llamado así por Thomas Young quien publicó un estudio sobre el en 1807.

Como se muestra en la figura 7. El límite de proporcionalidad para un tipo particular de aleación de acero depende de su contenido de carbono, sin embargo, la mayor parte de los grados de acero, desde el acero laminado más blando hasta el acero más duro para herramientas, tienen casi el mismo módulo de elasticidad, en general aceptado como  $E = 29000$  ksi o bien  $200$  GPa. Los valores de  $E$  para otros materiales de ingeniería comúnmente usados se tabulan con frecuencia en los códigos de ingeniería y libros de referencia.

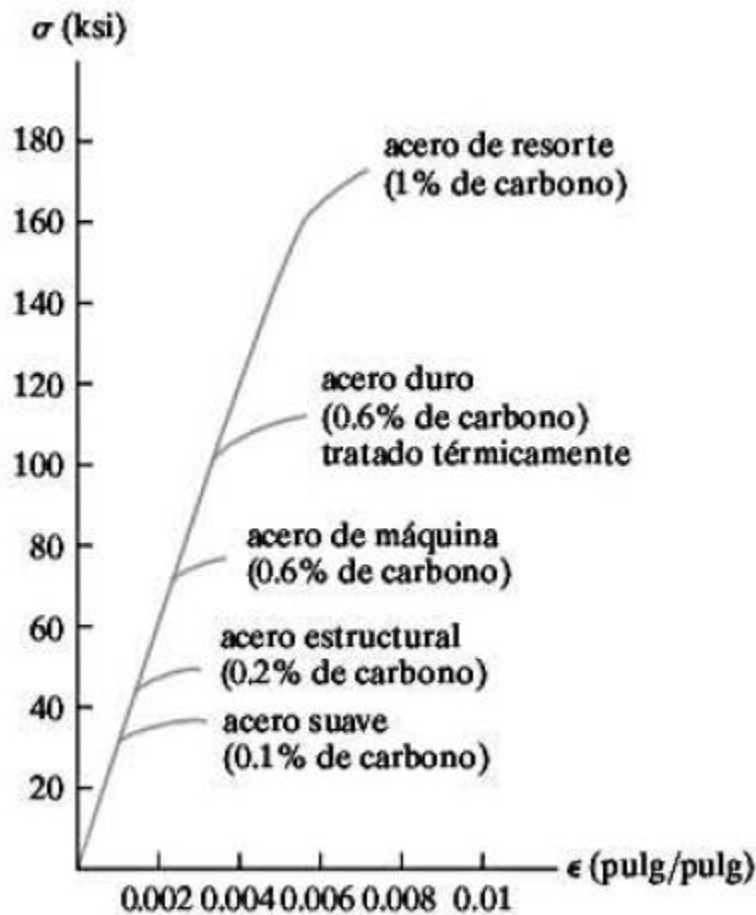


Figura 8. Porcentaje de carbono.

Los materiales que son muy rígidos, como el acero, tienen grandes valores de  $E$  ( $E = 29000$  ksi o  $200$  GPa), mientras que los materiales esponjosos, como el caucho vulcanizado, pueden tener valores bajos ( $E = 0.1$  ksi o  $0.70$  MPa).

## 2.5 WORKBENCH

Es una plataforma de ANSYS mucho más intuitiva y práctica pero que otorga al usuario un menor control de las operaciones. El solucionador es el mismo que el utilizado en la versión

APDL siendo la gran diferencia, el contar con una interfaz enormemente más amigable y práctica lo cual permite ganar una ingente cantidad de tiempo. Está organizada en dos áreas principales; la caja de herramientas que contiene las plantillas de sistemas que podemos utilizar para construir un proyecto y el esquema de proyectos que es desde donde se va a gestionar el proyecto que se esté creando y editando. Además aparece una barra de herramientas con las funciones más utilizadas y una barra de menú.

Para comenzar un proyecto, una plantilla es arrastrada al esquema de proyectos desde un menú en el que aparecen representados los tipos de análisis que se pueden llevar a cabo con el programa. Una vez arrastrado al Esquema de Proyecto, aparecerá un bloque de sistema de análisis que contienen unos componentes llamados células necesarias para completar el análisis y que están numerados. Cada célula debe ser completada antes de pasar a la siguiente célula. ANSYS Workbench permite realizar varios análisis utilizando como entradas los datos de salida de otro análisis anterior de manera que éstos pueden ser vinculados de manera muy visual.

El Workspace de Ansys se puede mostrar en la figura 9, este es el primer contacto con el programa en el cual se puede simular una gran cantidad de operaciones.

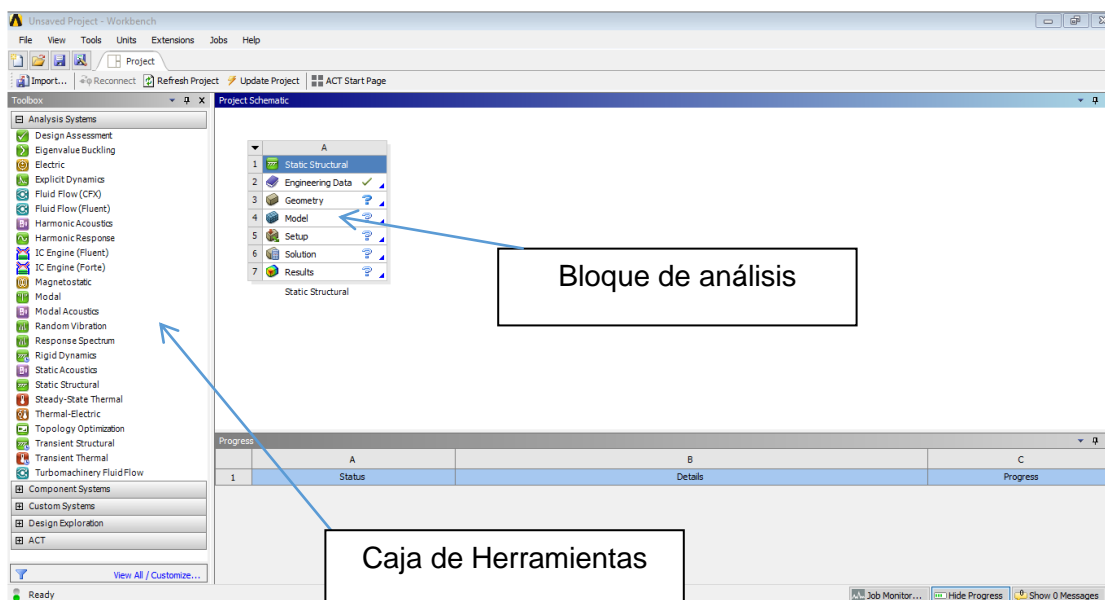
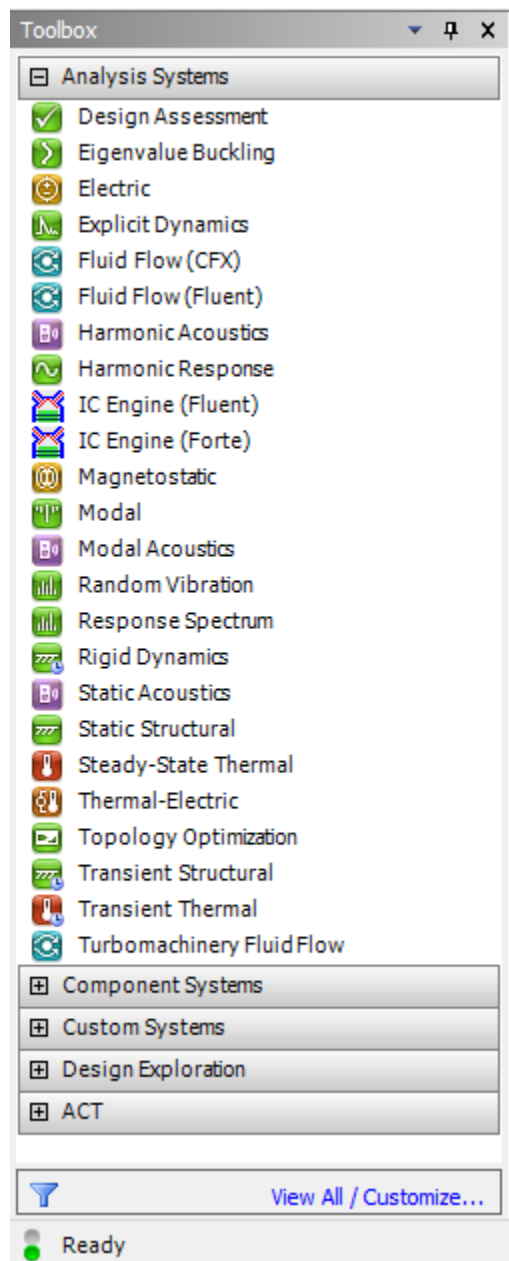


Figura 9. Workspace Ansys.

En la parte de la izquierda está la barra de herramientas o mejor conocido como Toolbox (Figura 10) donde es el primer paso para poder trabajar en Ansys, ya que de la barra de herramientas se selecciona la tarea que se va a realizar.



**Figura 10.** Barra de Herramientas Ansys.

Luego de seleccionar la herramienta o proceso que se va a realizar la primer parte que se tiene que llenar es colocar los materiales que se usaran en el modelo a analizar.

## 2.5.1 Engineering Data

En la interfaz de ANSYS Workbench, se realiza primeramente la definición y asignación de las características de los materiales que serán empleados en el análisis a lo cual se puede acceder desde la primera célula del bloque de proyecto. Ésta primera célula se denomina Engineering Data.

Se puede buscar y seleccionar los materiales que se encuentran en la paquetería de Ansys, la cual cuenta con una gran variedad de materiales, pero también cuenta con la opción de insertar o agregar materiales agregando las propiedades que se van a utilizar.

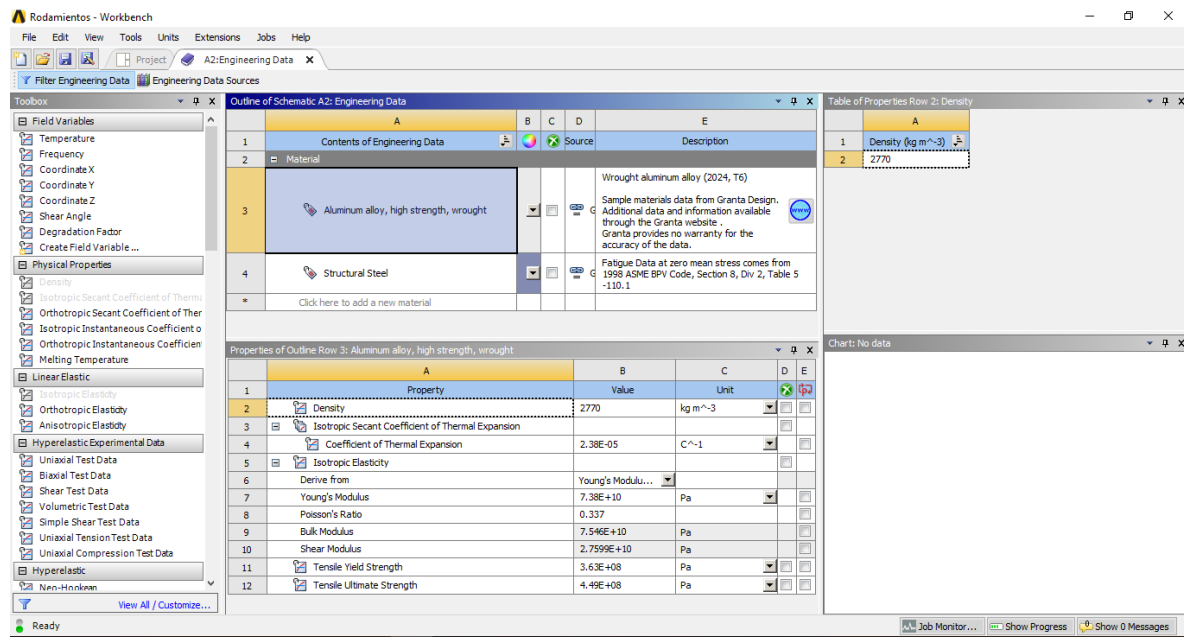


Figura 11. Barra de Materiales.

## 2.5.2 Geometría

En la sección de geometría se despliega la pantalla de la figura 12, en la cual se puede importar modelos de otras aplicaciones, lo más recurrente es encontrar importación en la extensión .IGES que es una extensión genérica para varios software.

