

INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA

UNIDAD PROFESIONAL TICOMAN

“ANALISIS ESTRUCTURAL, MODAL Y AERODINAMICO DE LOS
SISTEMAS DE UN HELICOPTERO BIPLAZA MEDIANTE EL
USO DE UN PROGRAMA DE SIMULACION BASADO
EN EL METODO DE ELEMENTO FINITO”

SEMINARIO
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO EN AERONAUTICA

PRESENTAN:

ASESORES:

C.DR. ARMANDO OROPEZA OSORNIO
ING. ADELAIDO I. MATIAS DOMINGUEZ



MEXICO,D.F. SEPTIEMBRE 2010

INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

UNIDAD TICOMÁN

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE: INGENIERO EN AERONÁUTICA
POR LA OPCIÓN DE TITULACIÓN: SEMINARIO
DEBERÁN PRESENTAR: LOS CC. PASANTES:

ARAGÓN COUTIÑO ROMERO ALEKSEY
AYALA CAMBESES JOSÉ RAMÓN
BAUTISTA MELÉNDEZ AARÓN
BAUTISTA OROPEZA ERIK ALBERTO
CARRILLO FERREGRINO SAÚL
CASILLAS NAVARRETE JUAN MANUEL
CRUZ GALLEGOS VICENTE
DURÁN DE ANDA ANTONIO JAIME
GALICIA NIETO JESÚS
GUTIÉRREZ CORNÚ JORGE VALENTE

GUTIÉRREZ CORNÚ JORGE VALENTE
HERNÁNDEZ CARMONA GERMÁN
HERNÁNDEZ CASTRO RODRIGO
LEYVA TRAVIESO ALEJANDRO
MERINO FUENTES LUIS FERNANDO
MORENO SANTAELLA MARIANO
QUIÑONES DÍAZ JESÚS ALBERTO
TREJO GAONA ALAN DAVID
VELÁZQUEZ ZAMBRANO CÉSAR DANIEL

“ANÁLISIS ESTRUCTURAL, MODAL Y AERODINÁMICO DE LOS SISTEMAS DE UN HELICÓPTERO BIPLAZA MEDIANTE EL USO DE UN PROGRAMA DE SIMULACIÓN BASADO EN EL MÉTODO DE ELEMENTO FINITO”

	ÍNDICE
	INTRODUCCIÓN
CAPÍTULO I	ROTOR PRINCIPAL
CAPÍTULO II	ROTOR DE COLA
CAPÍTULO III	FLECHA DEL ROTOR PRINCIPAL Y FLECHA DEL ROTOR DE COLA
CAPÍTULO IV	TRANSMISIÓN
CAPÍTULO V	CONTROL Y MANDOS
CAPÍTULO VI	FUSELAJE
	CONCLUSIONES
	BIBLIOGRAFÍA

México, DF., a 14 de septiembre de 2010.

A S E S O R E S

C. DR. ARMANDO OROPEZA OSORNIO

ING. ADELAIDO I. MATÍAS DOMÍNGUEZ

I. P. N.
ESCUELA SUPERIOR DE
INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
UNIDAD TICOMÁN
D I R E C C I O N

ING. MIGUEL ÁLVAREZ MONTALVO
DIRECTOR



Índice general

Introducción	6
Agradecimientos	9
Sistema de unidades	10
Capítulo 1 Análisis estructural del sistema de rotor principal mediante el uso de un programa de simulación basado en el método de elemento finito	12
1.1 Objetivo general	12
1.1.1 Objetivos específicos	12
1.1.2 Justificación	12
1.1.3 Alcance	12
1.2 Marco Teórico	14
1.2.1 Factor de seguridad	14
1.2.2 El elemento finito como método de análisis.....	14
1.2.3 Teoría del elemento de pala.....	14
1.2.4 Perfil NACA0012.....	15
1.2.5 Cálculo del levantamiento en la pala.....	16
1.2.6 Fuerza centrífuga.....	17
1.2.6.1 Cálculo de la fuerza centrífuga en cada parte	18
1.2.7 Cálculo de la resistencia al avance de la pala	18
1.3 Materiales.....	19
1.3.1 Aluminio 7075	19
1.3.1.1 Aplicaciones.....	19
1.3.2 Titanio (Ti6Al4V)	20
1.3.2.1 Aplicaciones.....	20
1.4 Simulación en ANSYS Workbench	21
1.4.1 Simulación parte 67-09-01-010	21
1.4.2 Simulación de la parte 67-09-01-007.....	24
1.4.3 Simulación de la parte 67-09-01-005.....	26
1.4.4 Simulación de la parte 67-09-01-004.....	28
1.4.5 Simulación de la parte 67-09-01-001.....	31
1.5 Resultados	33
1.6 Conclusiones.....	34
Capítulo 2 Análisis estructural de las fuerzas existentes en el rotor de cola mediante el uso de un programa de simulación basado en el método de elemento finito	40
2.1 Objetivo general	40
2.1.1 Objetivos particulares.....	40
2.1.2 Justificación	40
2.1.3 Alcance	40



2.2	Introducción.....	41
2.2.1	Vuelo estacionario.....	41
2.3	Desarrollo.....	43
2.3.1	Cálculo de la fuerza de levantamiento en una pala del rotor de cola.....	43
2.3.2	Cálculo de la potencia del rotor principal.....	43
2.3.2.1	Cálculo de la velocidad angular del rotor principal.....	44
2.3.3	Cálculo de la tracción del rotor principal.....	45
2.3.4	Cálculo del coeficiente de tracción del rotor principal.....	45
2.4	Cálculo del par torsional del rotor principal.....	46
2.5	Cálculo de la fuerza de tracción del rotor de cola.....	46
2.5.1	Cálculo del levantamiento de una pala del rotor principal.....	46
2.6	Cálculo de la fuerza de resistencia al avance en la pala del rotor de cola.....	46
2.6.1	Cálculo del coeficiente de tracción del rotor de cola.....	47
2.7	Cálculo de la fuerza centrífuga de la pala del rotor de cola.....	48
2.8	Cálculo del peso de la pala del rotor de cola.....	49
2.9	Imágenes de simulación en el software ANSYS.....	50
2.9.1	Simulación de la fuerza de levantamiento.....	50
2.9.2	Simulación de la fuerza centrífuga.....	55
2.9.3	Simulación del peso de la pala.....	60
2.9.4	Simulación de las tres fuerzas en conjunto (levantamiento, fuerza centrífuga, peso).....	64
2.9.5	Modos de vibración de las palas.....	69
2.9.6	Plano del rotor de cola.....	71
2.10	Conclusiones.....	72
Capítulo 3. Análisis estructural de la flecha del rotor principal y la flecha del rotor de cola mediante el uso de un programa de simulación basado en el método de elemento finito ...		77
3.1	Objetivo general.....	77
3.1.1	Objetivos particulares.....	77
3.1.2	Justificación.....	77
3.1.3	Alcance.....	78
3.2	Introducción.....	79
3.2.1	Desarrollo y aplicaciones.....	79
3.3	Memoria de cálculo.....	81
3.3.1	Momento del mástil del rotor principal.....	81
3.3.2	Fuerza de levantamiento.....	82
3.3.3	Momento de la flecha principal del rotor de cola.....	82
3.3.4	Momento del mástil del rotor principal.....	83
3.3.5	Fuerza de levantamiento.....	83



3.3.6 Momento de la flecha principal del rotor de cola	84
3.4 Análisis de los diferentes esfuerzos y la deformación a través del software de simulación de elemento finito ANSYS.....	85
3.4.1 Diseño de la flecha principal del rotor de cola	88
3.5 Recomendaciones y/o modificaciones.....	96
3.5.1 Selección del tipo de rodamiento del mástil.....	96
3.5.2 Tratamiento superficial de la flecha del rotor principal y de la flecha del rotor de cola.....	96
3.5.2.1 Pulido sanitario	96
3.5.2.2 Electropulido	96
3.5.2.3 Limpieza de la superficie.....	98
3.6 Diseño de las cejas y la tuerca de la flecha del rotor principal	99
3.7 Conclusiones.....	99
Capitulo 4 Análisis estructural de la transmisión de un helicóptero biplaza mediante el uso de un programa de simulación basado en el método de elemento finito de elemento finito	104
4.1 Objetivo general	104
4.1.1 Objetivos particulares.....	104
4.1.2 Justificación	104
4.1.3 Alcance	105
4.2 Transmisión mecánica.....	106
4.2.1 Introducción	106
4.2.2 Tipos de Transmisión.....	106
4.3 Rodamientos	106
4.3.1 Tipos de rodamientos.....	107
4.3.1.1 Rodamientos rígidos de bolas.....	108
4.3.1.2 Rodamientos de una hilera de bolas con contacto angular	108
4.3.1.3 Rodamientos de agujas.....	108
4.3.1.4 Rodamientos de rodillos cónicos.....	108
4.3.1.5 Rodamientos de rodillos cilíndricos de empuje.....	108
4.3.1.6 Rodamientos axiales de rodillos a rótula	109
4.3.1.7 Rodamiento axial.	109
4.3.1.8 Rodamientos de bolas a rótula.....	109
4.3.1.9 Rodamientos de rodillos cilíndricos	110
4.3.1.10 Rodamiento de rodillos cilíndricos del tipo NUP.	110
4.3.1.11 Rodamientos de rodillos a rótula	110
4.3.1.12 Rodamientos axiales de bolas de simple efecto.....	111
4.3.1.13 Rodamientos de aguja de empuje.....	111
4.3.2 Selección de los rodamientos faltantes	111



4.4 Sistema de lubricación.....	112
4.4.1 Bomba hidráulica	112
4.4.2 Tipos de bombas	112
4.4.2.1 Según el principio de funcionamiento.....	112
4.4.2.2 Según el tipo de accionamiento	113
4.5 Simulación en el software ANSYS	114
4.6 Procedimiento	115
4.7 Resultados	139
Capítulo 5 Análisis estructural de los eslabones del sistema de control de los rotores principal y de cola mediante un programa de simulación basado en el método de elemento finito	144
5.1 Objetivo general	144
5.1.1 Objetivos específicos	144
5.1.2 Justificación	144
5.1.3 Alcance	145
5.2 Estimación de las cargas en los sistemas de control	146
5.2.1 Métodos de análisis de mecanismos.....	146
5.2.2 Diagrama cinemático de mecanismos.....	147
5.2.3 Diagrama cinemático del eslabonamiento del sistema de control.....	148
5.2.4 Estimación de las cargas en el sistema de control del rotor principal	150
5.2.4.1 Cargas en la actuación longitudinal del paso cíclico.....	153
5.2.4.2 Cargas en la actuación lateral del paso cíclico	154
5.2.4.3 Cargas en la actuación de cambio de paso colectivo	155
5.2.5 Estimación de las cargas en el sistema de control del rotor de cola.....	156
5.2.5.1 Cargas en la actuación de cambio de paso del rotor de cola.....	156
5.2.6 Recomendaciones	158
5.2.6.1 Potencia adicional para el sistema de control.....	159
5.2.6.2 Configuración alternativa.....	159
5.3 Simulación del efecto de las cargas en los componentes de los sistemas de control	162
5.3.1 Análisis de esfuerzo y deformación de los componentes del ensamble de cambio de paso cíclico	162
5.3.1.1 Factor de seguridad	163
5.3.1.2 Análisis de los componentes.....	163
5.3.1.3 Análisis con material propuesto.....	166
5.3.1.4 Análisis de geometría alternativa	167
5.3.1.5 Resultados	169
5.3.2 Análisis de esfuerzo y deformación de los componentes del ensamble de cambio de paso colectivo	169



5.3.3 Análisis de esfuerzo y deformación de los componentes del ensamble de cambio de paso del rotor de cola.....	176
5.4 Conclusiones	182
5.4.1 Justificación para el uso de titanio en piezas selectas del helicóptero.....	183
Capitulo 6 Análisis aerodinámico del fuselaje del helicóptero mediante el uso de un programa de simulación basado en el método de elemento finito	190
6.1 Objetivo general	190
6.1.1 Objetivos Específicos	190
6.1.2 Justificación	190
6.1.3 Alcance	190
6.2 Ecuaciones de estado	191
6.2.1 Ecuaciones de Navier-Stokes	191
6.3 Dinámica de fluidos	192
6.3.1 Ventajas de la Dinámica de Fluidos Computacional.....	192
6.3.2 Desventajas de la Dinámica de Fluidos Computacional	193
6.3.3 Cómo trabaja la Dinámica de Fluidos Computacional	193
6.3.4 Aplicaciones de la Dinámica de Fluidos Computacional.....	193
6.4 Modelos de Turbulencia y elección para la simulación	193
6.4.1 Modelo Spalart-Allmaras	195
6.5 Adaptación y mayado	196
6.5.1 Adaptación mediante NX7.....	197
6.5.2 Adaptación del modelo a ANSYS Workbench	198
6.5.3 Mayado del modelo.....	199
6.6 Análisis del modelo.....	201
6.7 Resultados	207
Índice de figuras.....	213
Índice de tablas.....	220

Introducción

El conocimiento ha llevado a la humanidad a alcanzar grandes logros, como el llegar a los planetas, explorar el interior de los mares y de la tierra, crear micromáquinas y grandes estructuras, unas hurgarán en el cuerpo humano, otras surcarán el espacio, algunas más permitirán ver más allá de la galaxia, otras observar lo más pequeño de la materia; y todos esos conocimientos que se ponen al servicio del hombre, forman el saber humano.

El ingenio del hombre ha logrado que por breve tiempo, se realice el sueño de volar, esto observando el comportamiento de las aves, el conocimiento ha hecho posible que esto sea un logro tecnológico: inventó el avión, ideó el helicóptero, se elevó en un globo de aire caliente, permitiendo un poco de libertad

En México se han dado hechos y sucesos que son un hito en la historia mundial de la aviación: se efectuó el primer vuelo en América Latina; hacia 1922; el Ing, Juan Guillermo Villasana diseñaba un helicóptero; en 1912 se construye un motor para una aeronave, el Presidente Francisco Ignacio Madero González vuela en un Moisant, siendo el primer presidente en el mundo en efectuar un vuelo en un avión (25 de mayo de 1911)

Actualmente, el Instituto Politécnico Nacional lleva a cabo el diseño de un helicóptero utilitario, proyecto que lleva un variado grupo pequeñas metas, que al conjuntarlas logra el objetivo final: el vuelo del helicóptero que se ve cristalizado y con ello, los logros y sueños puestos en ese objeto de trabajo que beneficia a la comunidad, al tener un vehículo capaz de efectuar el servicio para el cual fue proyectado.