En geometría se importaran los modelos de SolidWorks y se pasaran por medio de la extensión mencionada para que Ansys pueda reconocerlo.



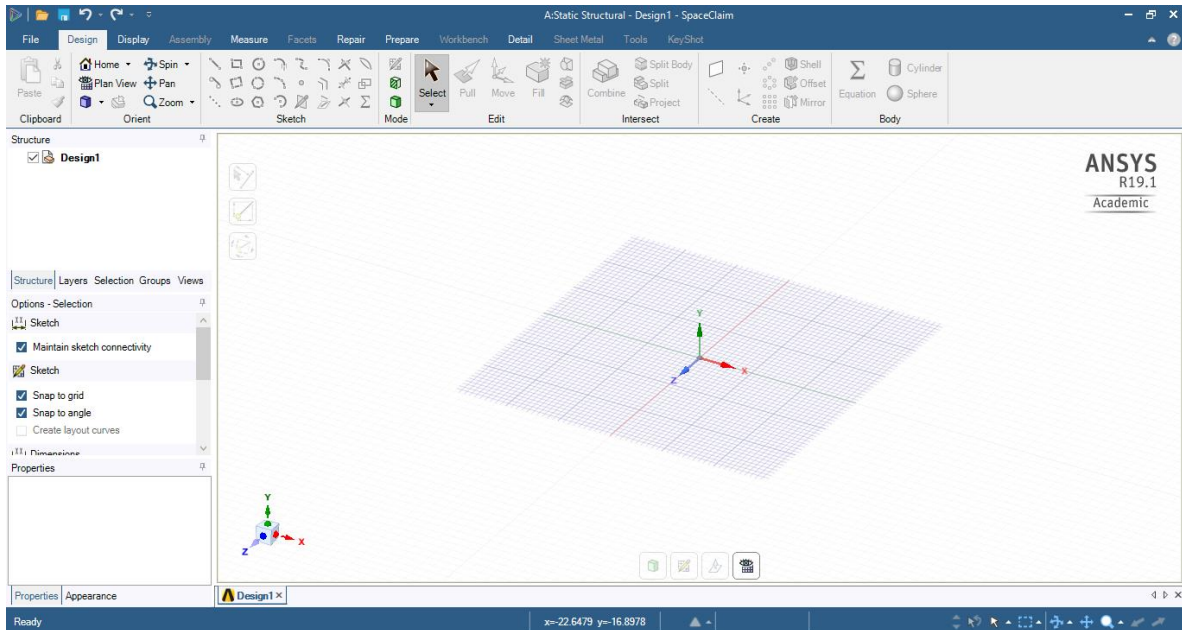


Figura 12. Geometría.

El siguiente paso es la parte de modelo en la figura 13 el cual se indican los materiales que se agregaron en la parte de materiales, en esta ventana se colocan los datos para poder realizar el análisis, con las partes fijas del modelo a realizar, la malla, las fuerzas que estarán actuando en el modelo, y finalmente la parte que nos interesa, que es la solución que se está buscando, los esfuerzos y deformaciones que actúan en el modelo.

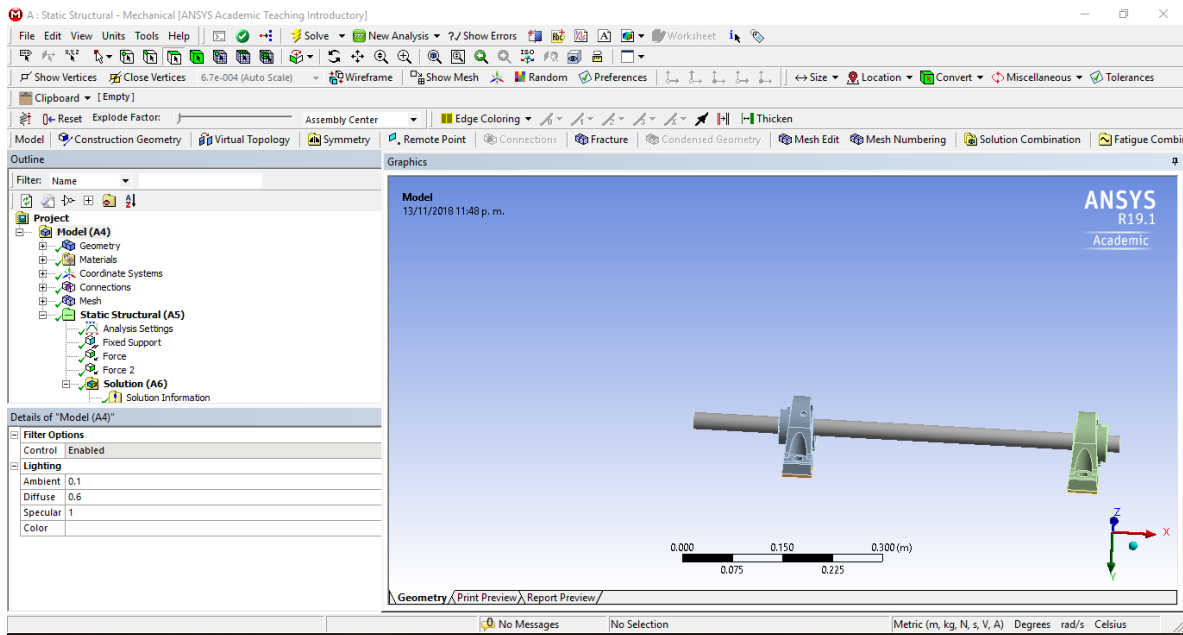


Figura 13. Model de Ansys.

### 2.5.3 Mallado

El mallado es la última operación realizada. En ANSYS APDL se realiza a través del comando MESH o en la opción de menú *Meshing*. Con mallado se entiende la división de la geometría en elementos cuyas características habrán sido asignadas durante el preprocesado.

El mallado viene caracterizado por un tamaño de malla de manera que cuanto más pequeña sea ésta, más precisos serán los resultados aunque más costosa en términos de recursos de cálculo y tiempo será la simulación. En dominios complejos en los que se presentan concentradores de tensiones es conveniente utilizar distintos tipos de mallado asignado a aquellos mallados más finos, esto es, con unos elementos más pequeños que permitan mayor precisión en los resultados que se obtienen del estudio.

ANSYS provee un adaptador de refinamiento de malla.

Partiendo de elementos grandes el algoritmo de mallado adaptativo calcula el error en el análisis y refina la malla allá donde sea necesario de modo que en todos los nodos el error no sobrepase un límite establecido por el estimador de error que se haya utilizado.

ANSYS es una herramienta muy potente en cuanto a malla se refiere. Este es un hecho a tener muy en cuenta ya que durante el presente proyecto se simularán modelos con geometría muy compleja en cuanto a la malla.

Existen formas claras de mallar:

- Mallado Automático: Considera la geometría y topología del modelo mediante algoritmos (Figura 14).

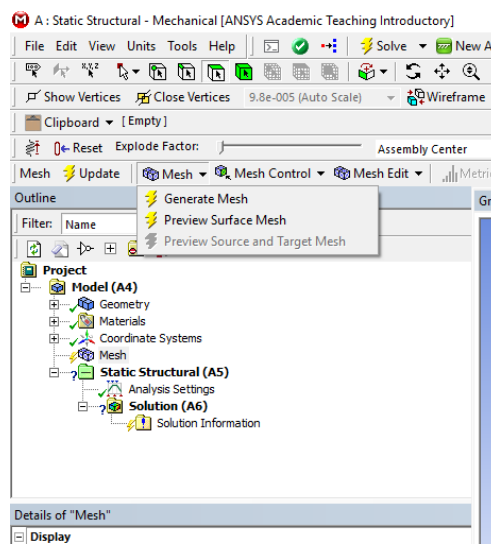


Figura 14. Generar Mallado Automático.

Resultado de esta operación de mallado en la opción de mesh se obtiene un mallado simple como en la siguiente figura.

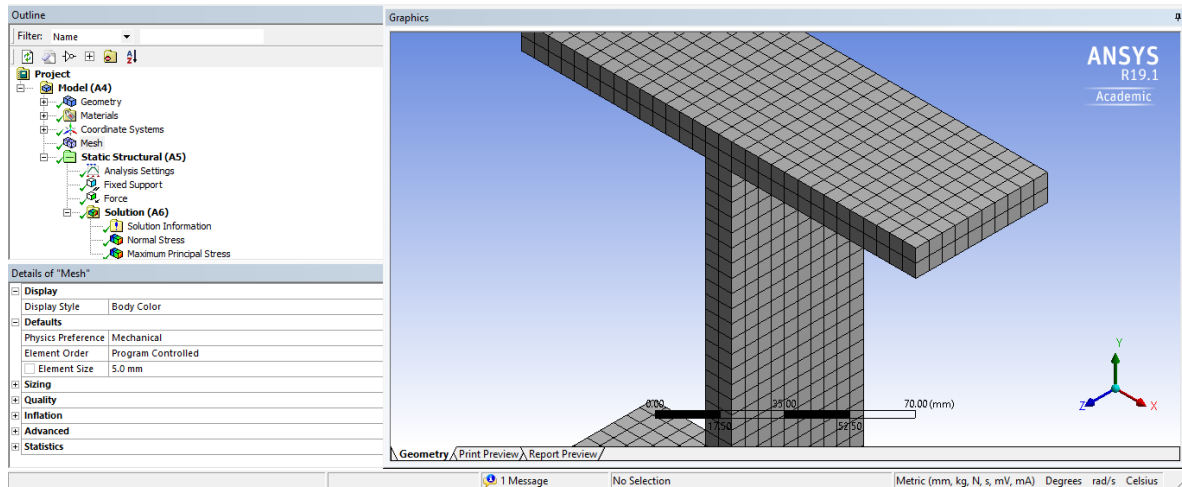


Figura 15. Mallado Automático.

- **Mallado Manual:** Es posible mallar de forma más inteligente ya que el usuario puede identificar lugares donde se requiera mallar más fino o más grueso, tiene varias herramientas para poder modificar, el tamaño de la malla su forma de mallar, la cantidad de nodos que se harán en la geometría de la malla o combinaciones que permitan adaptarse al modelo. (Figura 16).

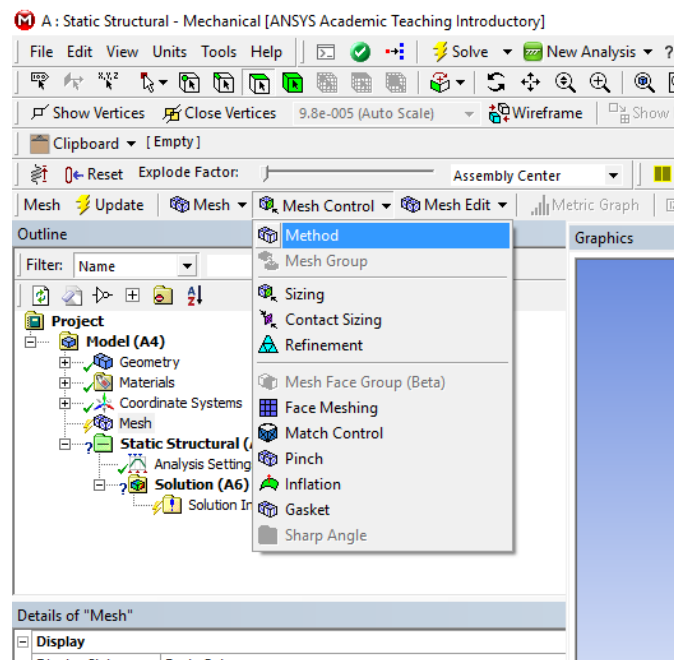


Figura 16. Malla Manual.

En el mallado manual se utiliza para las regiones que lo requieran, utilizar una malla refinada se usa cuando se necesita:

- Cambios de geometría.
- Aplicación de cargas.
- Posible concentración de esfuerzos.

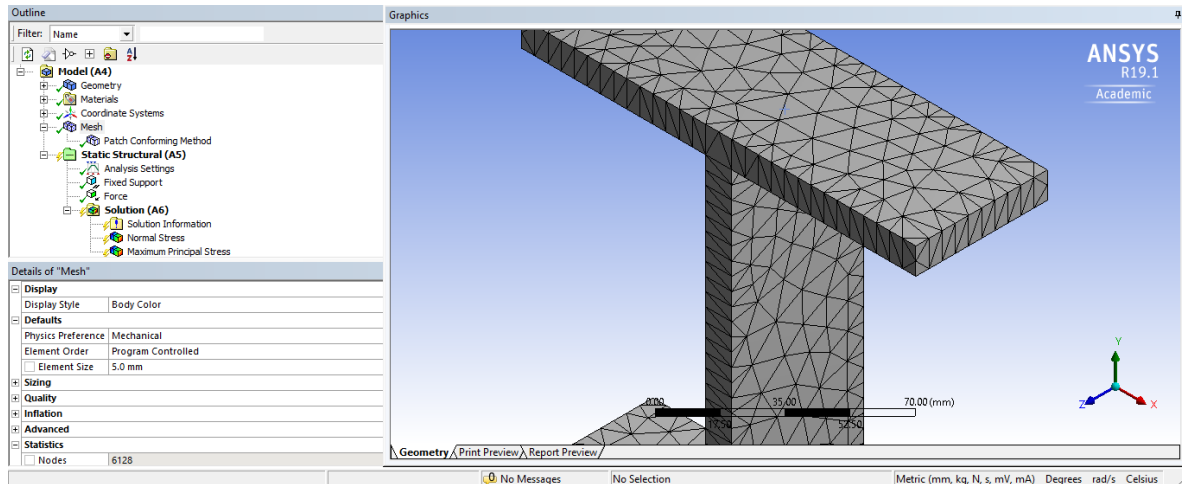


Figura 17. Mallado generado Manualmente.

## 2.5.4 Colocación de fuerzas que actúan en el modelo

En el análisis estructural, se necesita colocar las fuerzas que actúan como restricción en el movimiento de la geometría del modelo a analizar, por lo que existen opciones para poder poner estas opciones, como los soportes, que caras estas fijas o no presentan movimiento, y finalmente a que fuerzas están sometidas, en que caras, la dirección y la magnitud de la fuerza que se le está aplicando.

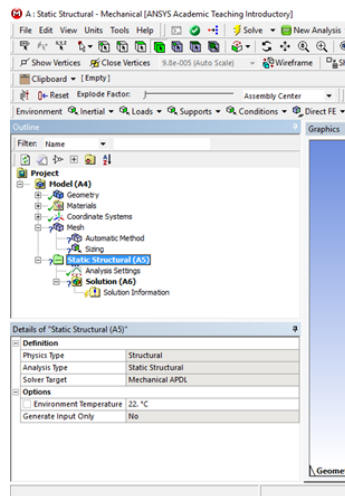


Figura 18. Sección de colocación de fuerzas y soportes.

## CAPITULO 3. MEMORIA DE CÁLCULO

### 3.1 DISEÑO DE LA DESHOJADORA DE CAÑA.

Del modelo propuesto (Figura 19.), Se están analizando las piezas en movimiento de la deshojadora de caña de azúcar.

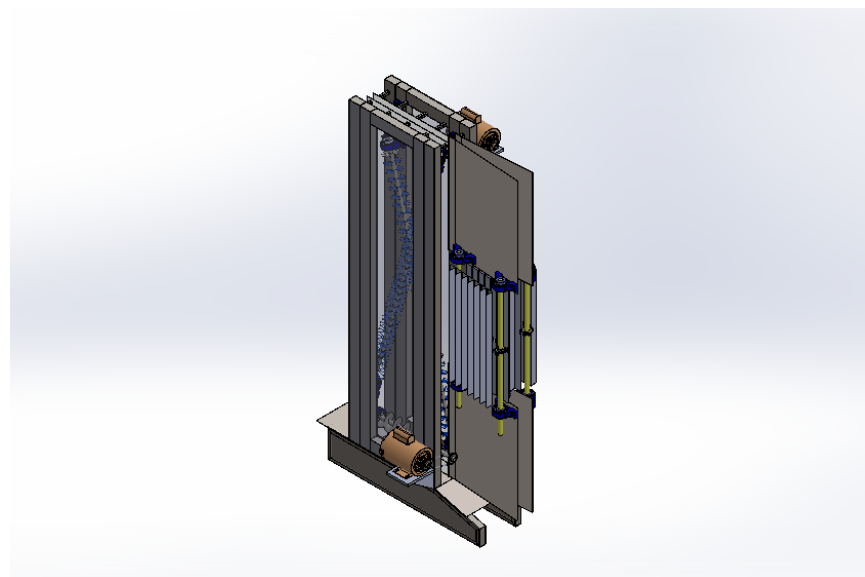


Figura 19. Diseño completo de la deshojadora de caña.

### 3.2 COMPONENTES ANALIZADOS

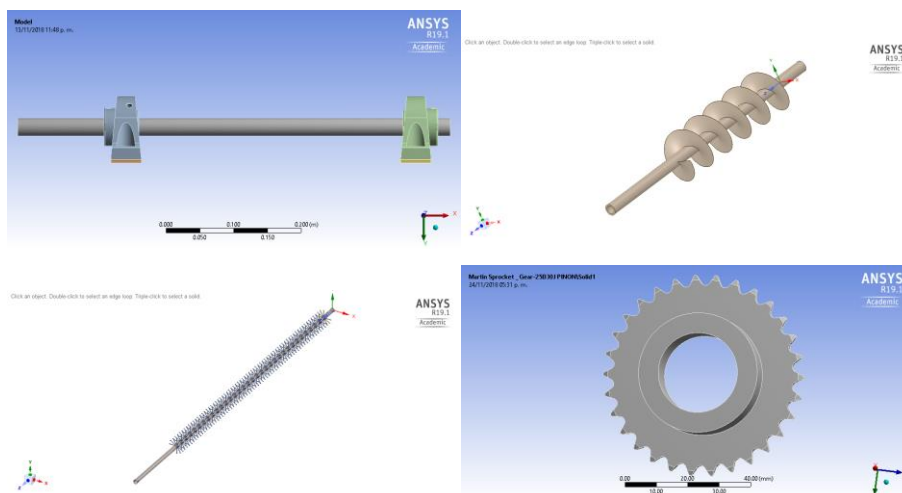


Figura 20. Componentes Analizados.

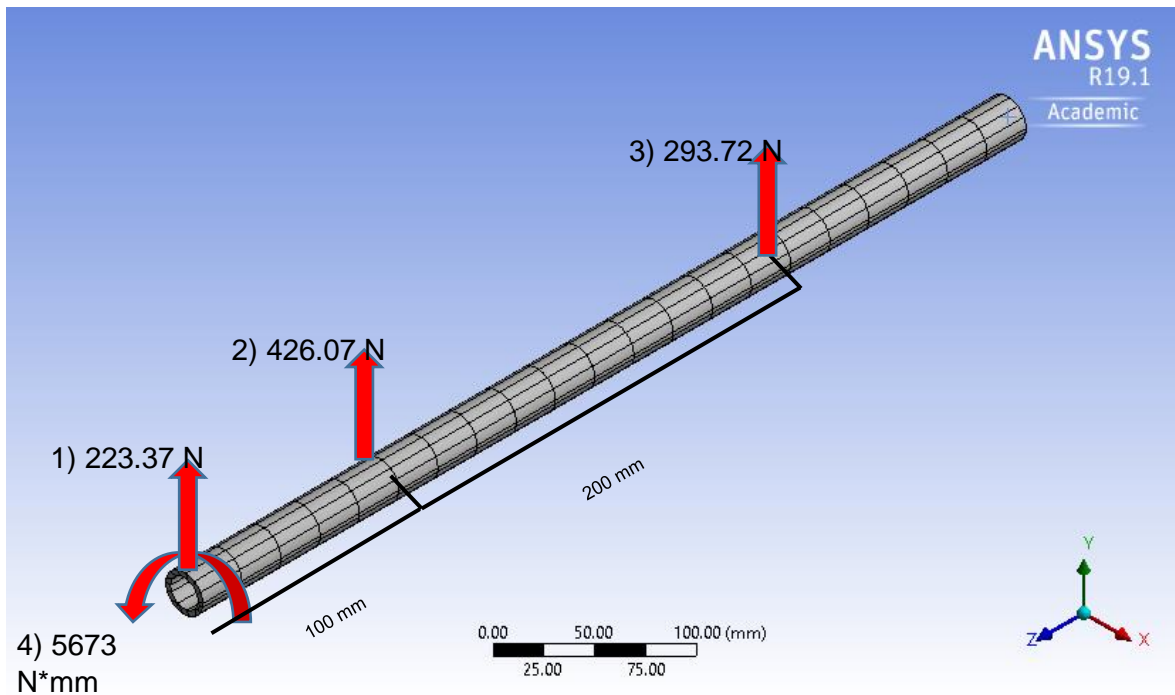
### 3.3 Resultados de los esfuerzos del tornillo sin fin

Con los datos que se muestran en la siguiente tabla de los materiales y medidas usados en el tornillo sin fin que se presentan se realizó el análisis de esfuerzos y deformación.

<b>Material</b>	Acero Estirado en frio
<b>Módulo de Young</b>	205 GPa
<b>Razón de Poisson</b>	0.29
<b>Módulo de rigidez</b>	79.457 GPa
<b>Diámetro interior del tubo</b>	¾ pulgadas
<b>Diámetro exterior del tubo</b>	1 pulgadas
<b>Longitud total</b>	25.2 pulgadas
<b>Longitud del sin fin</b>	13.75 pulgadas

**Tabla 1.** Condiciones de análisis del tornillo sin fin.

Las fuerzas aplicadas en el análisis se muestran en la siguiente figura.



**Figura 21.** Aplicación de fuerzas en el tornillo sin fin

### 3.3.1 Resultados de esfuerzos equivalente (von-Mises)

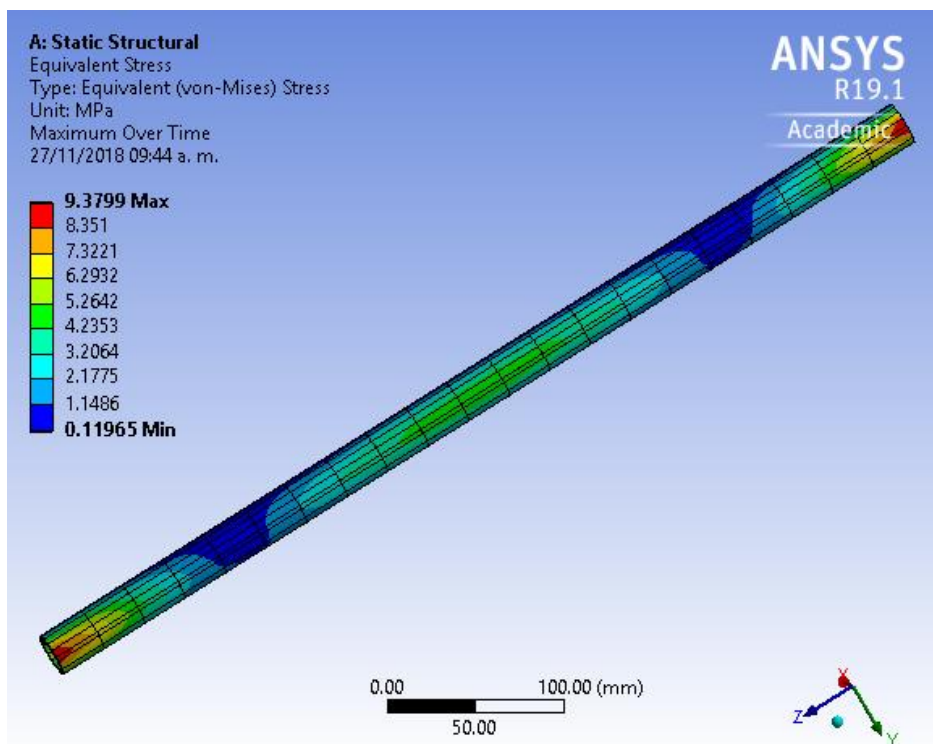


Figura 22. Esfuerzos Equivalente (Von-Mises) del tornillo sin fin.