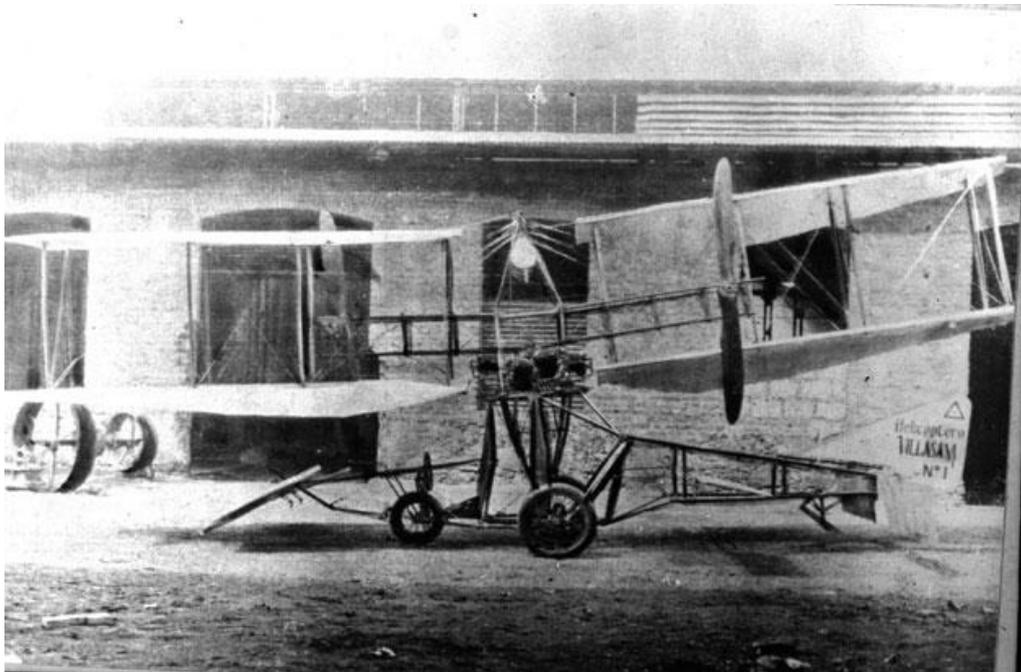


Figura I.1 Helicóptero diseñado por el Ing. Juan Guillermo Villasana

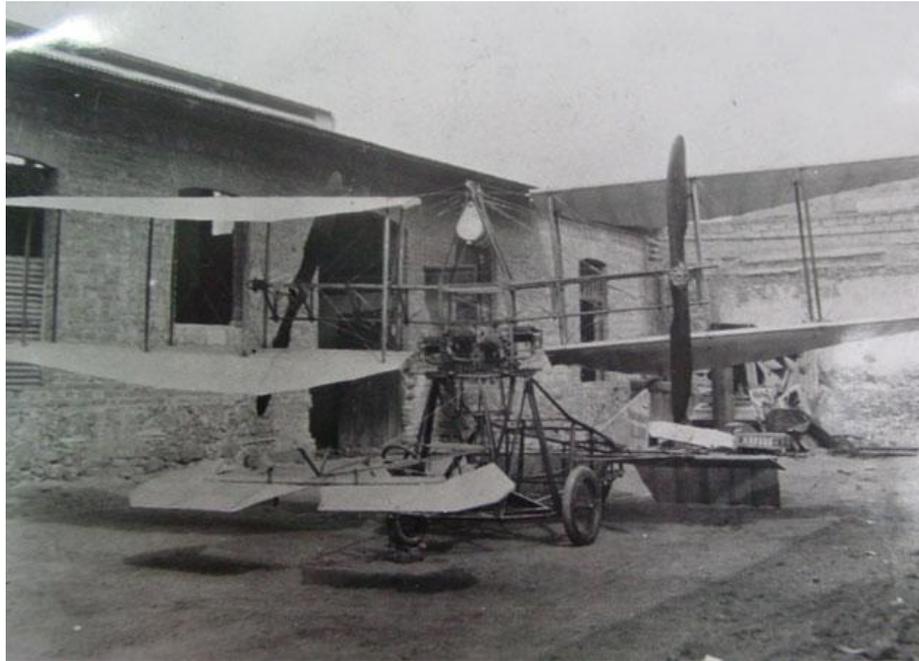


Figura I.2 Vista de $\frac{3}{4}$ del helicóptero

La continuidad del presente trabajo, significa mejoras al mismo con el objeto de utilizar las experiencias que antecedieron al presente, ya que en su elaboración se invirtió, además de conocimientos y experiencias, valioso tiempo, que deberá rendir frutos y satisfacciones a los que intervinieron en él.

Los trabajos de diseño conceptual de este helicóptero, que han precedido a la búsqueda de un mejor modelo permiten mejorar cada día el producto final, por lo que de no seguir con el trabajo, significa poner en peligro la finalización del mismo

La planificación es importante en la continuidad de este proyecto, ya que se trabajó en las bases para establecer los parámetros principales, como lo son:

- La determinación de la potencia final.
- Las dimensiones básicas del aparato.
- Sus características de rendimientos.
- Se determinaron los pesos máximos a manejar.
- Se determinó la carga de paga y la carga útil.
- Se efectuaron cálculos preliminares en los trabajos precedentes.

Las bases para establecer los parámetros principales que determinaron la efectividad del proyecto, radican en una excelente planificación, los parámetros que se han tomado en cuenta son los siguientes:

- Comprobación de cálculos preliminares en los trabajos precedentes
- Determinación de la potencia requerida
- Dimensiones básicas del prototipo
- Rendimientos esperados
- Pesos máximos (de referencia y esperados)



La finalidad de este proyecto es obtener las geometrías y materiales de los componentes que integrarán a la aeronave.

Se pretende que los materiales a elegir se encuentren en el mercado nacional y deberán cumplir con la normatividad pertinente.

El modelado de los componentes se realizó en el programa de diseño asistido por computadora NX en su versión 6 y los análisis estructurales y aerodinámicos fueron realizados en el programa de simulación basado en el método de elemento finito ANSYS Workbench versión 12.



Agradecimientos

Un trabajo no se hace solo; siempre requerirá de la asistencia de otras personas, entidades o empresas para culminar un logro o alcanzar una meta, ya sea en forma individual o colectiva y este trabajo no es la excepción, ya que en esta misión intervinieron numerosas personas e instituciones, ya sean educativas o empresariales.

Es por eso que por este medio queremos hacer un reconocimiento a todos aquellos que intervinieron en nuestra educación y formación profesional. Sabedores de que habrá quien se nos olvide, pero no por eso dejemos de hacer un reconocimiento a ellos.

Estamos profundamente agradecidos con el Instituto Politécnico Nacional y en especial con la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, unidad Ticomán, por todo lo que nos brindó, desde los conocimientos académicos, hasta la formación moral como profesionistas; gracias por todo.

Nuestros profesores, que con su paciencia y conocimientos han hecho y hacen posible que alcancemos lo inimaginable, gracias Carlos, gracias Francisco, gracias Cuauhtemoc, gracias Bernardo, gracias Adelaido, gracias Armando, ya que con sus conocimientos hicieron posible que hayamos alcanzado una meta, de las muchas que nos hemos fijado y habremos de lograr.

Gracias a nuestros hermanos, esposas e hijos que sin su aliento y apoyo el logro que alcanzamos pudiera ser una victoria pírrica.

Esta pirámide está soportada por dos personas importantes en nuestras vidas: gracias Padre, gracias Madre, que nos legaron algo importante, una educación y una formación positiva, con una visión de la vida grande y que con sacrificios lograron lo que hoy somos, ciudadanos responsables y el día que abandonemos este mundo, la gente dirá que este mundo es mejor porque él vivió.



Sistema de unidades

El Sistema Internacional de Unidades (abreviado SI del francés: *Le Système International d'Unités*), también denominado Sistema Internacional de Medidas, es el nombre que recibe el sistema de unidades que se usa en la mayoría de los países y es la forma actual del sistema métrico decimal. El SI también es conocido como «sistema métrico», especialmente en las naciones en las que aún no se ha implantado para su uso cotidiano. Fue creado en 1960 por la Conferencia General de Pesos y Medidas, que inicialmente definió seis unidades físicas básicas. En 1971 se añadió la séptima unidad básica, el mol.

Una de las principales características, que constituye la gran ventaja del Sistema Internacional, es que sus unidades están basadas en fenómenos físicos fundamentales. La única excepción es la unidad de la magnitud masa, el kilogramo, que está definida como «la masa del prototipo internacional del kilogramo» o aquel cilindro de platino e iridio almacenado en una caja fuerte de la Oficina Internacional de Pesos y Medidas.

Las unidades del SI son la referencia internacional de las indicaciones de los instrumentos de medida y a las que están referidas a través de una cadena ininterrumpida de calibraciones o comparaciones. Esto permite alcanzar la equivalencia de las medidas realizadas por instrumentos similares, utilizados y calibrados en lugares apartados y por ende asegurar, sin la necesidad de ensayos y mediciones duplicadas, el cumplimiento de las características de los objetos que circulan en el comercio internacional y su intercambiabilidad.

Desde el 2006 se está unificando el SI con la norma ISO 31 para formar el Sistema Internacional de Magnitudes (ISO/IEC 80000). Hasta mayo del 2008 ya se habían publicado 7 de las 14 partes de las que consta.



Tabla I.1 Para el presente trabajo, se empleará el sistema internacional de unidades, siendo:

Magnitud física básica	Símbolo dimensional	Unidad básica	Símbolo de la Unidad	Observaciones
Longitud	L	metro	m	Se define fijando el valor de la velocidad de la luz en el vacío
Tiempo	T	segundo	s	Se define fijando el valor de la frecuencia de la transición hiperfina del átomo de cesio.
Masa	M	kilogramo	kg	Es la masa del «cilindro patrón» custodiado en la Oficina Internacional de Pesos y Medidas, en Sèvres (Francia).
Intensidad de corriente eléctrica	I	amperio	A	Se define fijando el valor de constante magnética.
Temperatura	Θ	kelvin	K	Se define fijando el valor de la temperatura termodinámica del punto triple del agua.
Cantidad de sustancia	N	mol	mol	Se define fijando el valor de la masa molar del átomo de carbono-12 a 12 gramos/mol. Véase también número de Avogadro
Intensidad luminosa	J	candela	cd	Véase también conceptos relacionados: lumen, lux e iluminación física

Tomado de la página de Bureau International des Poids et Mesures.



Capítulo 1 Análisis estructural del sistema de rotor principal mediante el uso de un programa de simulación basado en el método de elemento finito

1.1 Objetivo general

Analizar estructuralmente el rotor principal del helicóptero mediante el software ANSYS simulando las cargas que actúan sobre éste.

1.1.1 Objetivos específicos

- Calcular las diferentes cargas que actúan sobre cada uno de los componentes del rotor principal.
- Determinar si los componentes que conforman el rotor principal, resisten las cargas a las cuales están sometidos.
- En caso de que algún componente no soporte las cargas a las cuales está sometido, proponer una nueva geometría que resista estas cargas.
- En caso de que el material de alguno de los componentes no resista las cargas a las que el componente está sometido, proponer un material adecuado para que resista dichas cargas.

1.1.2 Justificación

Es necesario analizar los componentes del rotor principal del helicóptero, una vez determinadas las cargas que actúan sobre estos mismos, para determinar si los materiales y las dimensiones propuestas en el diseño cumplen con los requisitos necesarios para que cada uno de estos componentes resistan las diferentes cargas a las cuales son sometidos y en base a esto decidir si es necesario hacer alguna modificación al componente ya sea en sus dimensiones, su forma o el material propuesto en el diseño.

1.1.3 Alcance

El análisis estructural del rotor principal parte del diseño conceptual anteriormente elaborado en donde se proponen las dimensiones, geometrías y materiales de los componentes del rotor, para poder hacer los cálculos necesarios para analizar la resistencia y el comportamiento de los componentes al momento de sufrir las deformaciones y esfuerzos provocados por las diferentes cargas que actúan sobre ellos, y así poder definir si los materiales y geometrías propuestos en el diseño son los adecuados o si es necesario realizar alguna modificación. Para posteriormente, en base al análisis realizado en este capítulo, se puedan calcular costos y maquinar las piezas.

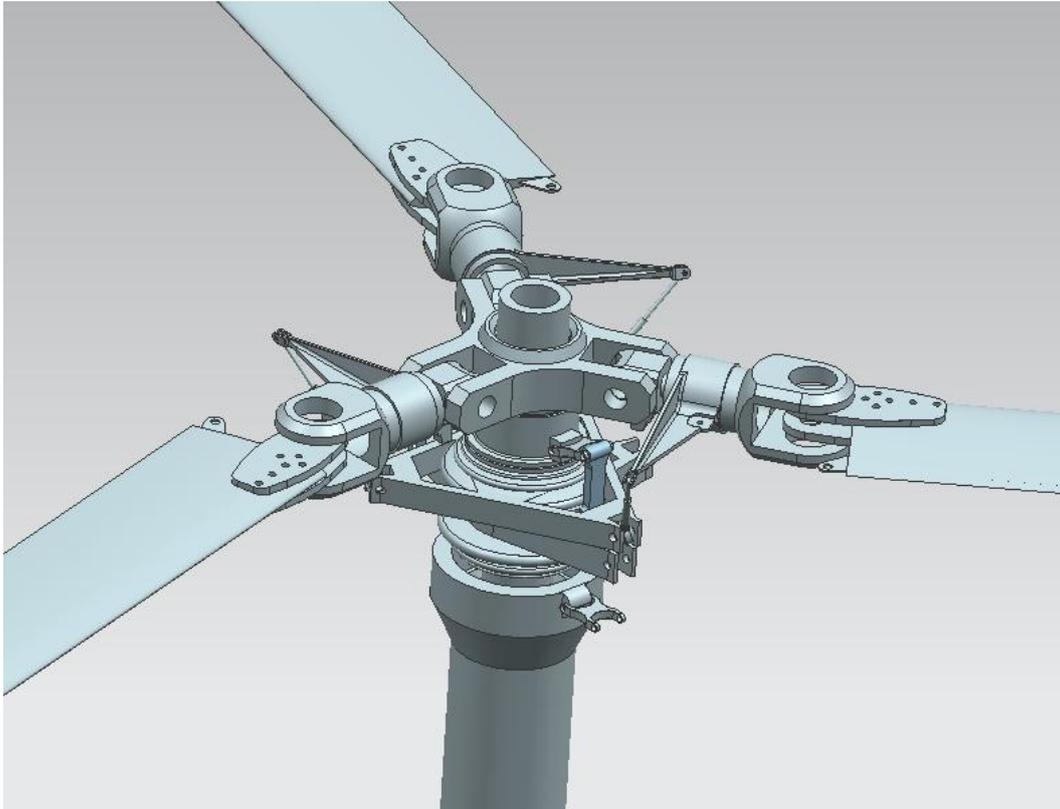


Figura 1.1 Ensamble del rotor principal

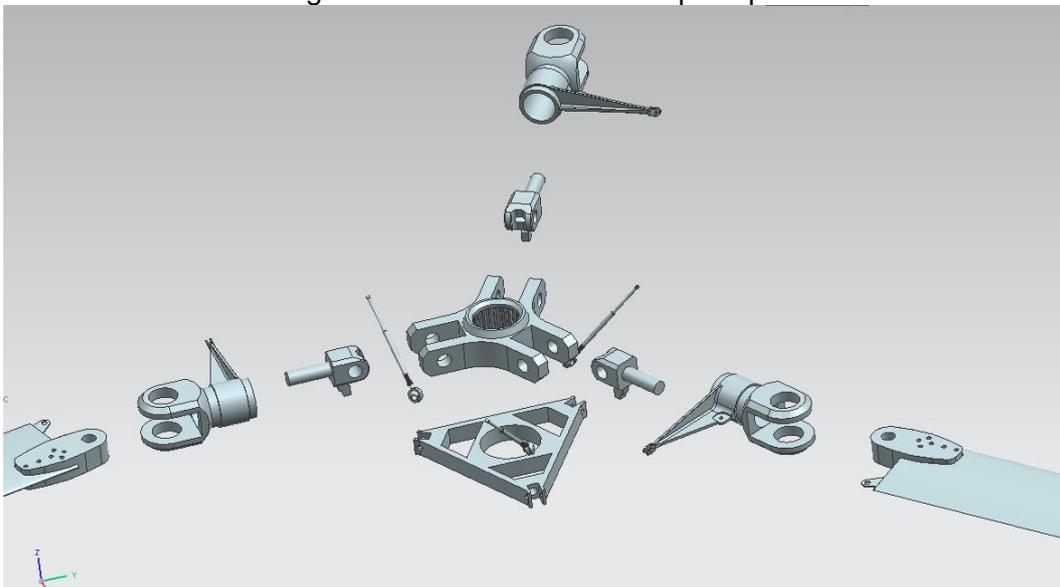


Figura 1.2 Rotor principal



1.2 Marco Teórico

1.2.1 Factor de seguridad

El factor de seguridad es un término que describe la capacidad estructural de un sistema respecto de la carga máxima que puede resistir y la carga para la que está diseñada. Las aeronaves de ala rotativa usan un factor de seguridad de $1.5^{1.1}$, dependiendo de los materiales. Los materiales dúctiles usan un valor de factor de seguridad más bajo, mientras que materiales frágiles usan valores más altos. En la ingeniería aeroespacial generalmente se usan bajos valores de factor de seguridad debido al costo asociado al peso. Este bajo coeficiente de seguridad explica porque las partes aeroespaciales son sometidas a un control de calidad más estricto. Para fuselajes presurizados se usa un factor de seguridad de 2 y para la estructura del tren de aterrizaje es de 1.25.