Podemos observar una concentración de esfuerzos en la parte del soporte del tornillo sin fin, donde será montado en los cojinetes, se puede observar mejor en la figura siguiente:

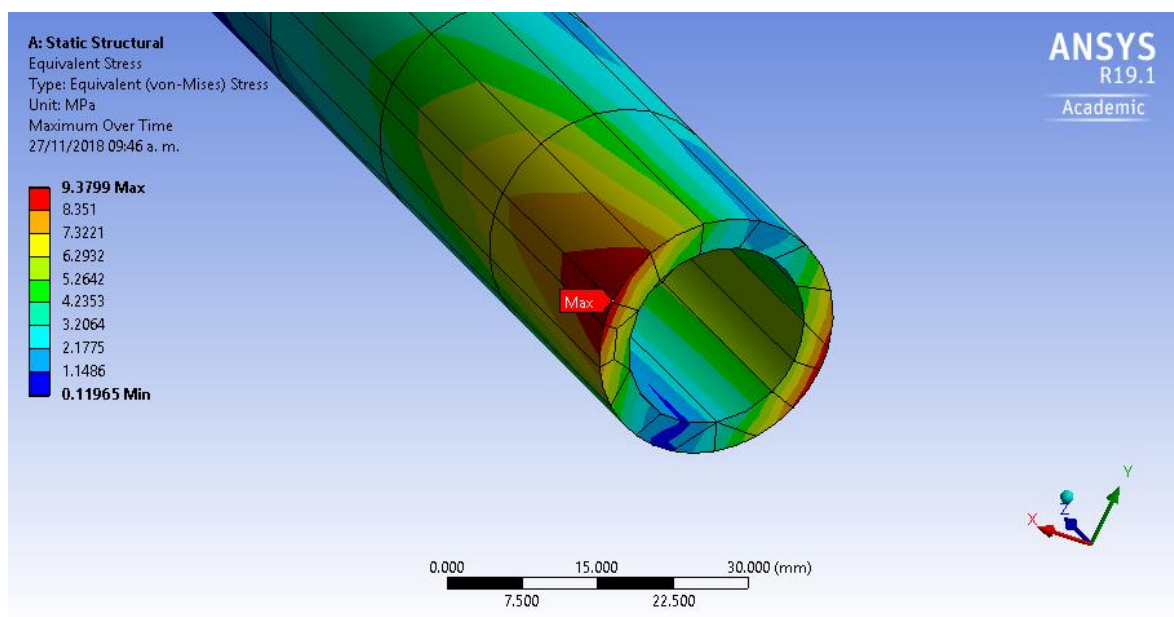
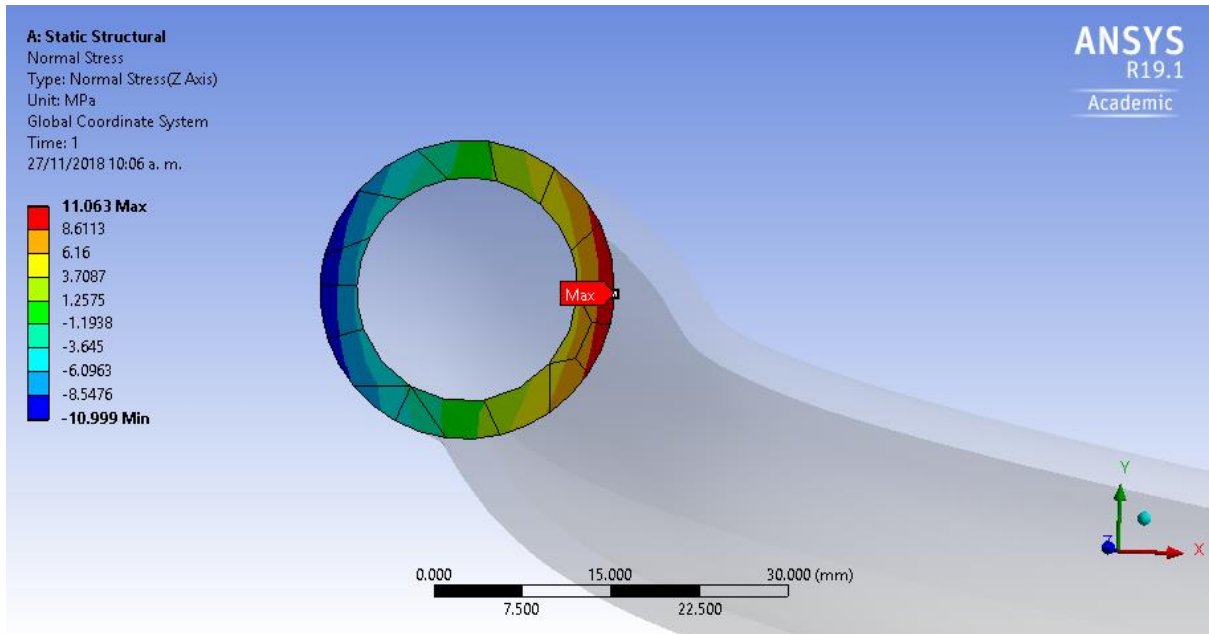


Figura 23. Vista De la concentración de esfuerzos.

El esfuerzo máximo que se presenta y que se localiza como se dijo en la parte del soporte es de 9.3799 MPa

### 3.3.2 Resultados de esfuerzo Normal



**Figura 24.** Esfuerzo Normal en tornillo sin fin.

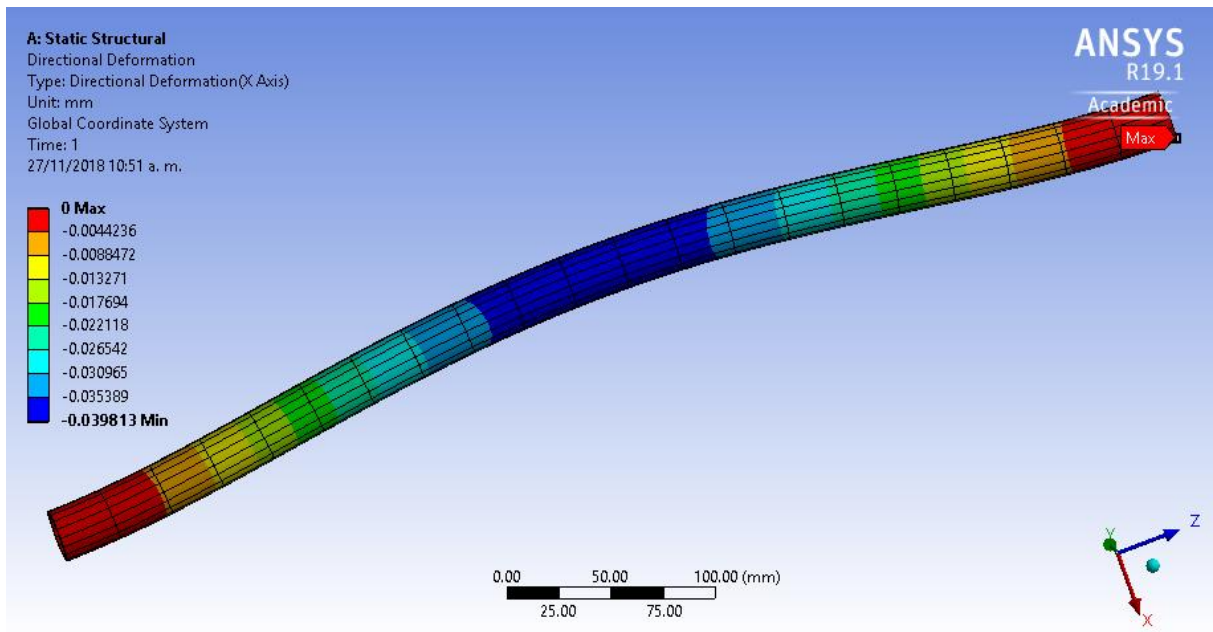
El esfuerzo normal máximo de 11.063 MPa

### 3.4 Resultados de las deformaciones

En las siguientes figuras de realizo un análisis de las deformaciones en los 3 ejes de coordenadas, ya que existían fuerzas aplicadas al tornillo sin fin en las 3 direcciones.



### 3.4.1 En el eje X



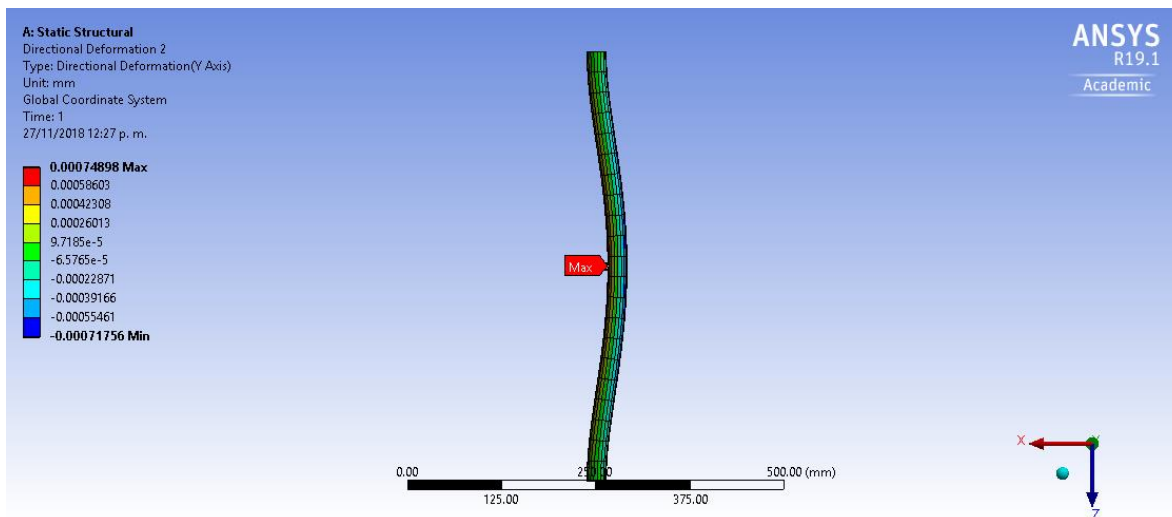
**Figura 25.** Deformación del tornillo sin fin en respecto al eje X vista XZ.

Se puede observar en la figura 25 que gracias a los soportes que están en los extremos del tornillo sin fin, se deformara en la parte del centro de esta pieza.

La deformación que presenta es de 0.039813 mm, que en la figura se presenta como negativo debido al origen de coordenadas que se aplicó al momento de realizar el análisis.

### 3.4.2 En el eje Y

En la siguiente vista XZ se puede observar en la figura 26 que se desplaza también en la dirección Y.

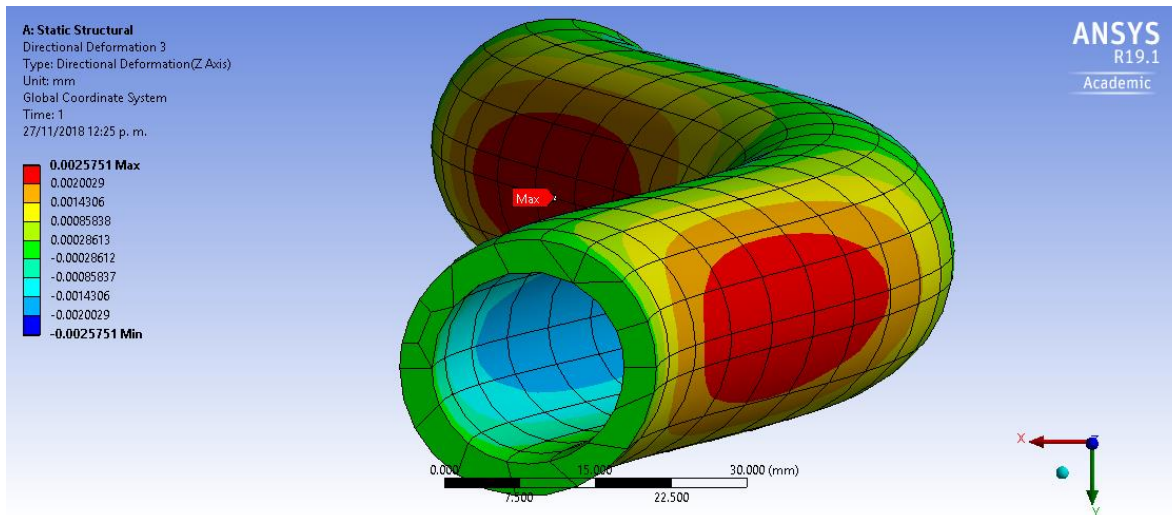


**Figura 26.** Deformación del tornillo sin fin vista en el plano XZ.

La deformación que ocurre aquí es de 0.00074898 mm.

### 3.4.3 En el eje Z

La mayor deformación que se presenta en el eje Y vista desde el plano XY es de 0.00074898 mm.



**Figura 27.** Deformación del tornillo fin vista en el plano XY.

Con la cantidad de 0.0025751 mm.

Podemos ver que la deformación máxima será de 0.039813 mm que ocurrirá en el eje X.

### 3.5 Resultados de los esfuerzos del cepillo deshojador

Los datos de la siguiente tabla se muestra el material usado en este modelo de cepillo deshojador.