1.2.2 El elemento finito como método de análisis

Este método constituye un método numérico destinado a resolver mediante ecuaciones matriciales las ecuaciones diferenciales que se plantean en sistemas discretos (estructuras) o continuos (campos) Actualmente, se considera al método de las Diferencias Finitas como una subclase del método de los Elementos Finitos y de hecho se puede demostrar que el método FEM^{1.2} se reduce al método DF cuando las mallas son regulares.

Las aplicaciones actuales del método son muy extensas e incluyen sistemas lineales y no lineales, estáticos, dinámicos tales como Mecánica de Sólidos, Teoría de la Elasticidad, Mecánica de Fluidos, Transmisión de Calor y Electromagnetismo.

En el caso de sistemas continuos, el método consiste en discretizar el dominio de interés en Elementos Finitos y resolver, mediante una función de prueba o de aproximación, la ecuación que rige el sistema en cada EF para luego sumar todas las soluciones.

1.2.3 Teoría del elemento de pala.

La teoría del elemento pala se utiliza para calcular el empuje que puede producir un rotor y consiste en considerar las fuerzas que actúan sobre un diferencial de una de las palas, realizándose después una integración para averiguar la resultante de fuerzas que actúan sobre cada una de las palas y multiplicando por el número de palas para calcular la resultante total.

Si bien esta teoría es más cercana a la realidad que aquella consistente en considerar al rotor como un disco en cuya superficie se produce un salto constante de presión, sigue siendo una idealización en el sentido de que no considera factores como la pérdida de eficiencia de una de las palas por las turbulencias que pueda dejar a su paso la pala inmediatamente anterior.

Suponiendo un rotor de N palas girando sobre un eje horizontal a velocidad angular W con una corriente uniforme de viento de valor V_1 en el infinito. Considerando la pala dividida longitudinalmente en segmentos de longitud diferencial dr , cuyo perfil aerodinámico tome un ángulo ϕ con el plano de rotación. Asumiendo que la interferencia de las otras palas es nula y que las fuerzas aerodinámicas sobre el elemento son debidas a la sustentación y resistencia de la sección aerodinámica considerada se tiene:

$$\Delta T = \frac{1}{2} \rho W^2 [c_1 \cos \phi + c_d \sin \phi] B c dr = \frac{1}{2} \rho W^2 c_n B c dr \quad (1.1)$$

$$\Delta Q = \frac{1}{2} \rho W^2 r [c_1 \sin \phi + c_d \cos \phi] B c dr = \frac{1}{2} \rho W^2 r c_1 B c dr \quad (1.2)$$

$$\Delta P = \frac{1}{2} \rho W^2 r \Omega [c_1 \sin \phi + c_d \cos \phi] B c dr = \frac{1}{2} \rho W^2 r \Omega c_1 B c dr \quad (1.3)$$

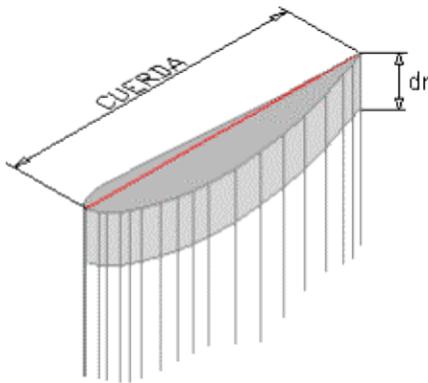


Figura 1.3 División longitudinal de la pala

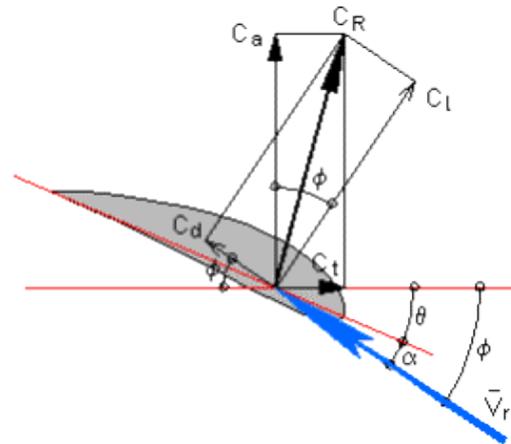


Figura 1.4 Fuerzas sobre la pala

Donde, W es la velocidad relativa vista por el elemento de pala en su movimiento de rotación y f es el ángulo que forma la sustentación con la dirección perpendicular al plano del rotor.

Estas expresiones pueden ser integradas a lo largo de la pala para obtener las acciones sobre el rotor de la máquina.

1.2.4 Perfil NACA0012

Un perfil aerodinámico es la forma plana que al desplazarse a través del aire es capaz de crear a su alrededor una distribución de presiones que genere sustentación. Es uno de los elementos más importantes en el diseño de superficies sustentadoras como alas, o de otros cuerpos similares como álabes o palas de hélice o de rotor. Según el propósito que se persiga en el diseño, los perfiles pueden ser más finos o gruesos, curvos o poligonales, simétricos o no, e incluso el perfil puede ir variando a lo largo del ala.

El perfil NACA 0012 es un perfil simétrico (de curvatura 0) y con un espesor del 12 % de la cuerda.

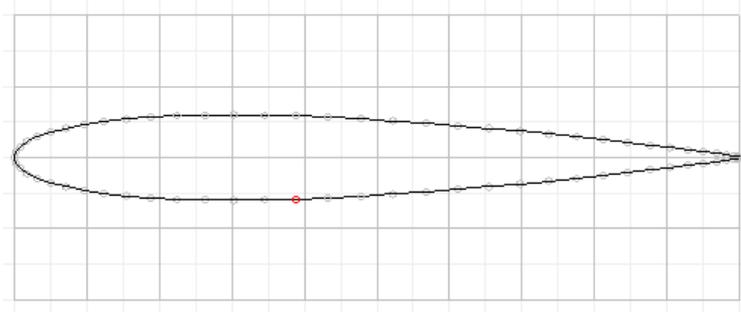


Figura 1.5 Perfil NACA 0012

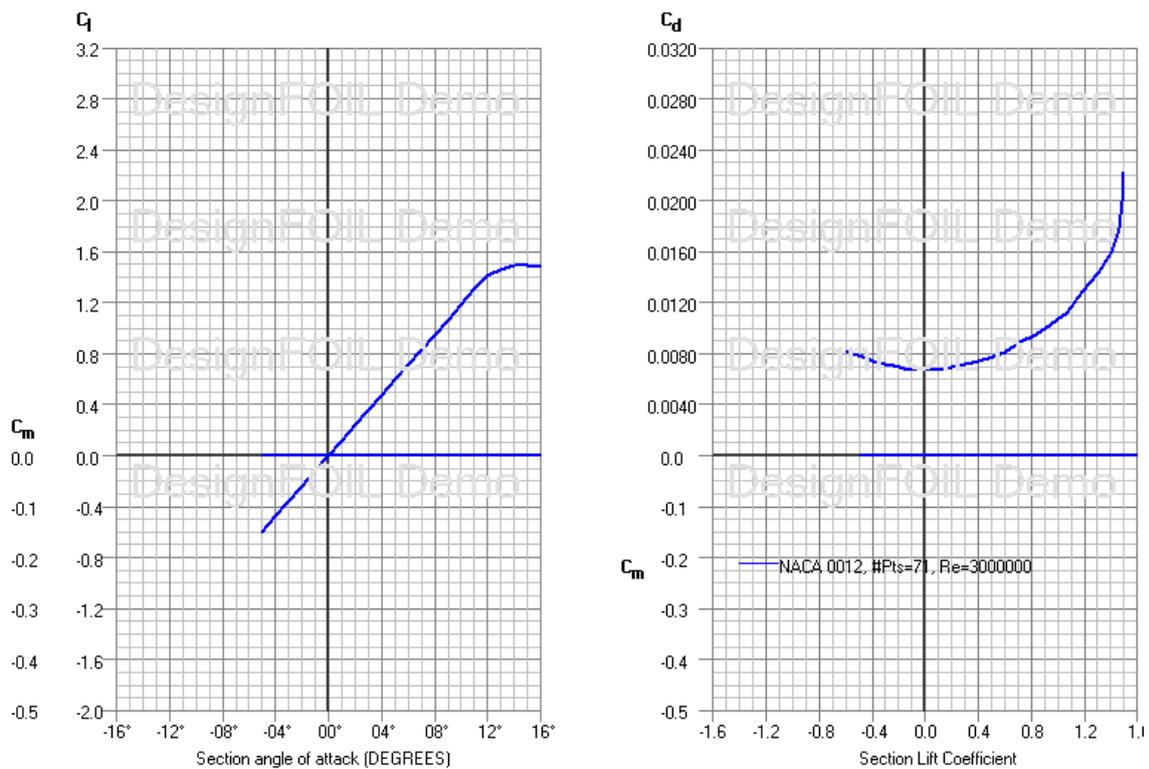


Figura 1.6 Coeficiente de Levantamiento y resistencia al avance del perfil NACA 0012

1.2.5 Cálculo del levantamiento en la pala

Para calcular el levantamiento producido en cada pala se usan las siguientes fórmulas

$$V_i = \sqrt{\frac{F}{2\rho\pi R^2}} \quad (1.4)$$

$$c_T = \frac{F}{\rho\pi R^2(\Omega R)^2} \quad (1.5)$$

$$\sigma = \frac{bc}{\pi R} \quad (1.6)$$

$$\theta_t = 57.3 \left[\frac{4c_T}{a\sigma} + \sqrt{\frac{c_T}{2}} \right] \quad (1.7)$$



$$\varphi_T = \sqrt{\frac{C_T}{2}} \quad (1.8)$$

$$L = \frac{\rho}{2} \Omega^2 R^3 a c \left(\frac{\theta_t - \phi_t}{2} \right) \quad (1.9)$$

En donde:

F (Peso máximo del helicóptero)	6376.5N	
ρ (Densidad nivel del mar)	1.2255kg/m ³	
Ω (Velocidad angular)	545.67rpm	57.14rad/s
R (Longitud de la pala)	3.5m	
a (Pendiente coeficiente de levantamiento del perfil)	0.125 1/grado	7.161 1/rad
c (Cuerda del perfil)	0.17m	
b (Número de palas)	3	
V_i (Velocidad inducida)	8.22m/s	
C_T (Coeficiente de tracción)	0.00338	
σ (Solidez)	0.0463	
θ_t (Ángulo de paso en la punta de la pala)	4.692°	
φ_T (Ángulo de incidencia en la punta de la pala)	2.355°	
$\left(\frac{\theta_t - \phi_t}{2}\right)$ (Ángulo de ataque efectivo de la pala)	1.1685°	0.0203rad
L (Levantamiento en cada pala)	2119.75N	

1.2.6 Fuerza centrífuga

La fuerza dirigida hacia el centro necesaria para mantener el movimiento circular uniforme se conoce como fuerza centrípeta. De acuerdo con la segunda ley de Newton del movimiento, la magnitud de esta fuerza debe ser igual al producto de la masa por la aceleración centrípeta, es decir:

$$F_c = ma_c = \frac{mv^2}{R} \quad (1.10)$$

Donde m es la masa de un objeto que se mueve con una velocidad v en una trayectoria circular de radio r. Considerando que la velocidad angular es:

$$\omega = \frac{v}{R} \quad (1.11)$$

Por lo tanto la fuerza centrípeta en función de la velocidad angular queda:

$$F_c = m\omega^2 R \quad (1.12)$$

1.2.6.1 Cálculo de la fuerza centrífuga en cada parte

Usando la formula de la fuerza centrífuga se calculan las fuerzas que actúan en cada parte.

Tabla 1.1 Fuerzas centrífugas en cada número de parte

Número de parte	Material	Masa (Kg)	Radio	Fuerza centrífuga (N)
67-09-01-010	Titanio Ti-6Al-4V (Grado 5)	9.859	0.472	15193.4127
67-09-01-007	Aluminio 7075-O	3.666	0.316	3782.335
67-09-01-005	Titanio Ti-6Al-4V (Grado 5)	1.157	0.169	638.411
67-09-01-004	Aluminio 7075-O	7.72	0.051	1294.146
67-09-01-001	Aluminio 7075-O	4.6869	.062	948.763

1.2.7 Cálculo de la resistencia al avance de la pala

Se denomina resistencia aerodinámica a la componente de la fuerza que sufre un cuerpo al moverse a través del aire en la dirección de la velocidad relativa entre el aire y el cuerpo. La resistencia es siempre de sentido opuesto a dicha velocidad, por lo que habitualmente se dice que es la fuerza que se opone al avance de un cuerpo a través del aire.

$$D = \frac{1}{6} \rho \omega^2 r^3 c C_D \quad (1.13)$$

C_D (Coeficiente de resistencia al avance)	0.007
D (Resistencia al avance)	34.02N
W Peso de la pala	367.727N

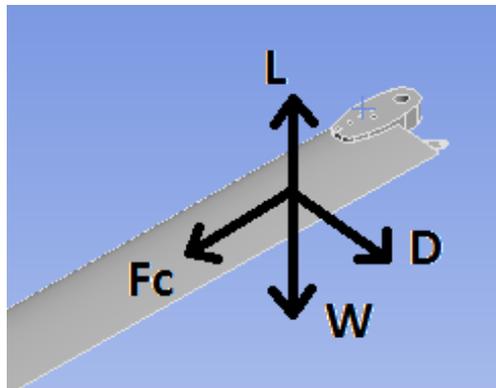


Figura 1.7 Fuerzas que actúan sobre la pala

Las fuerzas obtenidas; Levantamiento (L), Resistencia al avance (D), Peso de la pala (W), Fuerza centrífuga (Fc), se aplicarán en la punta de la pala.



1.3 Materiales

A continuación se muestran las propiedades de los materiales a usar en la simulación.

1.3.1 Aluminio 7075

Con Zinc como el elemento de aleación. Es fuerte, con buena fuerza de la fatiga y la manufacturabilidad media, pero no es soldable y tiene menos resistencia a la corrosión que muchas otras aleaciones.

Se produce comúnmente en varios los grados del genio del calor, 7075-O, 7075-T6, 7075-T651.

1.3.1.1 Aplicaciones

El aluminio 7075 es ampliamente utilizado para la construcción de avión estructuras, por ejemplo alas y fuselages. Su fuerza y peso ligero son también deseables en otros campos. Los componentes del equipo y de la bicicleta de la roca que suben se hacen comúnmente a partir de la aleación de aluminio el 7075. La industria de la bicicleta también está utilizando 7005 y aluminio 6061 aleaciones.

Tabla 1.2 Propiedades del Aluminio 7075-O

Propiedades Físicas	Sistema métrico	Sistema Ingles
Densidad	2.81 g/cc	0.102 lb/in ³
Propiedades mecánicas		
Dureza, Brinell	60	60
Dureza, Knoop	80	80
Dureza, Vickers	68	68
Tensión ultima	228 MPa	33000 psi
Limite Elástico	103 MPa	15000 psi
Alargamiento máximo	17.00%	17.00%
	@Espesor 1.59 mm	@Espesor 0.0625 in
	16.00%	16.00%
	@Diámetro 12.7 mm	@Diámetro 0.500 in
Módulo de Elasticidad	71.7 GPa	10400 ksi
Relación de Poisson	0.33	0.33
Modulo de corte	26.9 GPa	3900 ksi
Resistencia al corte	152 MPa	22000 psi



1.3.2 Titanio (Ti6Al4V)

Se conoce como Ti6Al4V a la aleación de titanio más utilizada, tanto en aplicaciones biomédicas como industriales.