<b>Material</b>	AISI 4340 Acero Recocido
<b>Módulo de Young</b>	205 GPa
<b>Razón de Poisson</b>	0.29
<b>Módulo de rigidez</b>	79.457 GPa
<b>Longitud de la cerdas</b>	3.73 cm
<b>Diámetro del eje del cepillo</b>	1 pulg
<b>Longitud del cepillo</b>	200 cm

Tabla 2. Condiciones de análisis del cepillo deshojador.

Las fuerzas aplicadas en el análisis se muestran en la figura siguiente.

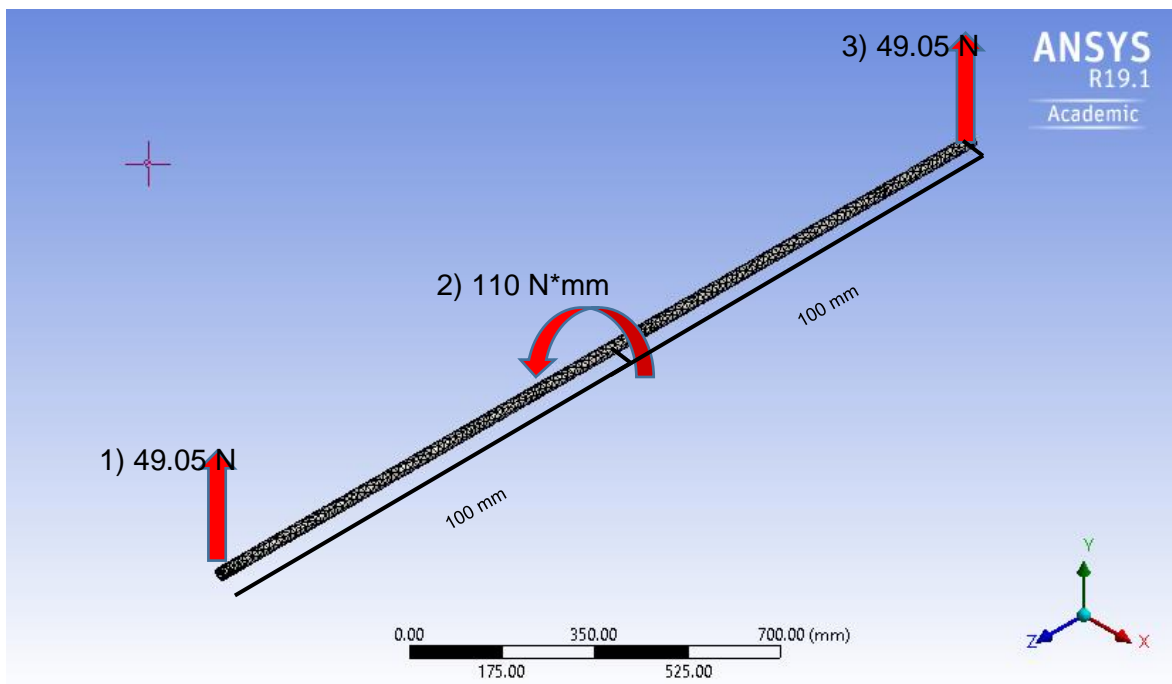


Figura 28. Aplicación de fuerzas en el cepillo

### 3.5.1 Resultados de esfuerzos equivalente (von-Mises)

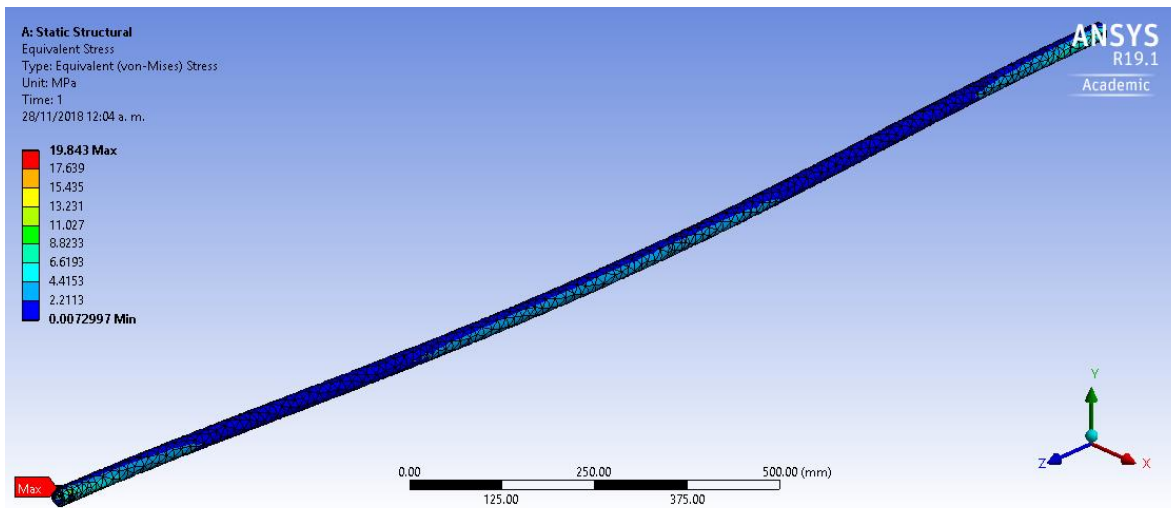


Figura 29. Esfuerzos Equivalente (Von-Mises) del cepillo deshojador.

En los resultados existe un máximo que se encuentra en un extremo del cepillo, en la figura 30, se ve un acercamiento para observar donde se encuentra en el agujero, de lo que se conoce como un concentrador de esfuerzos.

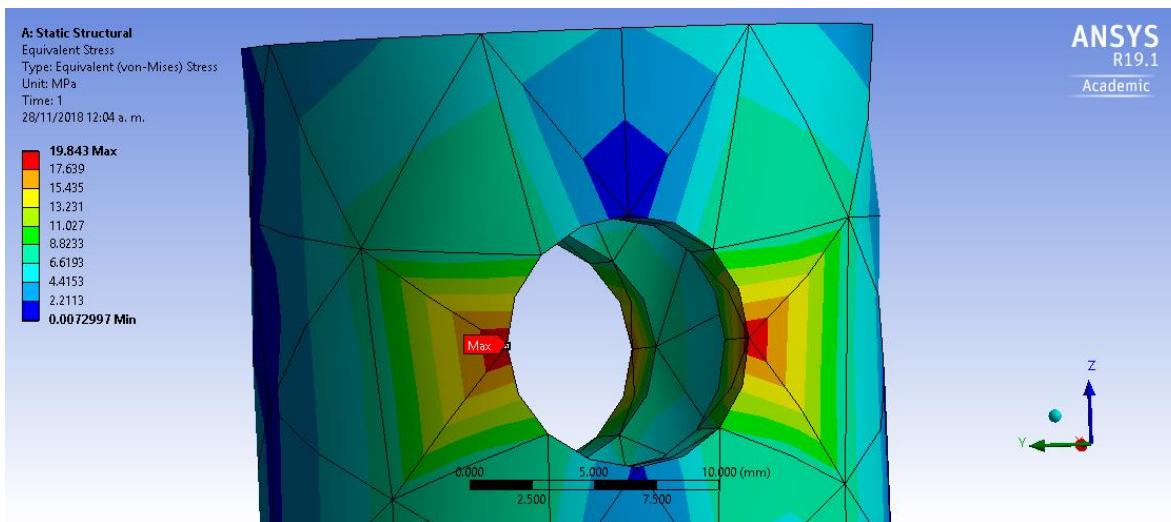
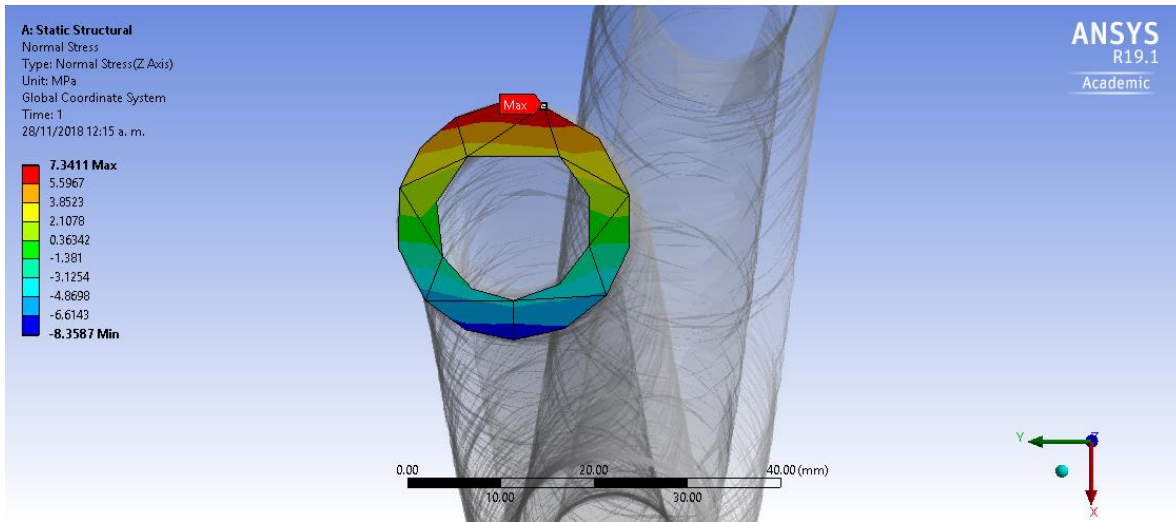


Figura 30. Vista de acercamiento del esfuerzo Equivalente (Von-Mises) máximo.

El esfuerzo máximo, como vimos está en el agujero, que es un concentrador de esfuerzo, y el valor máximo que alcanza es de 19.843 MPa.

### 3.5.2 Resultados de esfuerzo Normal



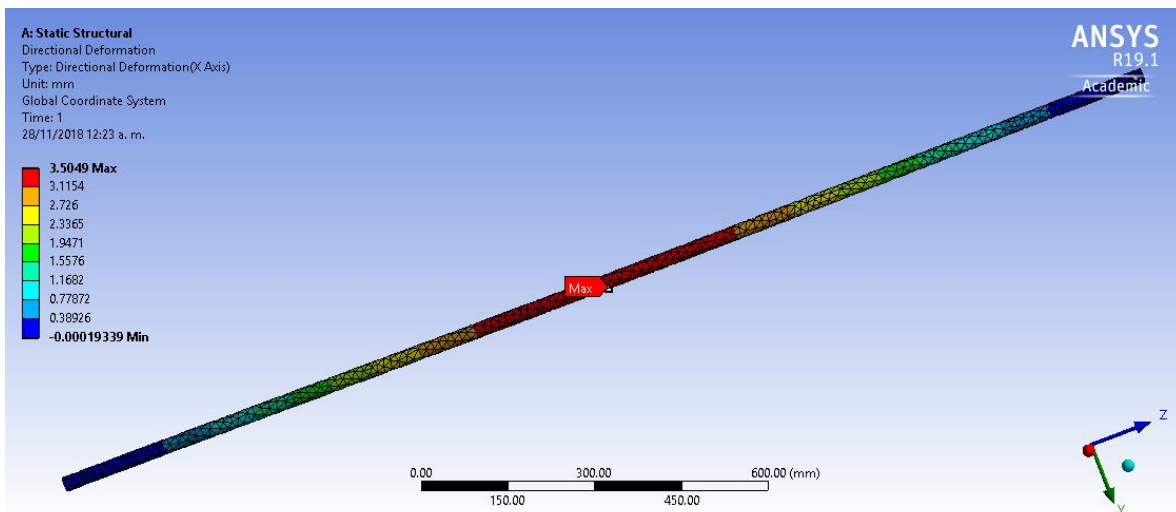
**Figura 31.** Esfuerzo normal en cepillo deshojador.

El esfuerzo normal máximo de 7.3411 MPa

### 3.6 Resultados de las deformaciones del cepillo deshojador

Se realizó un análisis de deformación para cada eje, en las siguientes figuras de presentaran las deformación de cada una.