La aleación contiene aluminio y vanadio, según la composición: Ti6Al4V. El aluminio incrementa la temperatura de la transformación entre las fases alfa y beta. El vanadio disminuye esa temperatura. La aleación puede ser bien soldada. Tiene alta tenacidad.

El Ti6Al4V puede ser mecanizado a forma de acomodar las superficies irregulares de los huesos, como en el caso de placas para los huesos fracturados, cuando se utiliza para fabricar prótesis óseas o dentales.

Se trata de una aleación alfa-beta. Esta aleación se produce en diferentes grados, siendo los más usados los de grado: 5, 23 y 29. La variedad de grados está relacionada con la cantidad de oxígeno que tiene cada una de ellas y esto hace variar las propiedades mecánicas de la aleación.

1.3.2.1 Aplicaciones

Palas, discos, anillos, armazones de aviones, sujetadores, componentes, contenedores, cubiertas, mazas, etc.

Tabla 1.3 Propiedades del titanio Ti-6Al-4V (Grado 5)

Propiedades Físicas	Sistema métrico	Sistema Inglés
Densidad	4.43 g/cc	0.160 lb/in ³
Propiedades Mecánicas		
Dureza, Brinell	334	334
Dureza, Knoop	363	363
Dureza, Rockwell C	36	36
Dureza, Vickers	349	349
Tensión última	950 MPa	138000 psi
Límite elástico	880 MPa	128000 psi
Elongación máxima	14.00%	14.00%
Reducción de área	36.00%	36.00%
Módulo de Elasticidad	113.8 GPa	16510 ksi
Relación de Poisson	0.342	0.342
Impacto Charpy	17.0 J	12.5 ft-lb
Resistencia a la fractura	75.0 MPa-m ^{1/2}	68.3 ksi-in ^{1/2}
Módulo de corte	44.0 GPa	6380 ksi
Resistencia al corte	550 MPa	79800 psi