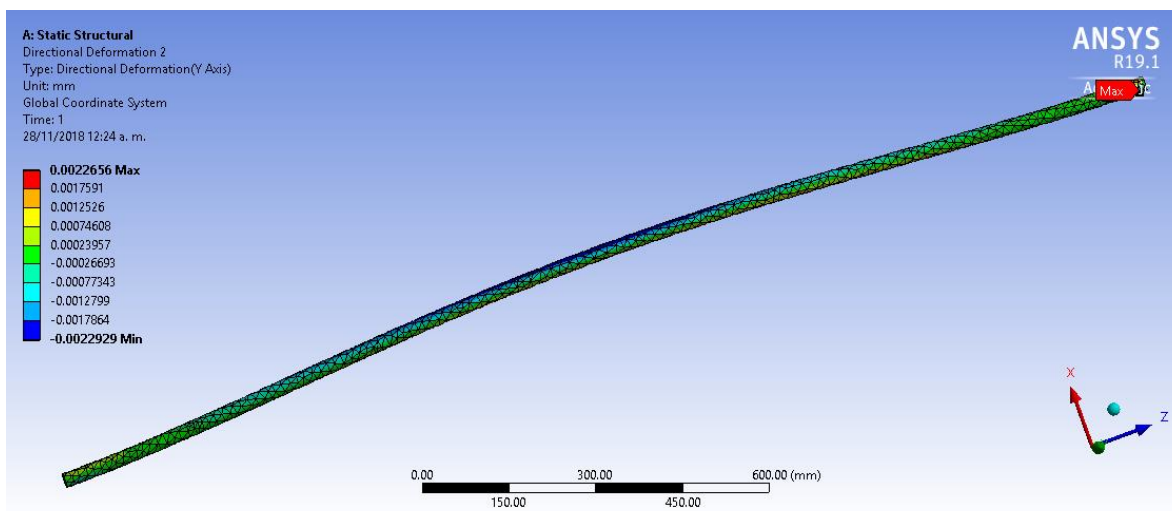
#### 3.6.2 En el eje X



**Figura 32.** Deformación del cepillo deshojador con respecto al eje X vista YZ.

La deformación que ocurre es de 3.5049 mm.

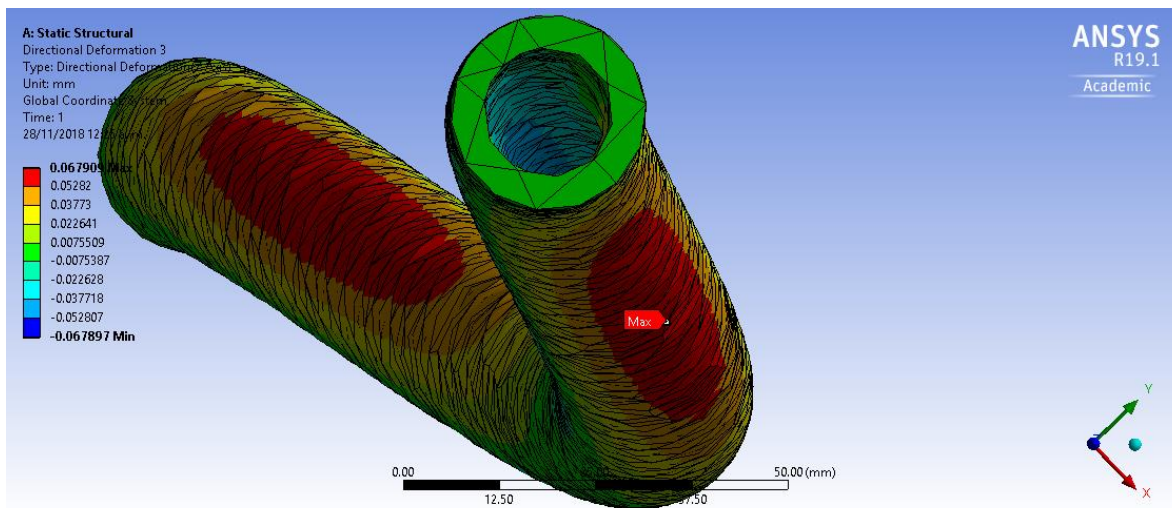
### 3.6.2 En el eje Y



**Figura 33.** Deformación del cepillo deshojador con respecto al eje Y vista XZ.

La deformación con el eje Y es de 0.0022656 mm.

### 3.6.3 En el eje Z



**Figura 34.** Deformación del cepillo deshojador con respecto al eje Z vista XY.

El valor de la deformación es de 0.067909 mm.

La deformación máxima ocurre en el eje X con un valor de 3.5049 mm.

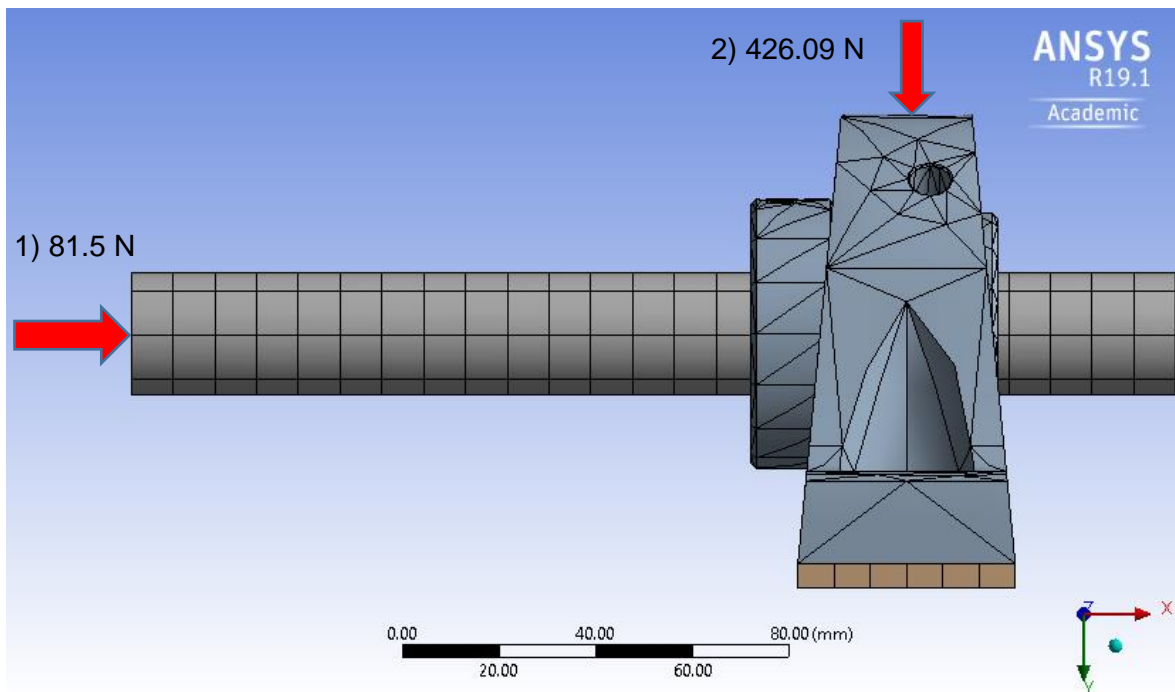
### 3.7 Resultados de los esfuerzos de los rodamientos para el transportador

En la siguiente tabla se muestran los datos del material usado para realizar el análisis.

<b>Material</b>	Acero A-36
<b>Módulo de Young</b>	200 GPa
<b>Razón de Poisson</b>	0.3
<b>Módulo de rigidez</b>	76.923 GPa
<b>Diámetro exterior</b>	52 mm
<b>Barreno</b>	25 mm
<b>Ancho</b>	15 mm

**Tabla 3.** Condiciones de análisis del rodamiento para el transportador.

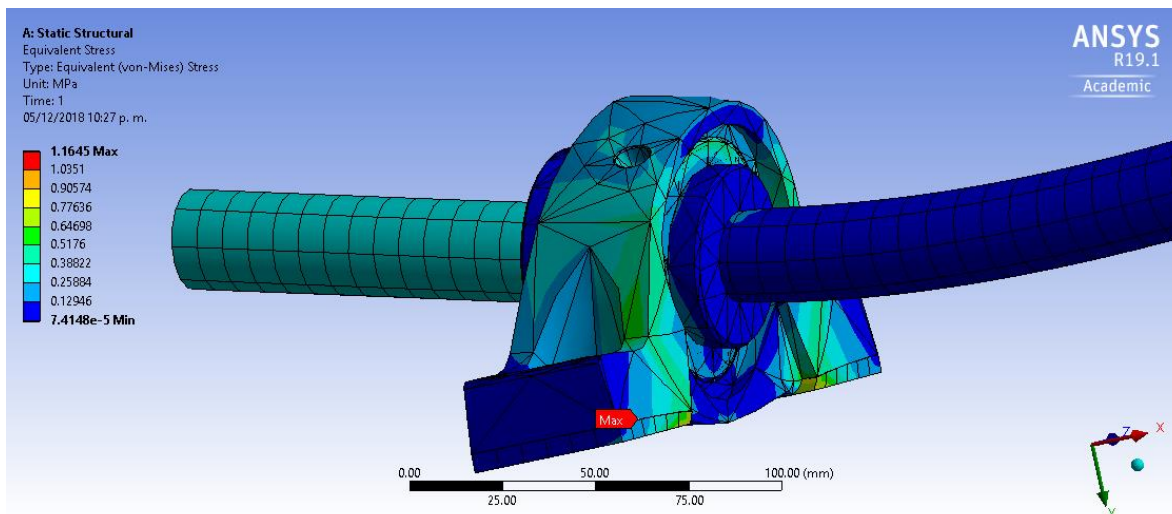
Las fuerzas aplicadas en el análisis se muestran en la figura siguiente.



**Figura 35.** Aplicación de fuerzas en el rodamiento del transportador.

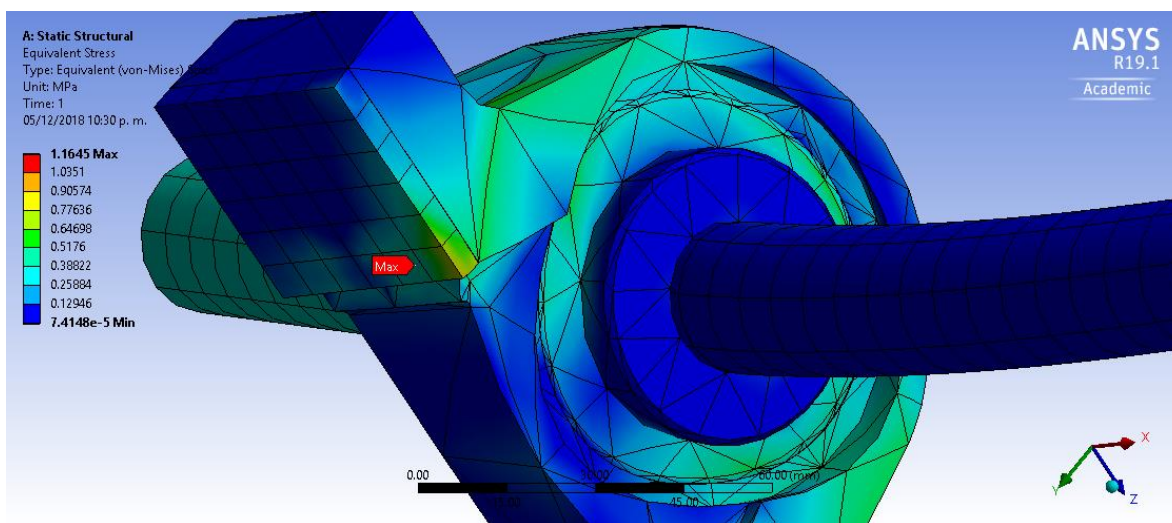


### 3.7.1 Resultados de esfuerzos equivalente (von-Mises)



**Figura 36.** Esfuerzos Equivalente (Von-Mises) de los rodamientos.

Se observa que el esfuerzo máximo se encontrara en la parte del soporte del rodamiento. Teniendo un valor de 1.1645 MPa en la siguiente figura se muestra un detalle más cercano.