1.4 Simulación en ANSYS Workbench

1.4.1 Simulación parte 67-09-01-010

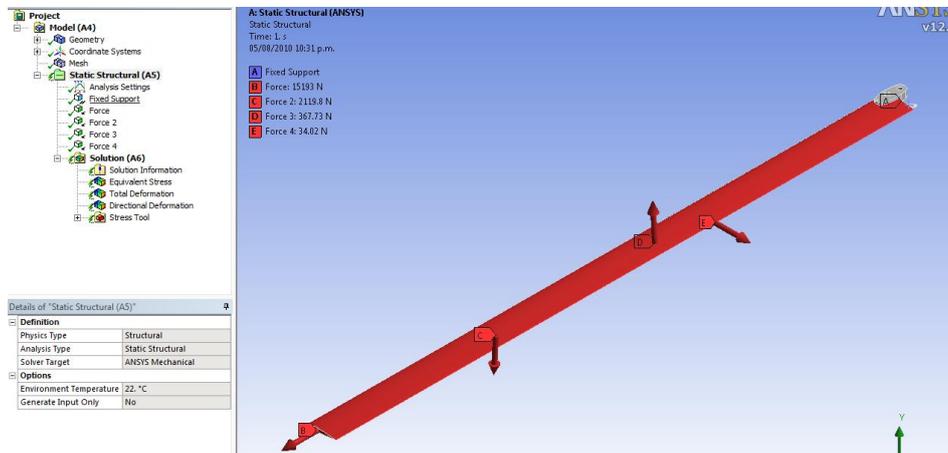


Figura 1.8 Cargas aplicadas a la pala

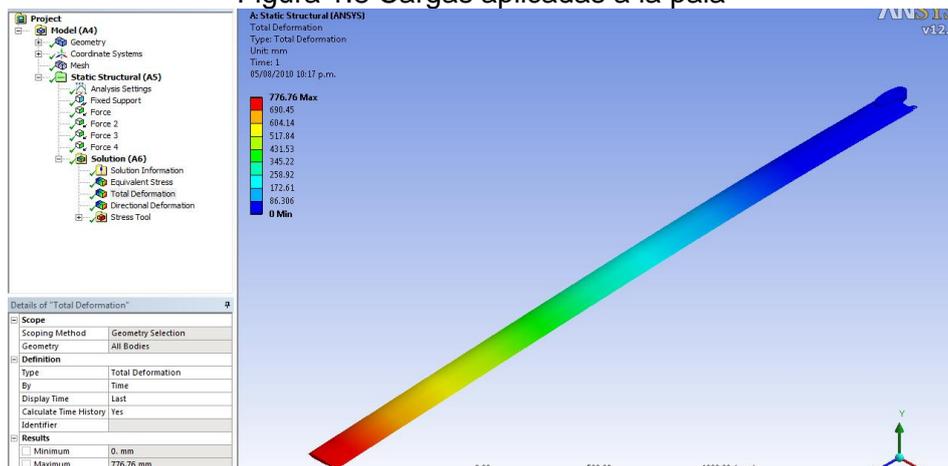


Figura 1.9 Deformación total, parte 67-09-01-010

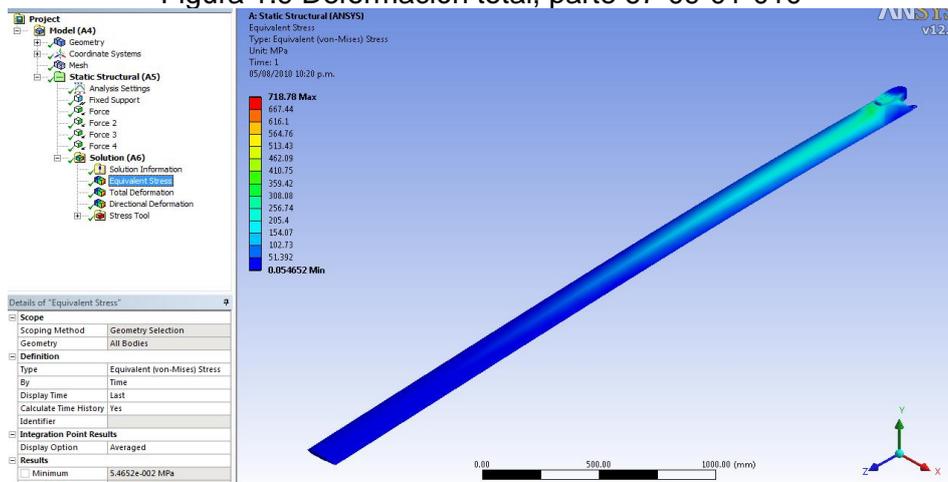


Figura 1.10 Esfuerzos, parte 67-09-01-010

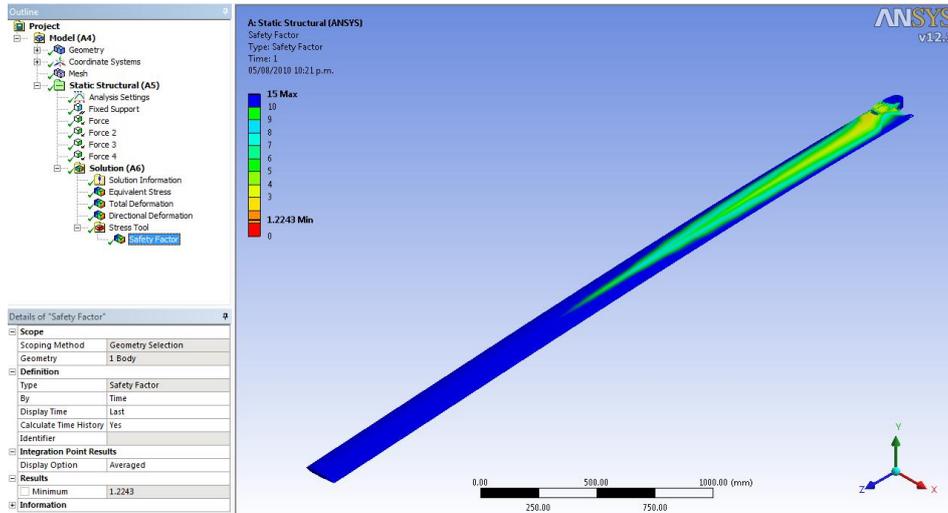


Figura 1.11 Factor de seguridad en la pala

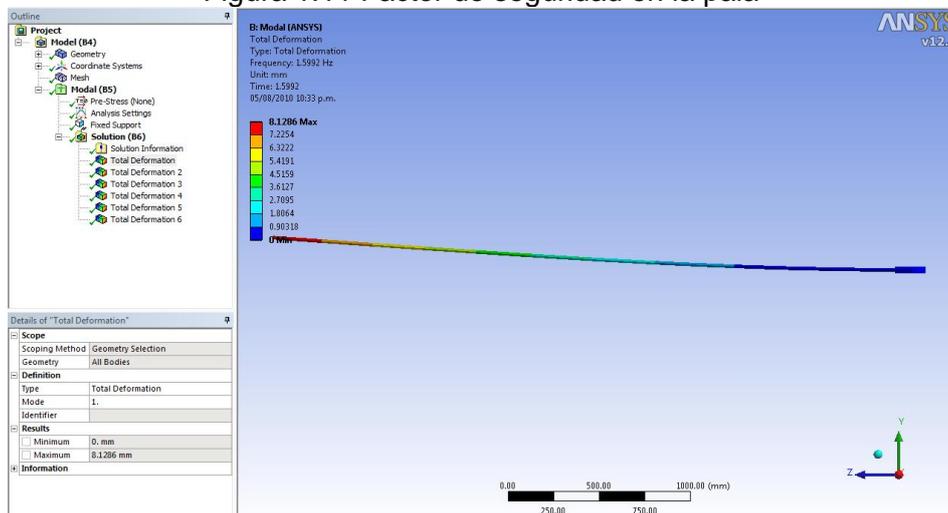


Figura 1.12 Análisis modal (1), parte 67-09-01-010

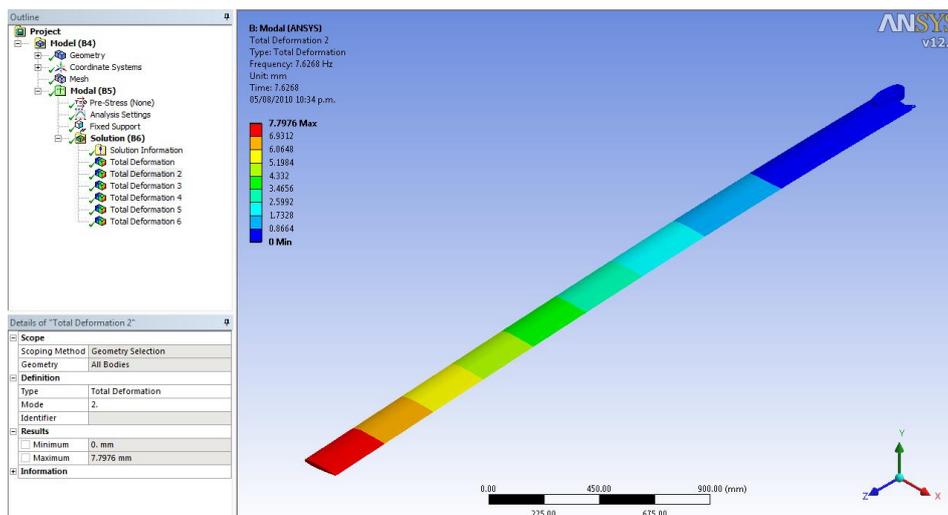


Figura 1.13 Análisis modal (2), parte 67-09-01-010

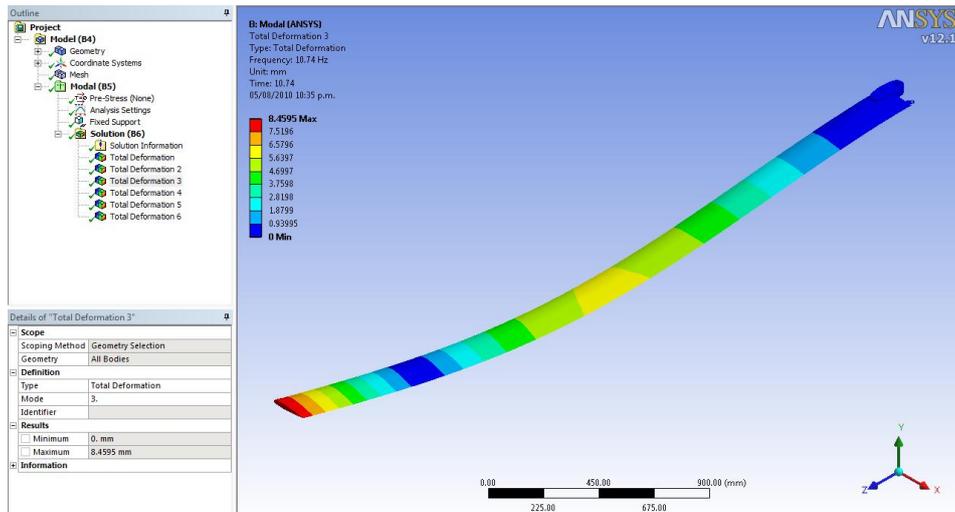


Figura 1.14 Análisis modal (3), parte 67-09-01-010

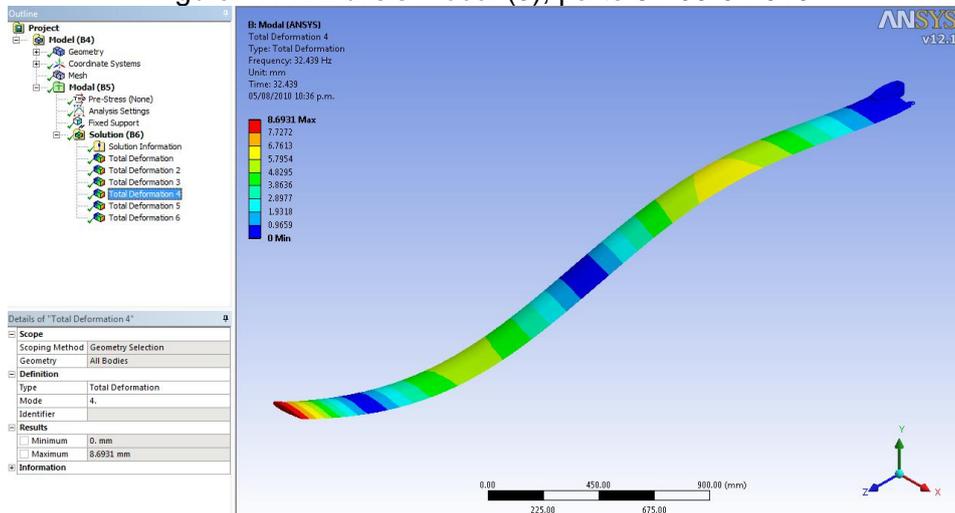


Figura 1.15 Análisis modal (4), parte 67-09-01-010

1.4.2 Simulación de la parte 67-09-01-007

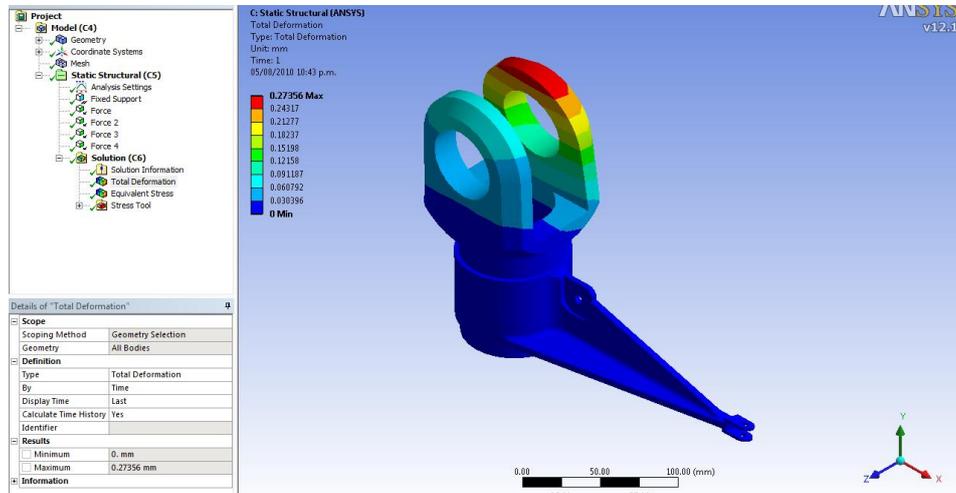


Figura 1.16 Deformación total, parte 67-09-01-007

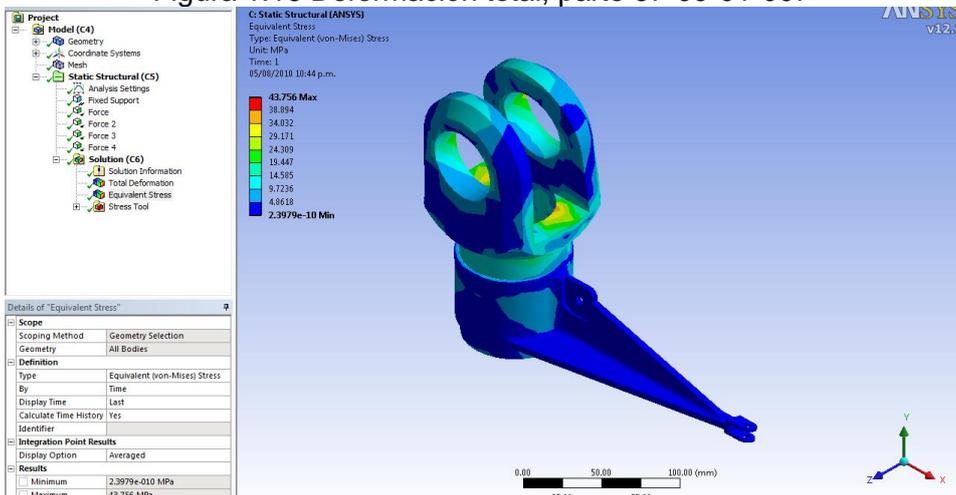


Figura 1.17 Esfuerzos, parte 67-09-01-007

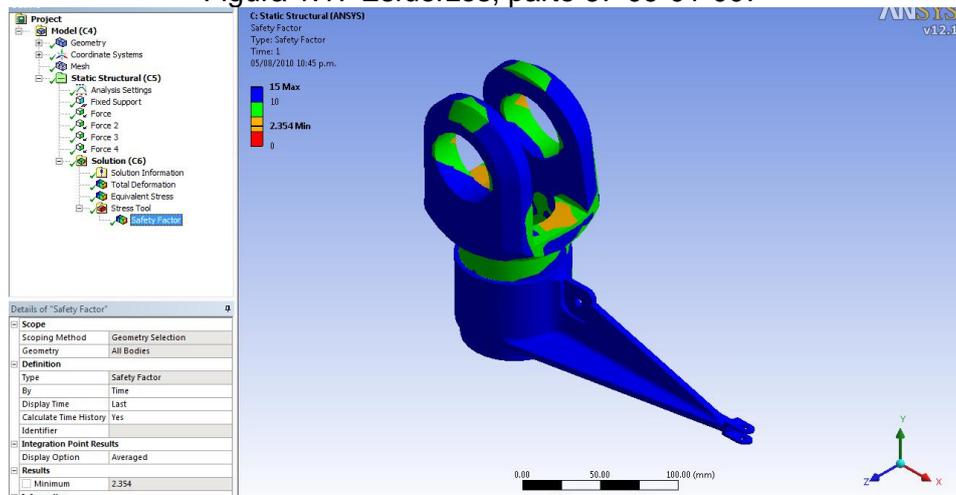


Figura 1.18 Factor de seguridad, parte 67-09-01-007

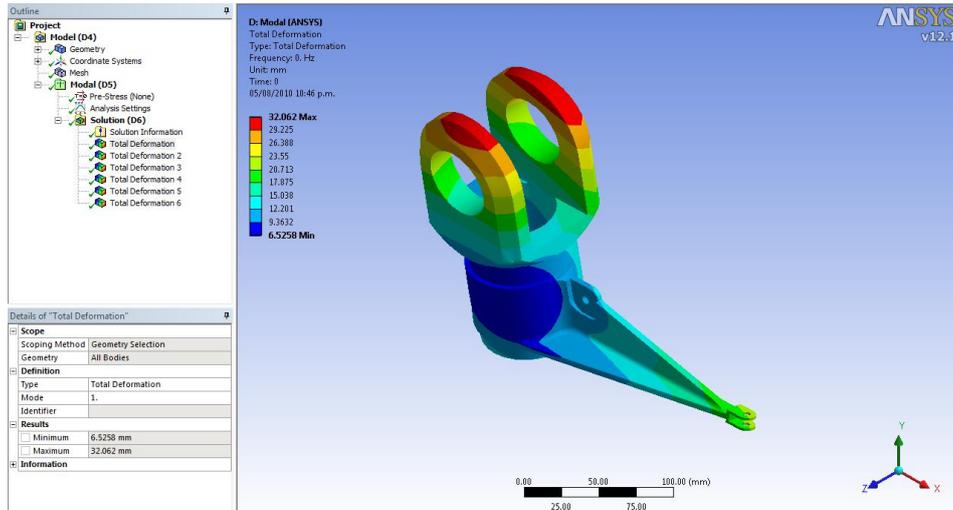


Figura 1.19 Análisis modal (1), parte 67-09-01-007

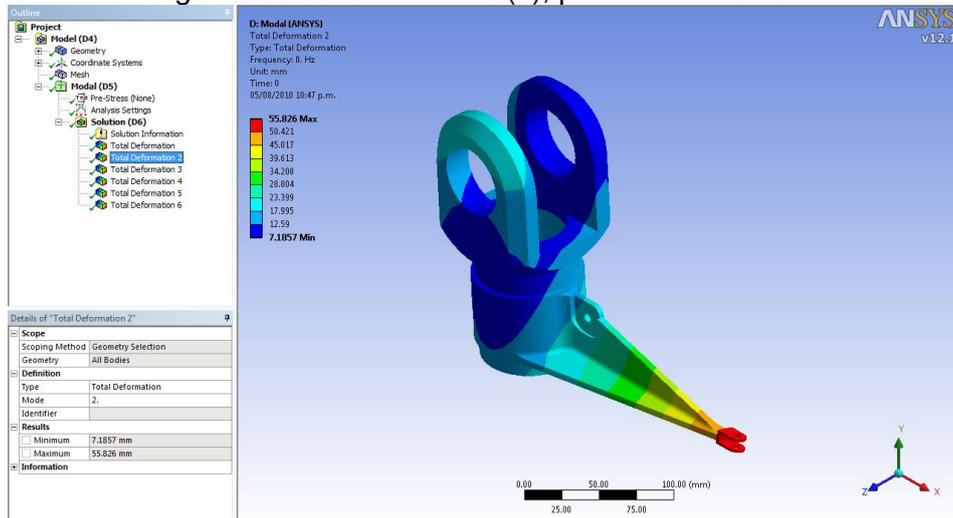


Figura 1.20 Análisis modal (2), parte 67-09-01-007

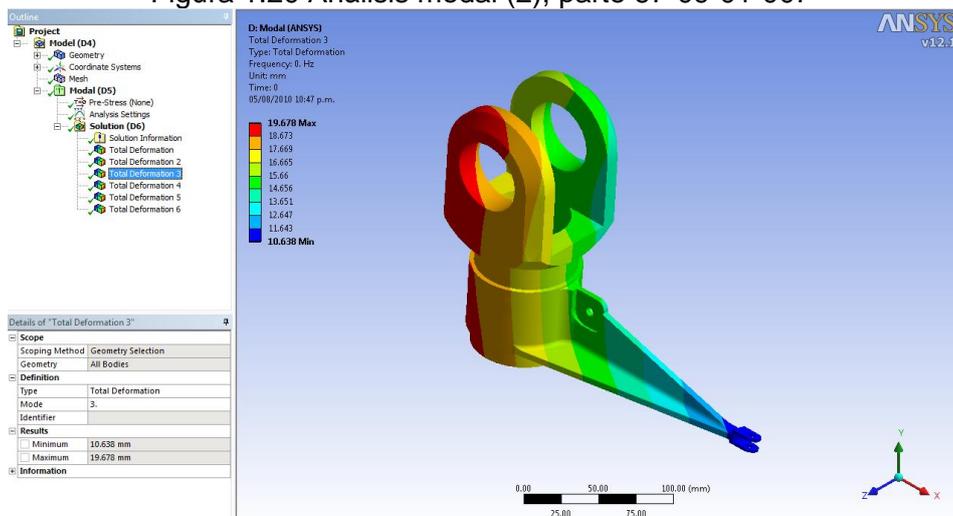


Figura 1.21 Análisis modal (3), parte 67-09-01-007

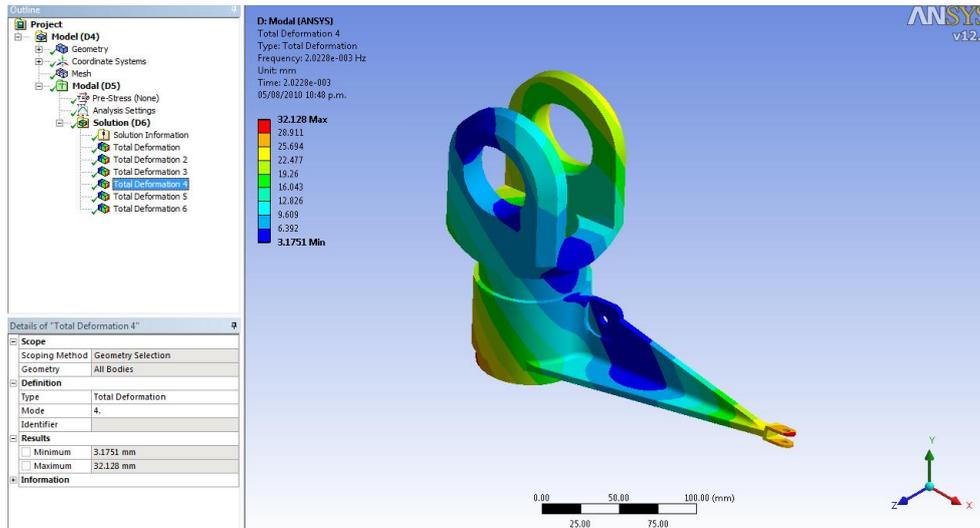


Figura 1.22 Análisis modal (4), parte 67-09-01-007

1.4.3 Simulación de la parte 67-09-01-005

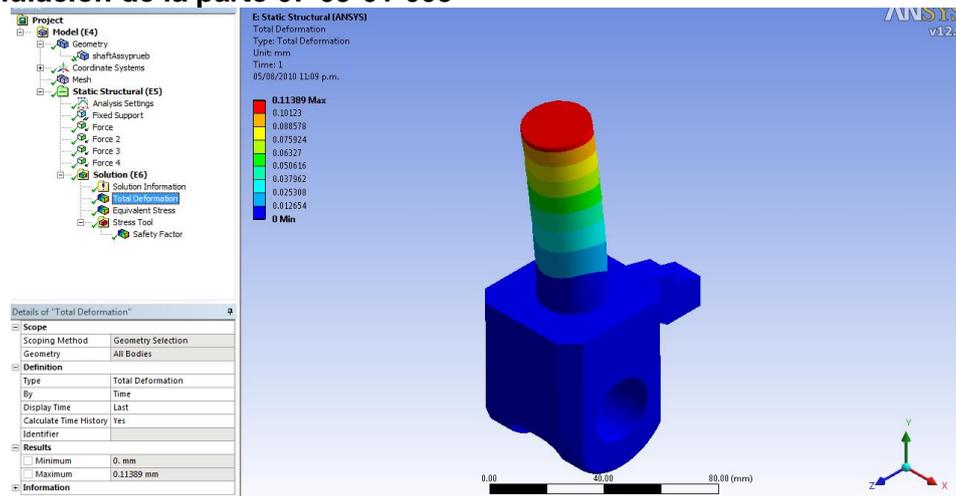


Figura 1.23 Deformación total, parte 67-09-01-005

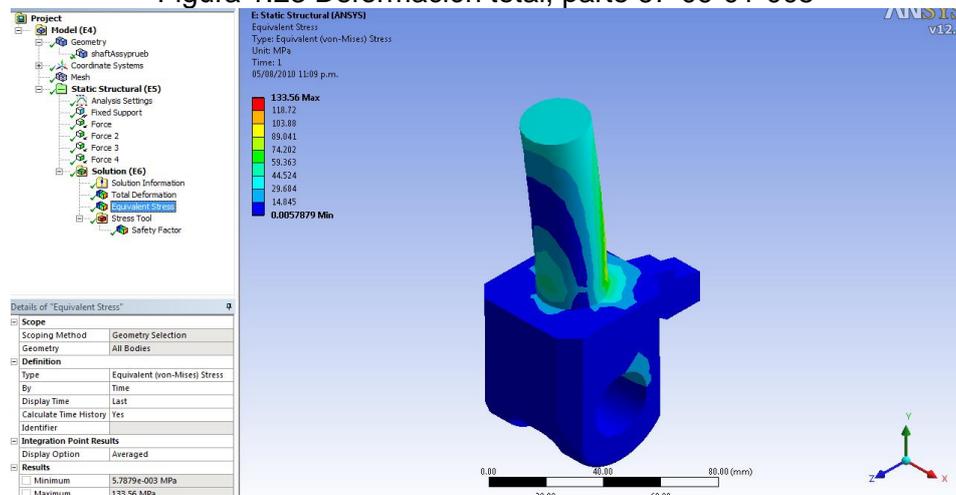


Figura 1.24 Esfuerzos, parte 67-09-01-005

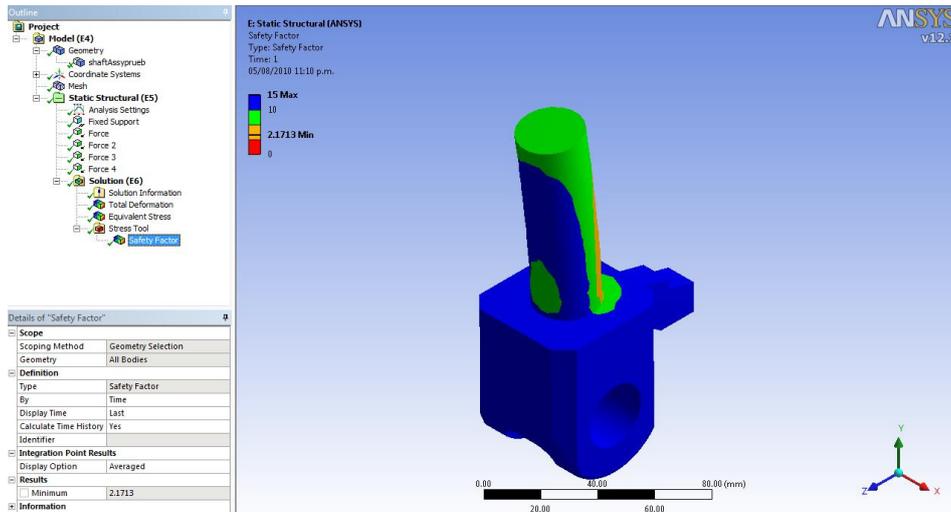


Figura 1.25 Factor de seguridad, parte 67-09-01-005

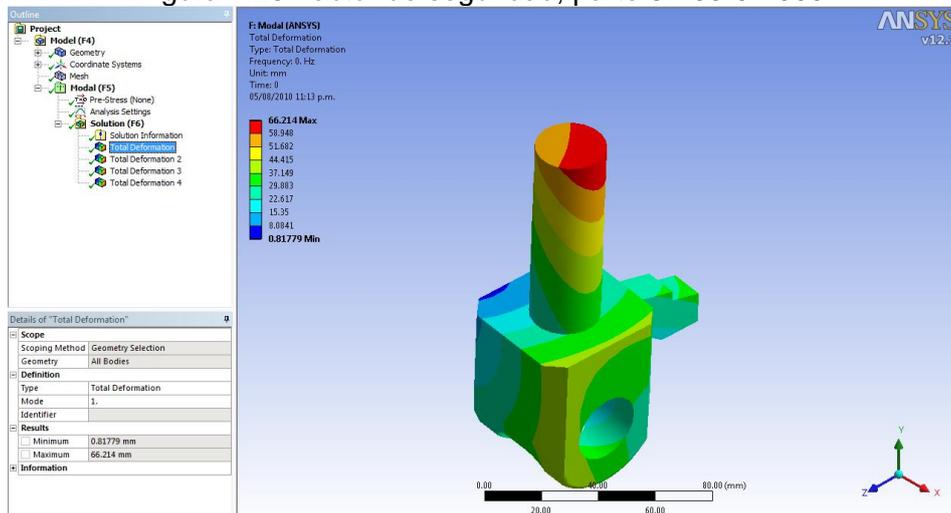


Figura 1.26 Análisis modal (1), parte 67-09-01-005

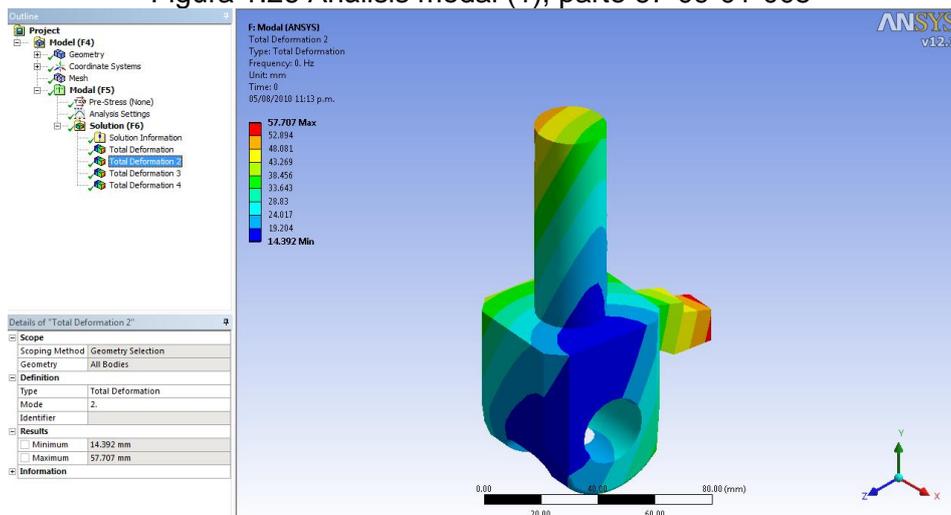


Figura 1.27 Análisis modal (2), parte 67-09-01-005

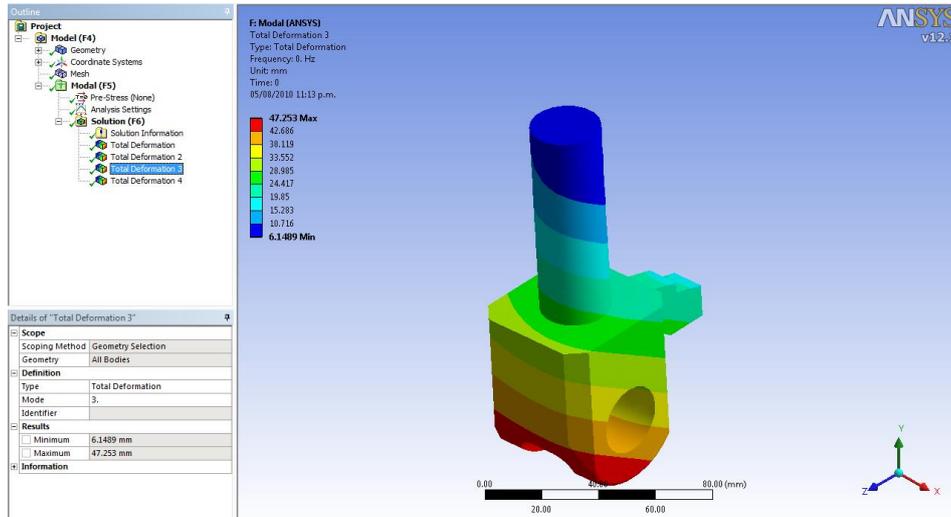


Figura 1.28 Análisis modal (3), parte 67-09-01-005

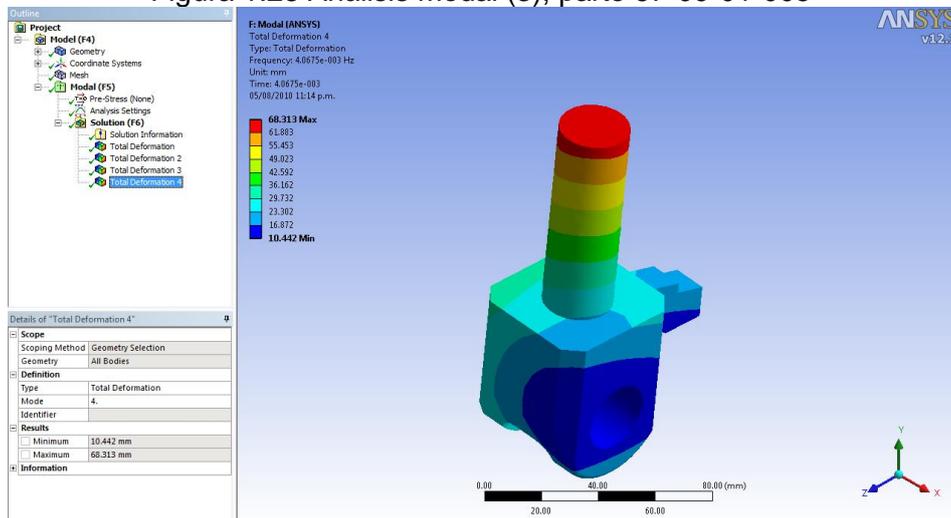


Figura 1.29 Análisis modal (4), parte 67-09-01-005

1.4.4 Simulación de la parte 67-09-01-004

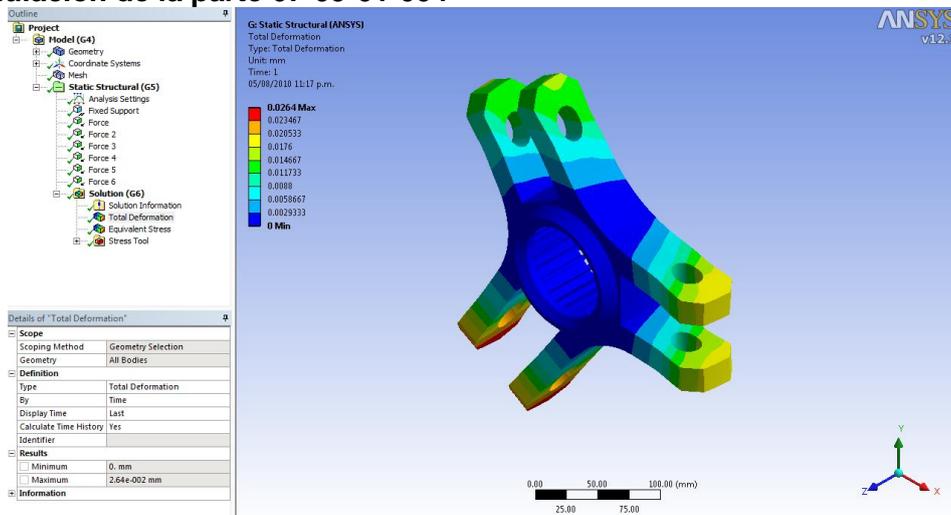


Figura 1.30 Deformación total, parte 67-09-01-004

...