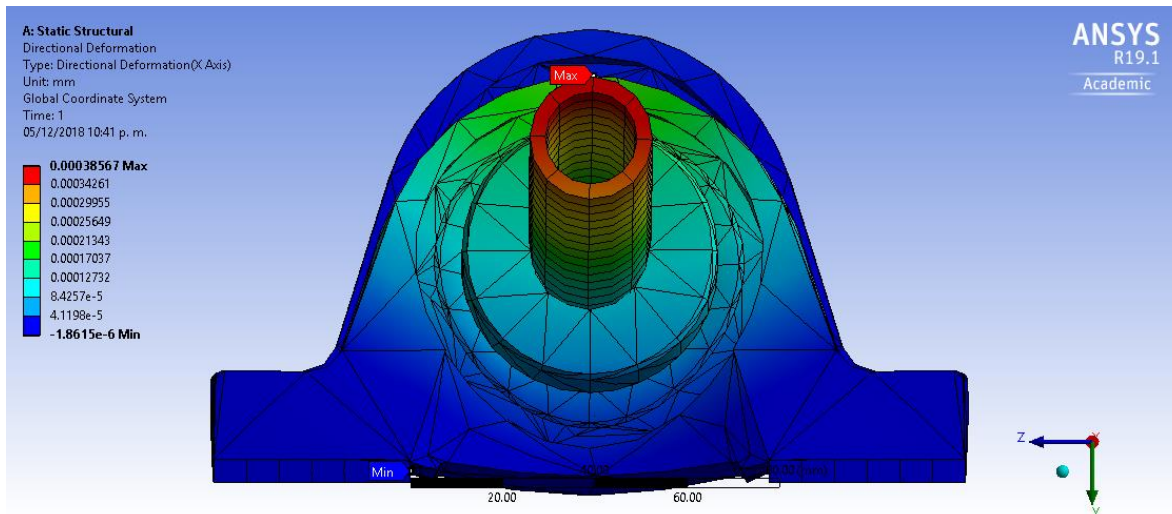


**Figura 37.** Vista cercana del detalle del esfuerzo en el rodamiento.

### 3.8 Resultados de las deformaciones de los rodamientos

Como resultado de este análisis se muestra la deformación que se obtendrá en cada eje.

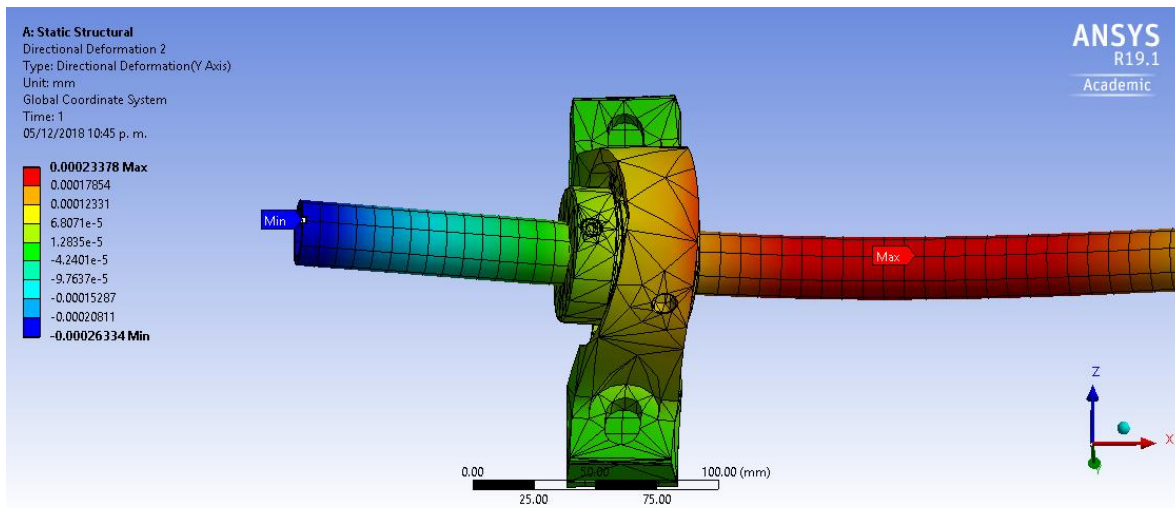
#### 3.8.1 En el eje X



**Figura 38.** Deformación del rodamiento con respecto al eje X vista YZ.

Ocurre una deformación de 0.00038567 mm como máximo, sin embargo ocurre en el tubo, pero debido al apoyo que tiene sobre el rodamiento, el elemento de rodamiento tiene una deformación en dirección contraria a la que se deforma el tubo.

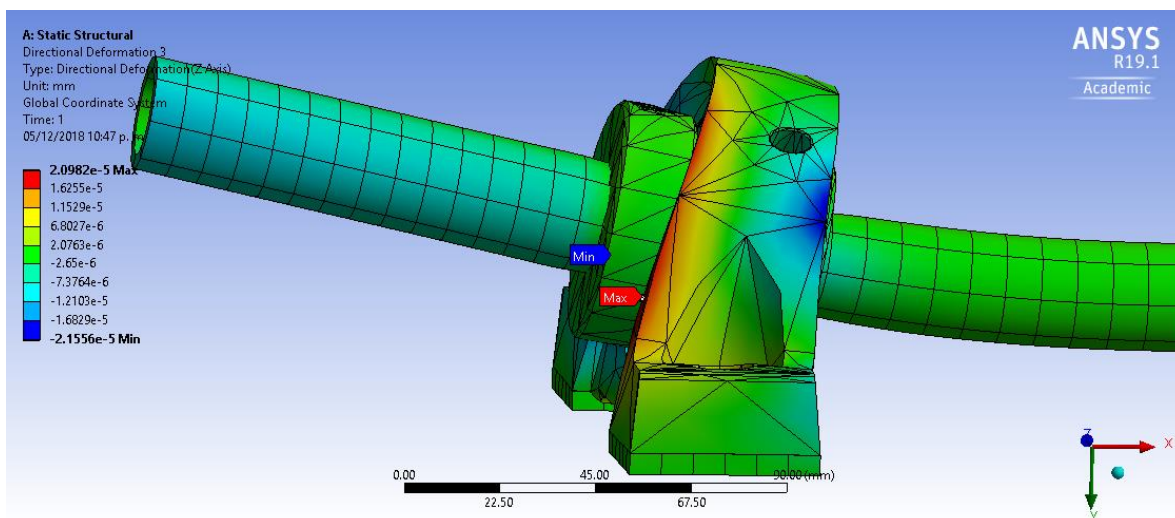
### 3.8.1 En el eje Y



**Figura 39.** Deformación del rodamiento con respecto al eje Y vista XZ.

Con una magnitud de 0.00023378 mm se observa que en este ángulo la deformación está en el tubo, pero observamos que el rodamiento tiene una deformación que le afecta de igual manera.

### 3.8.1 En el eje Z



**Figura 40.** Deformación del rodamiento con respecto al eje Z vista XY.

En esta ilustración observamos que claramente la deformación se observa en el cuerpo del rodamiento con una cantidad máxima de 2.0982e-05 mm.

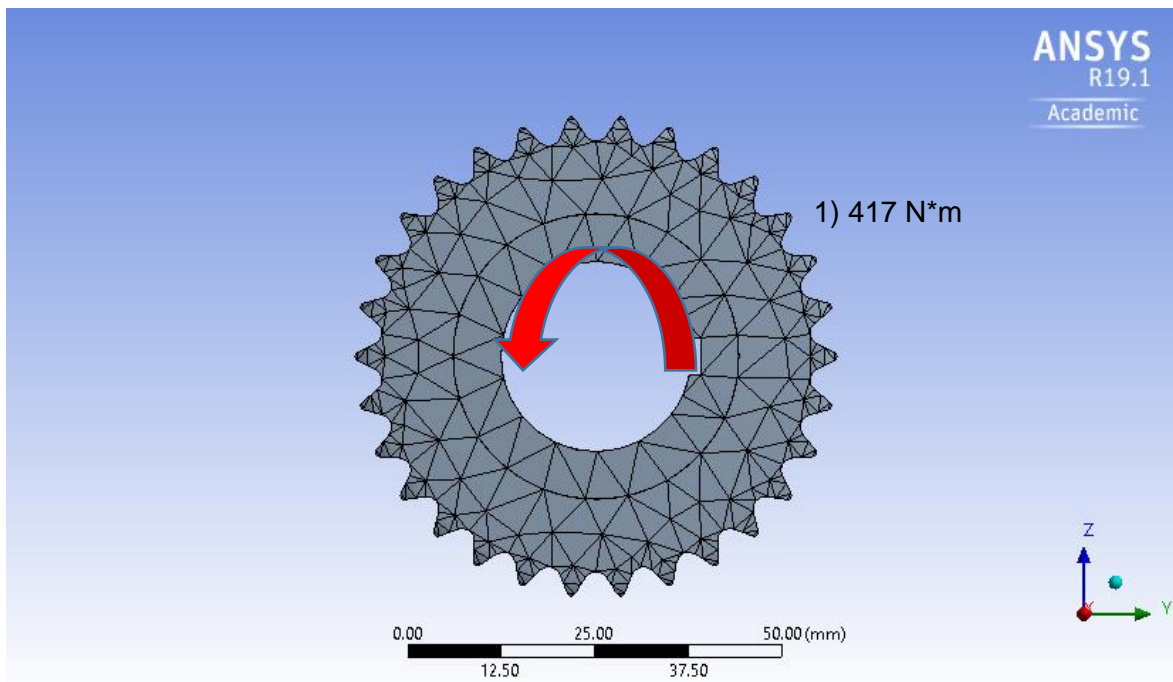
### 3.9 Resultados de los esfuerzos de los engranes

El engrane fue analizado con el material de acero estructural y con las descripciones en la tabla siguiente.

<b>Material</b>	Acero Estructural
<b>Módulo de Young</b>	200 GPa
<b>Razón de Poisson</b>	0.3
<b>Módulo de rigidez</b>	76.923 GPa
<b>Circunferencia primitiva</b>	2.3917 pulg
<b>Dientes</b>	30
<b>Angulo de presión</b>	20
<b>Diámetro exterior</b>	2.529 pulg

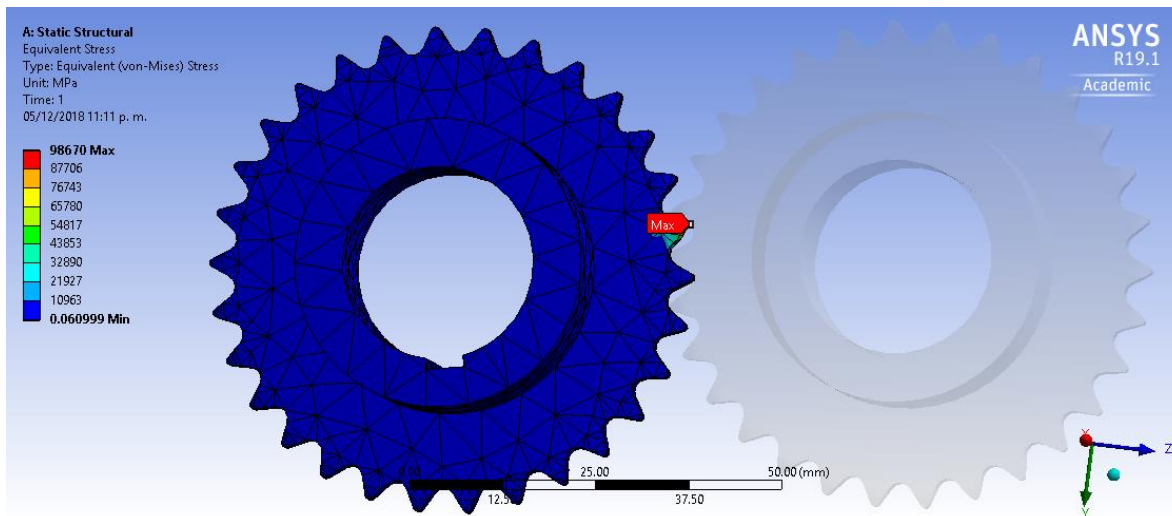
**Tabla 4.** Condiciones de análisis de los engranes.

Las fuerzas aplicadas en el análisis se muestran en la figura siguiente.