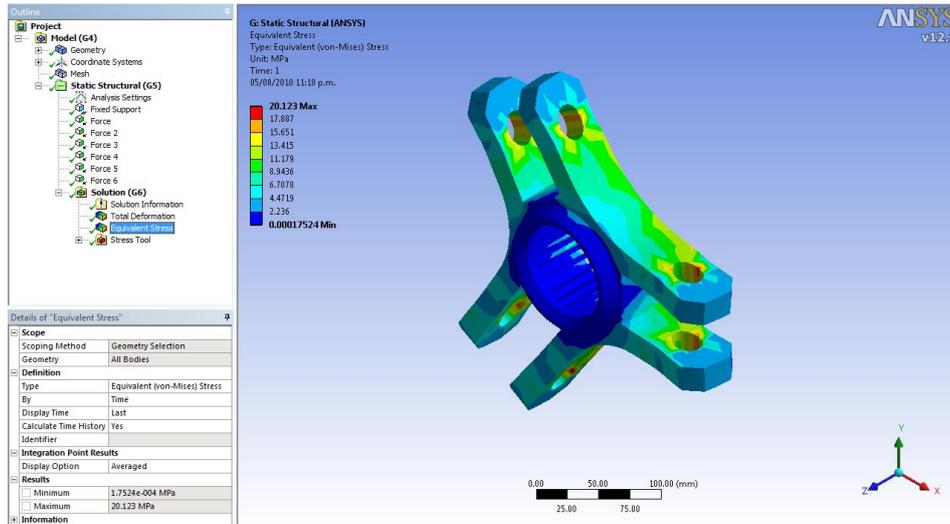


Figura 1.31 Esfuerzos, parte 67-09-01-004

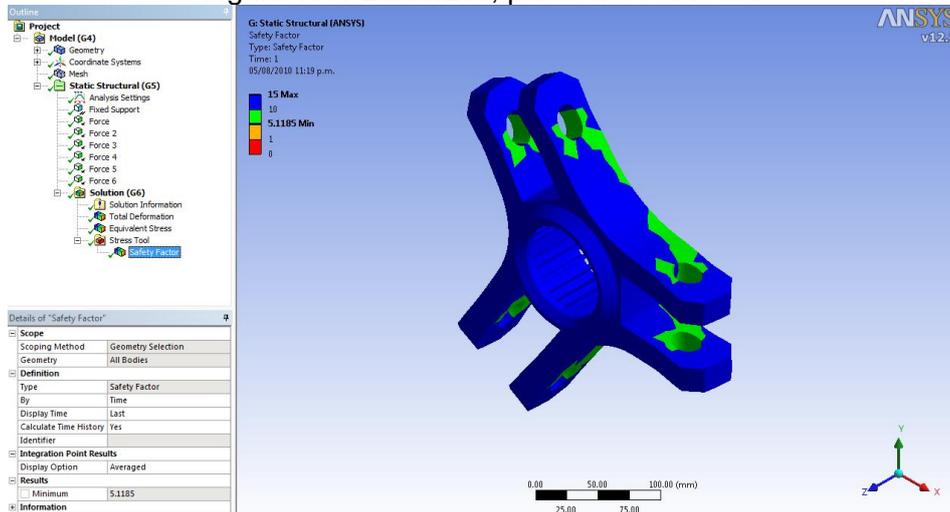


Figura 1.32 Factor de seguridad, parte 67-09-01-004

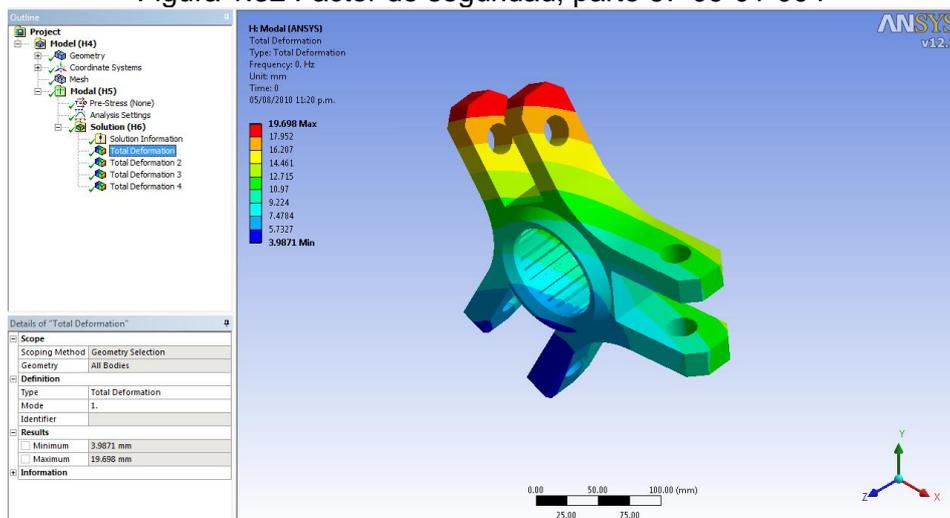


Figura 1.33 Análisis modal (1), parte 67-09-01-004

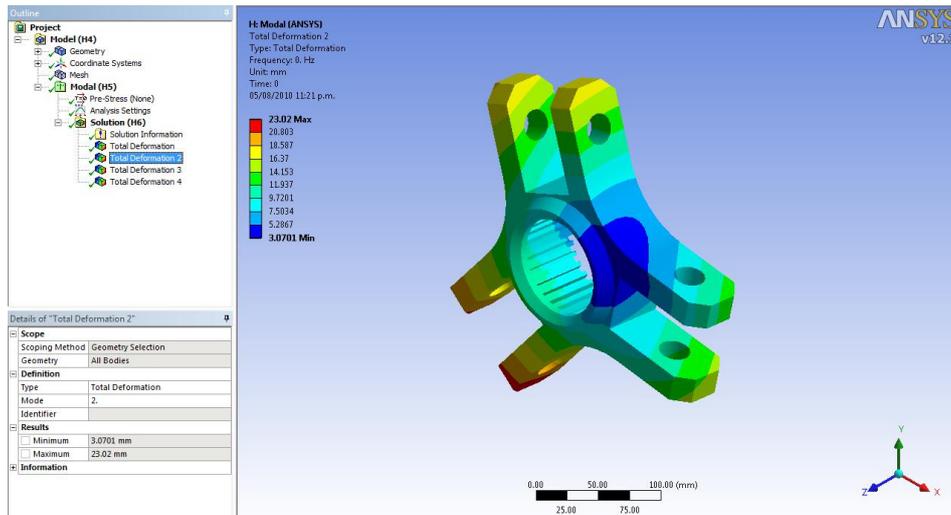


Figura 1.34 Análisis modal (2), parte 67-09-01-004

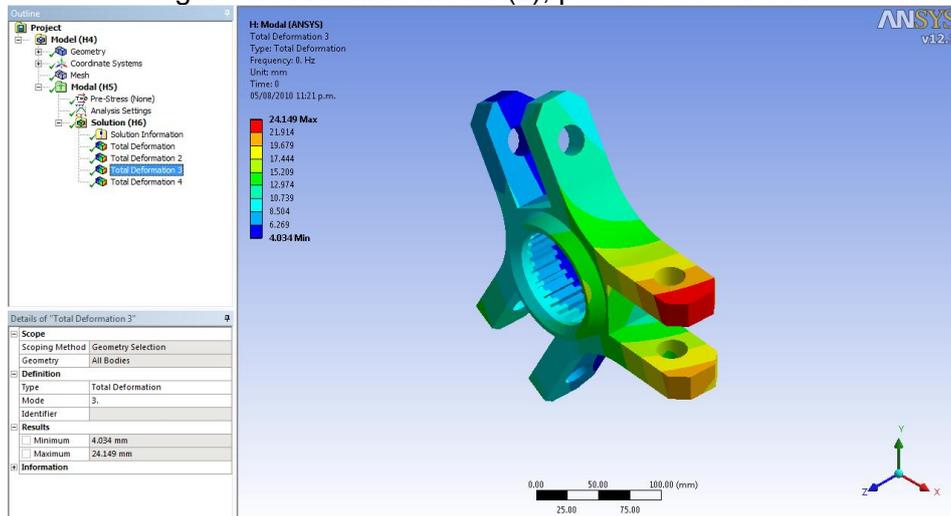


Figura 1.35 Análisis modal (3), parte 67-09-01-004

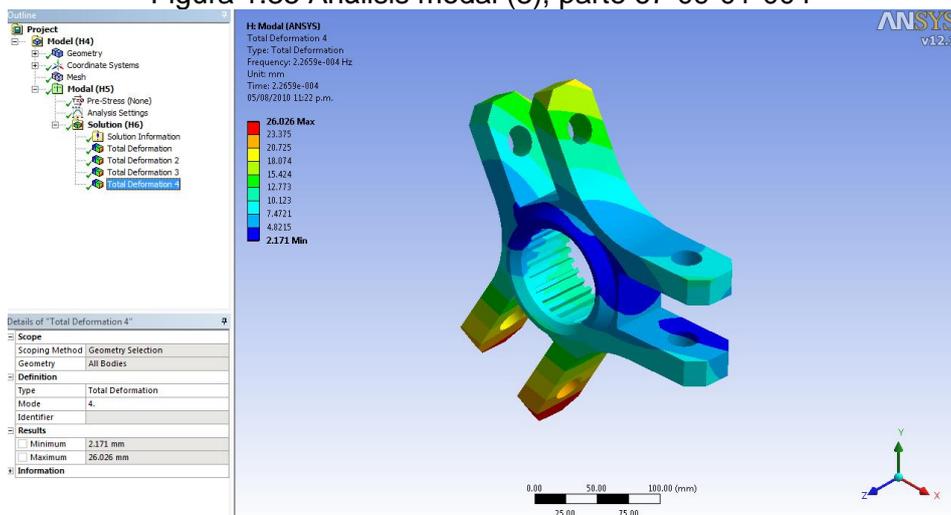


Figura 1.36 Análisis modal (4), parte 67-09-01-004

1.4.5 Simulación de la parte 67-09-01-001

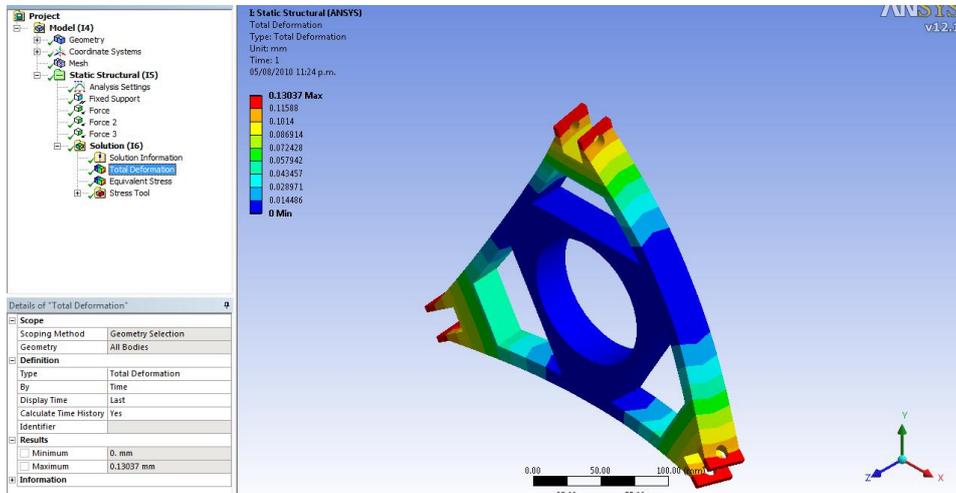


Figura 1.37 Deformación de total, parte 67-09-01-001

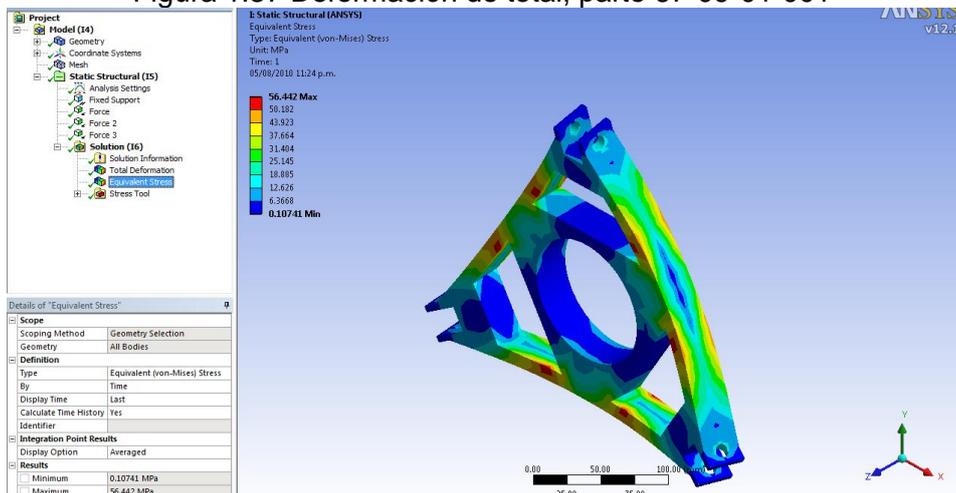


Figura 1.38 Esfuerzos, parte 67-09-01-001

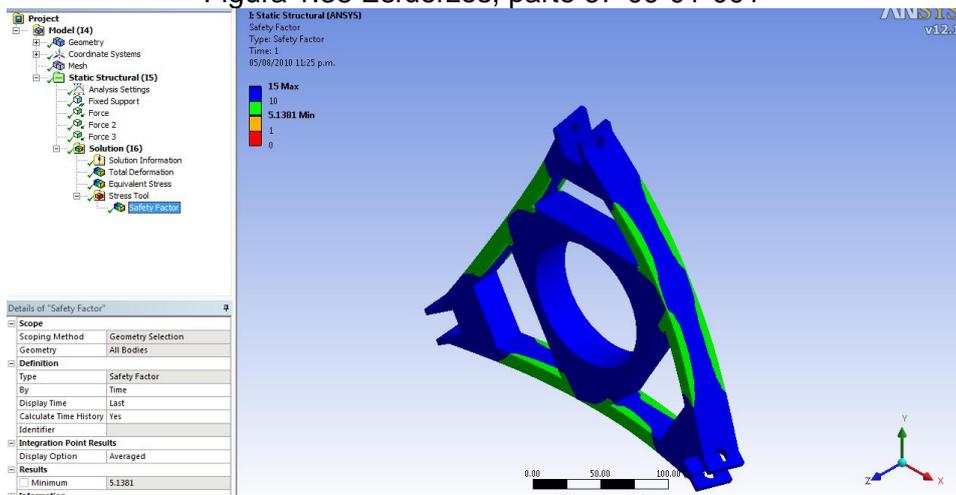


Figura 1.39 Factor de seguridad, parte 67-09-01-001

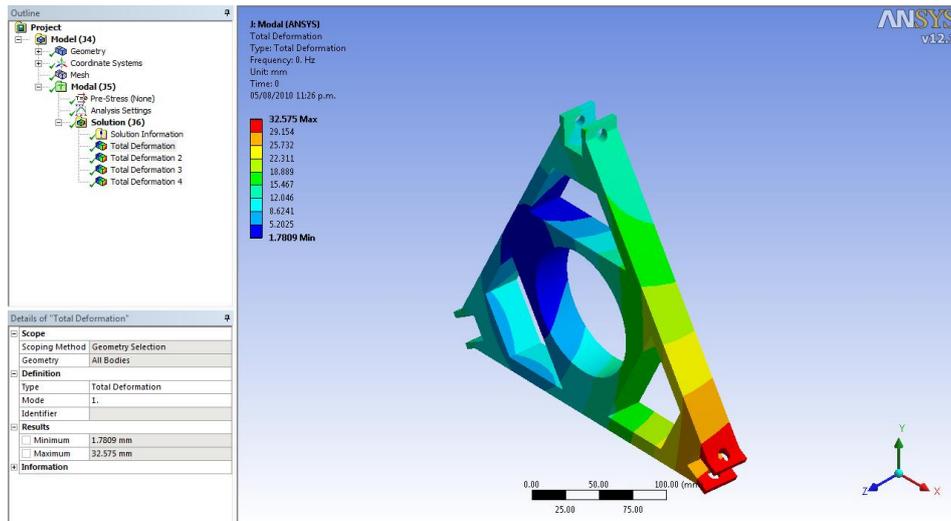


Figura 1.40 Análisis modal (1), parte 67-09-01-001

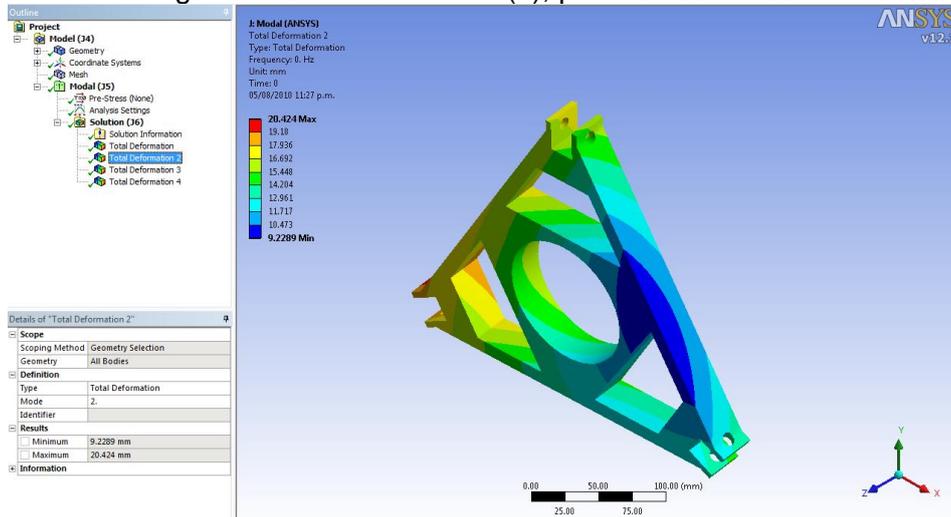


Figura 1.41 Análisis modal (2), parte 67-09-01-001

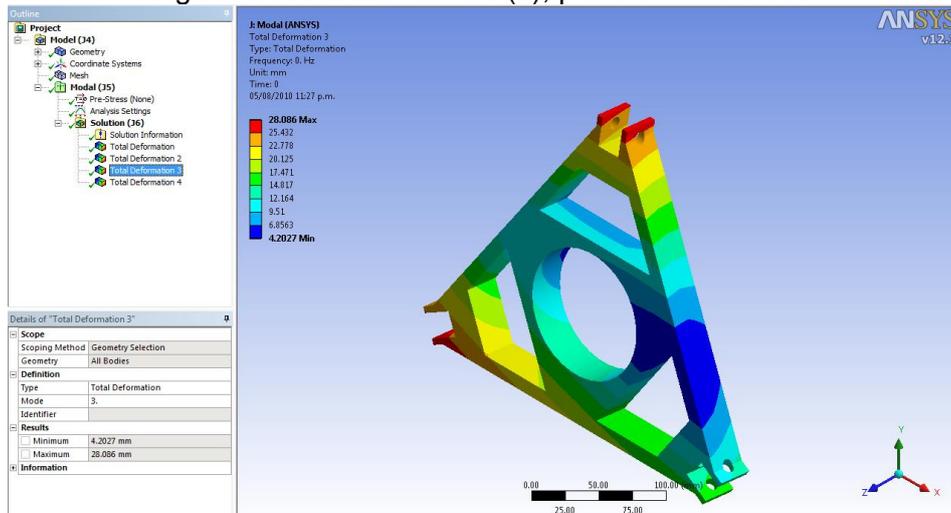


Figura 1.42 Análisis modal (3), parte 67-09-01-001

...

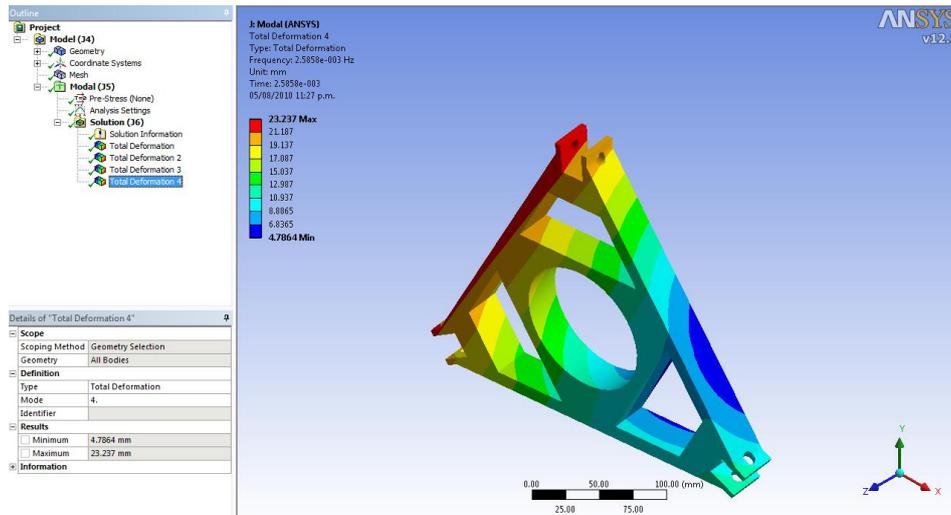


Figura 1.43 Análisis modal (4), parte 67-09-01-001

1.5 Resultados

Tabla 1.4, Análisis de los resultados obtenidos en ANSYS Workbench

Número de parte	Masa (Kg)	Material	Deformación máxima (mm)	Esfuerzo máximo (MPa)	Esfuerzo último de cedencia del material (MPa)	F.S Mínimo	Resistió
67-09-01-010	9.86	Titanio Ti-6Al-4V (Grado 5),	776.76	718.78	950	1.22	Si*
67-09-01-007	3.666	Aluminio 7075-O	0.273	43.756	228	2.35	Si
67-09-01-005	1.157	Aluminio 7075-O	0.113	133.56	228	2.17	Si
67-09-01-004	7.72	Aluminio 7075-O	0.026	20.123	228	5.11	Si
67-09-01-001	4.6869	Aluminio 7075-O	0.130	56.442	228	5.13	Si

*Esta pieza resistió la carga, pero no cumple con el factor de seguridad de 1.5.



Como se puede observar, todas las piezas se simularon exitosamente, la única que no satisfizo al factor de seguridad fue la pala o la pieza 67-09-01-010, donde el esfuerzo de cedencia del material es casi el mismo que el esfuerzo generado en la pala. Se propone otro material para esta pieza, dicho material sería alguna otra aleación de aluminio titanio, Estos materiales tienen un esfuerzo de cedencia mucho mayor. Además de que este tipo de aleaciones proporcionan mejores propiedades mecánicas y con una baja densidad, que se traduce en menor peso.