**Figura 41.** Aplicación de fuerza en el engrane

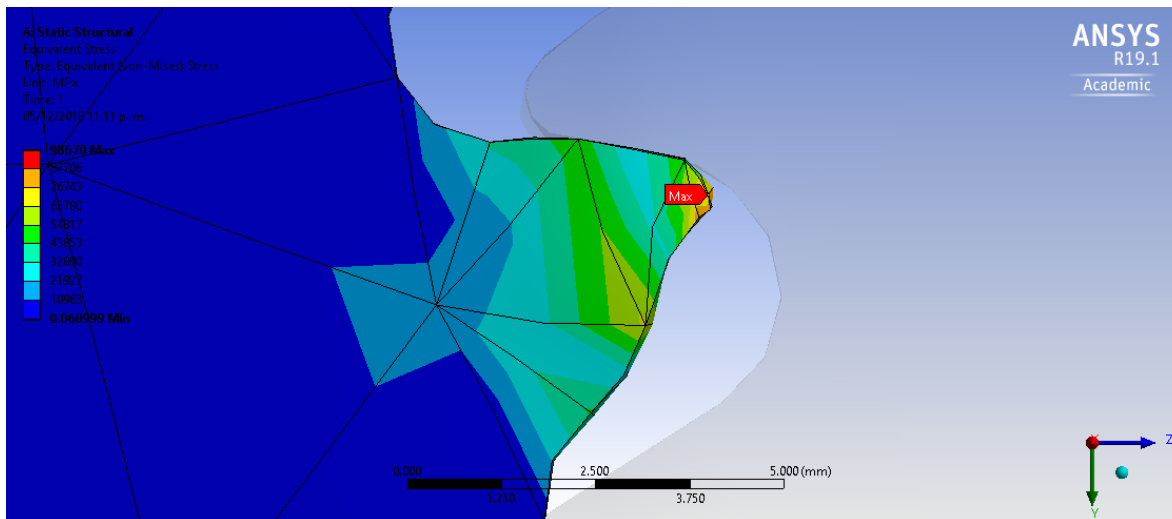
### 3.9.1 Resultados de esfuerzos equivalente (von-Mises)



**Figura 42.** Esfuerzos Equivalente (Von-Mises) en el engrane.

Con un resultado de 98670 MPa se observa que el esfuerzo mayor se localiza en los dientes del engrane.

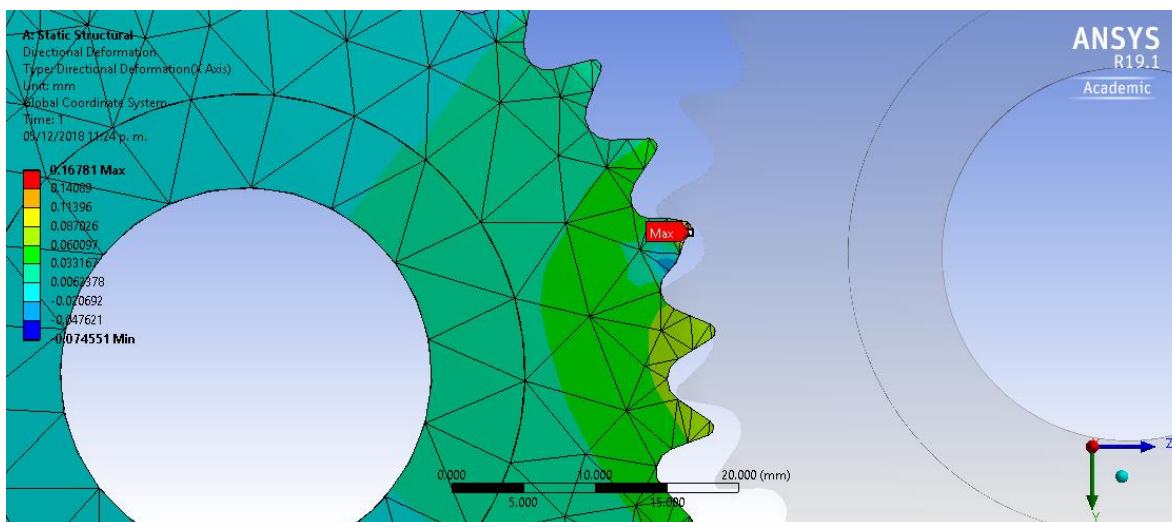
Se detalla en la siguiente figura donde se localiza este esfuerzo, como se puede apreciar, en los dientes del engrane ocurre el mayor esfuerzo.



**Figura 43.** Vista de detalle del esfuerzo causa en el diente del engrane.

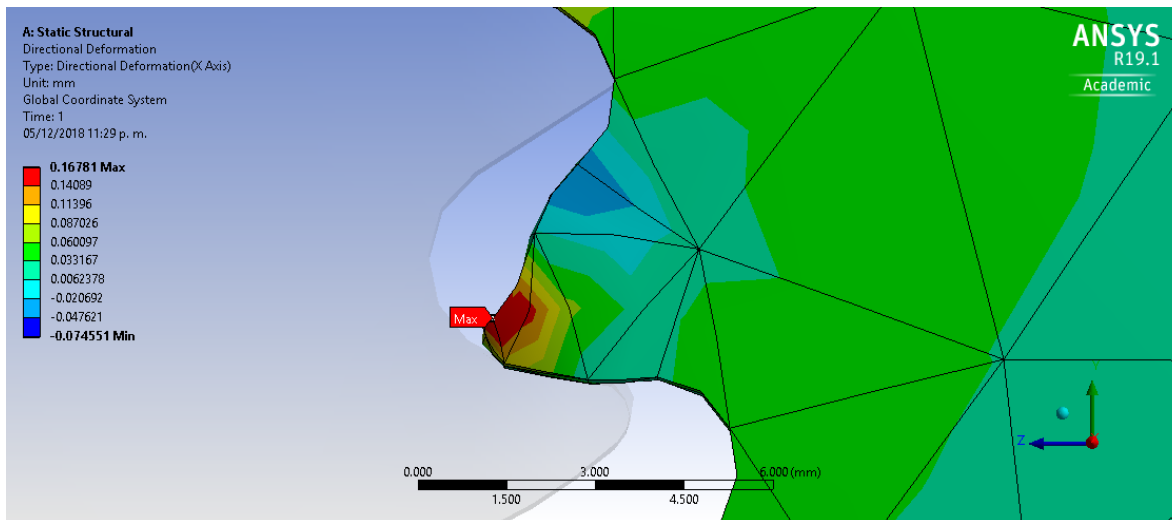
### 3.10 Resultados de las deformaciones de los engranes

#### 3.10.1 En el eje X



**Figura 44.** Deformación del engrane con respecto al eje X vista YZ.

Como en el esfuerzo, la deformación máxima de 0.16781mm ocurren en la punta del engrane, como se observa en la figura siguiente que muestra un detalle mayor de donde se localiza esta deformación.



**Figura 45.** Vista del detalle de deformación en la punta del diente.

Se muestra la deformación en la punta del diente del engrane, lo que se espera donde sea el punto crítico de un engrane.

Se omiten la deformación en los ejes siguientes de Y y Z debido a que el giro únicamente se realiza en un eje.

## VIII. CONCLUSIÓN

Se concluye que se obtuvo un análisis que cumplió con los objetivos propuestos, las piezas se analizaron para detectar los mayores esfuerzos que podría haber y plantearse la posibilidad de modificar en un futuro el material con que van hacer fabricadas o alguna otra modificación mayor.

Se puede observar que el factor más importante es la fuerza de torsión, ya que este movimiento tiene origen en un motor eléctrico que por medio de elementos de transmisión de cadenas llega a las piezas analizadas como el tornillo sin fin y el cepillo deshojador.

Considerando las simulaciones de cada pieza se puede concluir que los materiales y las dimensiones con que fueron analizados son satisfactorios, por lo tanto el diseño de estos elementos son adecuados debido a que no excede el límite elástico.

Los resultados siempre que se realizan en este tipo de análisis, aunque se somete a varias pruebas, no puede replicar de manera exacta la realidad, ya que puede haber factores que no pueden ser calculados en el análisis virtual.

## IX. BIBLIOGRAFÍA



***Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley Richard G. Budynas 8a. Edición. McGraw Hill Interamericana, México D.F. Año 2008***

***Mecánica de materiales (Octava Edición). Hibbeler, Russell C, PEARSON EDUCACION, México, Año 2011***

***ING. Daniel Ramón López Liévano, Julio 2012. Análisis de esfuerzos de origen térmico y mecánico, a una tubería de transporte de vapor de una planta de procesos, con modelado por elementos finitos (Tesis de Maestría). Instituto Politécnico Nacional. México, D.F.***

***Francisco Murillo Martínez, Marzo 2018, Análisis mediante elementos finitos del comportamiento de perfiles combinados de estructuras de autobuses. (Título de Carrera). Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales Universidad Politécnica de Madrid. España, Madrid.***

***Adrián Martín Rodríguez. Noviembre 2010. Simulación mediante el método de los elementos finitos de una estructura metálica (Proyecto Final de Carrera). UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID. España, Madrid.***

***C. Martínez Arnaiz. El Método de los Elementos Finitos en el Análisis Estructural, / Publicaciones de la E.T.S.I.A (Escuela Superior de Ingenieros Aeronáuticos), 1998.***

***Di Iorio J.M., "Tensiones de Contacto Fatiga Superficial", Facultad de Ingeniería, Universidad de Buenos Aires, Argentina, 2012.***

## ANEXOS

### TABLAS

Tabla No. 1: Propiedades Físicas de Materiales de Ingeniería Módulo de Elasticidad (E), Módulo de Rigidez (G), Coeficiente de Poisson ( $\nu$ ), Peso Específico ( $\gamma$ )

**TABLA 1** Propiedades físicas de algunos materiales de ingeniería  
 Datos provenientes de varias fuentes. \* Estas propiedades son esencialmente similares para todas las aleaciones del material específico

Material	Módulo de elasticidad $E$		Módulo de rigidez $G$		Razón de Poisson $\nu$	Peso específico $\gamma$ lb/in <sup>3</sup>	Densidad de masa $\rho$ Mg/m <sup>3</sup>	Gravedad específica
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa				
Aleación de aluminio	10.4	71.7	3.9	26.8	0.34	0.10	2.8	2.8
Cobre al berilio	18.5	127.6	7.2	49.4	0.29	0.30	8.3	8.3
Latón, bronce	16.0	110.3	6.0	41.5	0.33	0.31	8.6	8.6
Cobre	17.5	120.7	6.5	44.7	0.35	0.32	8.9	8.9
Hierro fundido gris	15.0	103.4	5.9	40.4	0.28	0.26	7.2	7.2
Hierro fundido dúctil	24.5	168.9	9.4	65.0	0.30	0.25	6.9	6.9
Hierro fundido maleable	25.0	172.4	9.6	66.3	0.30	0.26	7.3	7.3
Aleaciones de magnesio	6.5	44.8	2.4	16.8	0.33	0.07	1.8	1.8
Aleaciones de níquel	30.0	206.8	11.5	79.6	0.30	0.30	8.3	8.3
Acero al carbono	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Aleaciones de acero	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Acero inoxidable	27.5	189.6	10.7	74.1	0.28	0.28	7.8	7.8
Aleaciones de titanio	16.5	113.8	6.2	42.4	0.34	0.16	4.4	4.4
Aleaciones de zinc	12.0	82.7	4.5	31.1	0.33	0.24	6.6	6.6

\* *Properties of Some Metals and Alloys*, International Nickel Co., N.Y., *Metals Handbook*, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

Tabla No. 2: Propiedades Mecánicas de Aleaciones de Aluminio Forjado Límite Elástico, Resistencia Máxima a Tensión, Resistencia a la Fatiga, Elongación, Dureza Brinell (HB)

**TABLA 2 Propiedades mecánicas de algunas aleaciones de aluminio forjado**  
 Datos provenientes de varias fuentes.\* Valores aproximados. Consulte los fabricantes de los materiales para información más precisa

Aleación de aluminio forjado	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Resistencia a la fatiga a 5E8 ciclos		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell -HB
		kpsi	MPa	kpsi	MPa	kpsi	MPa		
1100	recocido en hoja	5	34	13	90			35	23
	laminado en frío	22	152	24	165			5	44
2024	recocido en hoja	11	76	26	179			20	-
	tratamiento térmico	42	290	64	441	20	138	19	-
3003	recocido en hoja	6	41	16	110			30	28
	laminado en frío	27	186	29	200			4	55
5052	recocido en hoja	13	90	28	193			25	47
	laminado en frío	37	255	42	290			7	77
6061	recocido en hoja	8	55	18	124			25	30
	tratamiento térmico	40	276	45	310	14	97	12	95
7075	recocido en barra	15	103	33	228			16	60
	tratamiento térmico	73	503	83	572	14	97	11	150

\*Properties of Some Metals and Alloys, International Nickel Co., N.Y., Metals Handbook, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

Tabla No. 3: Características y propiedades mecánicas a la tensión de algunos aceros rolados en caliente (HR) y estirados en frío (CD)

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS NÚM.	SAE Y/O AISI NO.	PROCESA- MIENTO	RESISTENCIA ÚLTIMA, MPa (kpsi)	RESISTENCIA DE FLUENCIA MPa (kpsi)	ELONGACIÓN EN 2 in, %	REDUCCIÓN EN ÁREA %	DUREZA BRINELL
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Fuente: 1986 SAE Handbook, p. 2.15.