Es posible percatarse de que todas las piezas cumplieron satisfactoriamente con el requisito del factor de seguridad de 1.5.

1.6 Conclusiones

De acuerdo a la simulación realizada en ANSYS Workbench se considera viable la construcción de este sistema. Cabe destacar que durante el análisis de las piezas, se observó que una de las piezas, la pala, no aguantó como debería, por lo tanto se propuso utilizar un material con mejores propiedades mecánicas. Otra alternativa sería rediseñar la pala, simular de nuevo la pala en Workbench para corroborar si el nuevo arreglo es el correcto.

El presente trabajo contempla plasmar un desarrollo derivado de lo aprendido durante el Seminario de Actualización con opción a Titulación: “Seminario de Desarrollo de Proyectos en Ingeniería de Diseño” cuyo objetivo es aplicar los conocimientos adquiridos durante el mismo. A pesar del gran número de helicópteros actualmente volando, y el hecho de que los helicópteros forman una parte importante de la amplia gama de servicios aéreos (carga, pasajeros, protección civil, etc.), el desarrollo de nuevos diseños de helicópteros ha ocupado siempre un espacio en la instrucción aeronáutica. Éste conjunto de capítulos muestra que dentro de un proyecto escolar es viable la construcción de este sistema de una aeronave de ala rotativa, si bien se necesita aportar nuevos cálculos y estimaciones más precisas, se puede seguir un programa de diseño que pueda desarrollar los conocimientos de los alumnos y aportar proyectos que impulsen la aeronáutica en México que llegue a contar con la calidad para ser competitiva a nivel mundial.

^{1.1} FAR, Sección 27.303

^{1.2} FEM, Finite Element Method (Método de Elemento Finito)

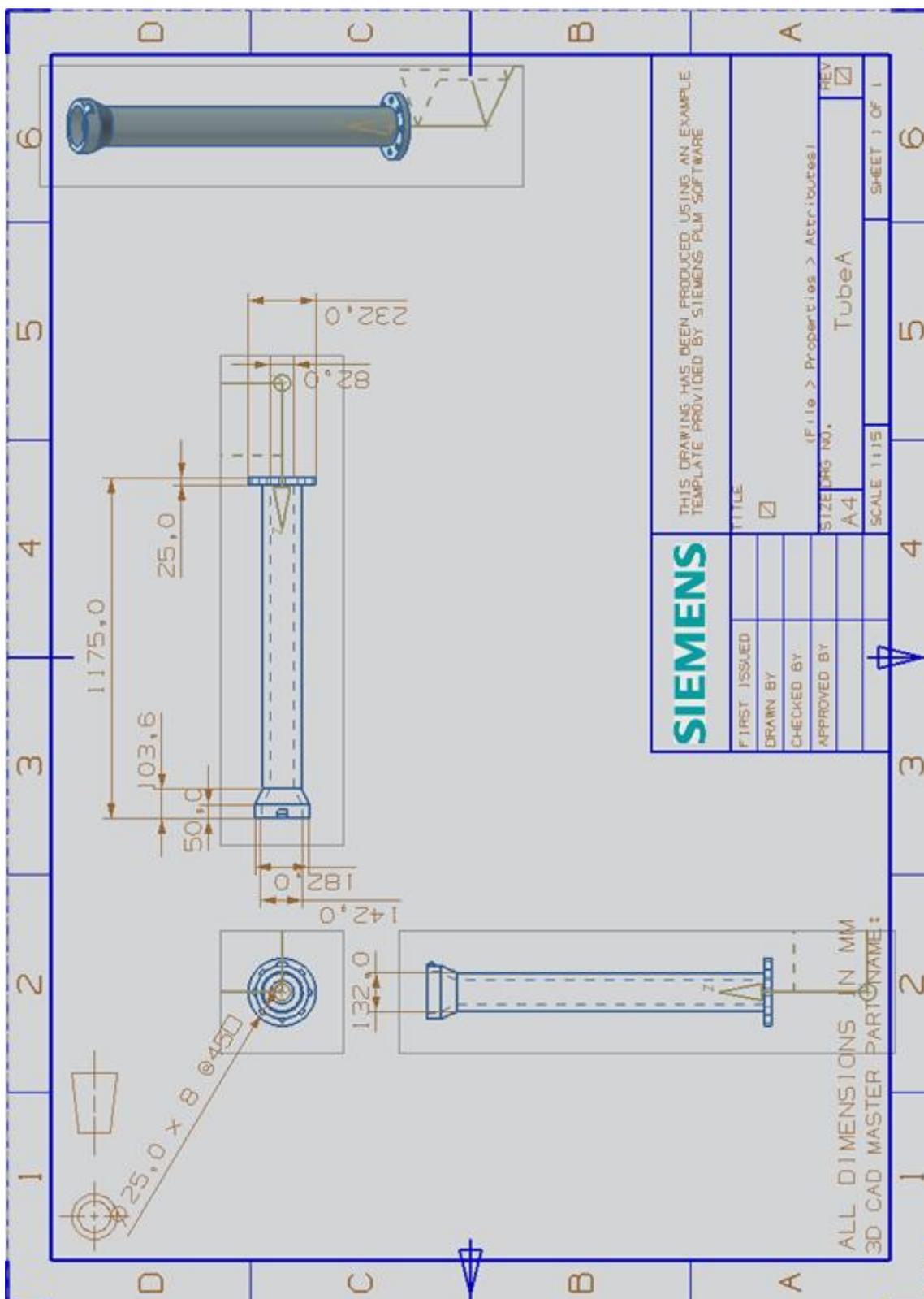


Figura 1.44 Acotación de Tube A

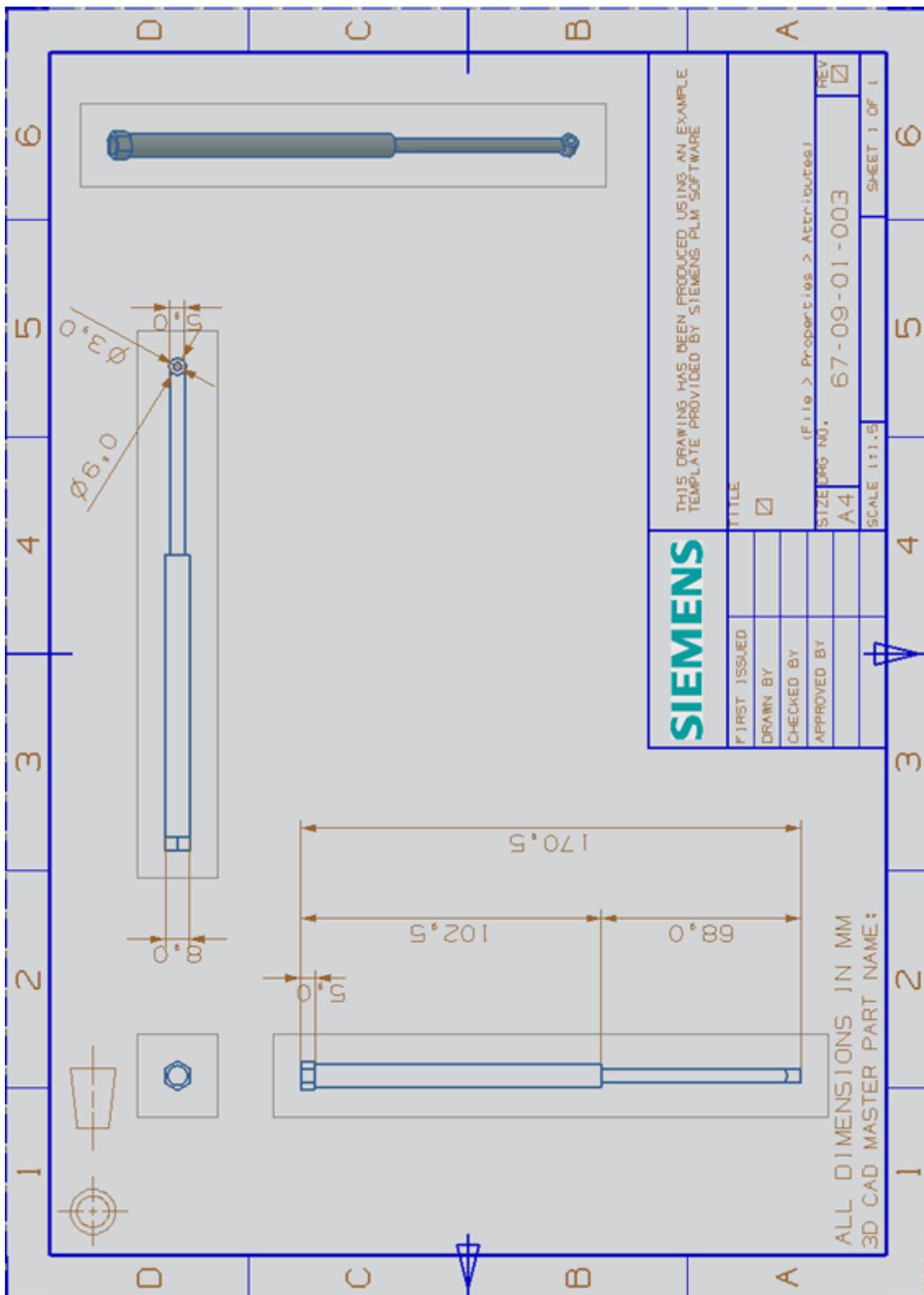


Figura 1.46 Acotación de la parte 67-09-01-003

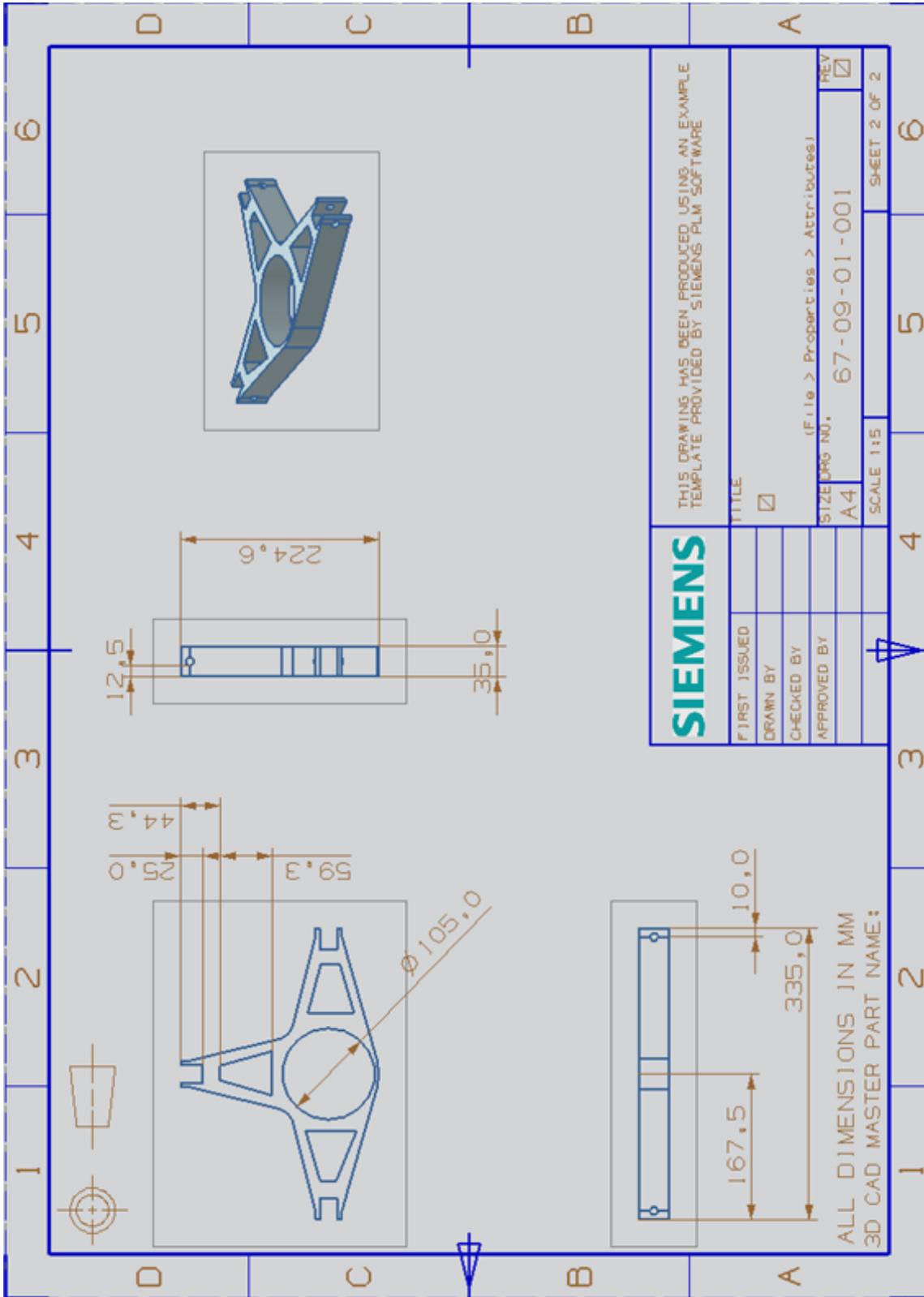


Figura 1.47 Acotación de la parte 67-09-01-001



Capítulo 2 Análisis estructural de las fuerzas existentes en el rotor de cola mediante el uso de un programa de simulación basado en el método de elemento finito

2.1 Objetivo general

Analizar estructuralmente el rotor de cola así como de cada uno de sus componentes mediante el uso de software de simulación de elemento finito ANSYS (Workbench).

2.1.1 Objetivos particulares

1. Determinar cuáles son las fuerzas principales que se generan en el rotor de cola.
2. Calcular matemáticamente las fuerzas que generan en el rotor de cola.
3. Determinar el material óptimo para la construcción del rotor de cola.

2.1.2 Justificación

El rotor de cola es el componente de los helicópteros que contrarresta el par motor que produce el rotor principal, por esta razón, es imprescindible saber cuáles son las fuerzas que actúan en el rotor de cola y sus magnitudes a las cuales va a estar sometido, para poder saber donde se concentrarán los esfuerzos máximos mediante el software mencionado y donde tendrán lugar los desplazamientos máximos de deformación y así conocer el valor numérico de cada uno.

De esta manera, con los resultados obtenidos es posible la elección de los materiales para la construcción de los componentes que integran el rotor de cola y garantizar su resistencia estructural al estar sometido a dichos esfuerzos y desplazamientos producidos por las fuerzas que afectan al mismo.

2.1.3 Alcance

Determinar las fuerzas que actúan en el rotor de cola y su lugar de acción, basándonos en literatura especializada en la materia para realizar la simulación en el software ANSYS (Workbench) de cada uno de sus componentes y del rotor ensamblado, siendo afectado por cada una de las fuerzas para obtener las imágenes resultantes de dicha simulación así como conocer a su vez el área donde se concentran los esfuerzos máximos, los desplazamientos máximos de deformación y sus valores numéricos. Proponer el material óptimo para cada uno de los componentes para su construcción con garantía de resistencia a los valores obtenidos de esfuerzo y deformación.



2.2 Introducción

El rotor de cola, o rotor anti par, es un componente típico en los helicópteros que tienen un único rotor principal que consiste en una hélice montada en el larguero de cola del helicóptero, con un eje de rotación lateral. El empuje que crea está desplazado del centro de gravedad, contrarrestando el par motor creado por el rotor principal, manteniendo el aparato estable en el aire. El paso de las palas del rotor de cola es regulable por el piloto mediante los pedales, esto permite al piloto rotar el helicóptero sobre su eje vertical, proporcionando el control de dirección.

Para realizar el estudio y simulación del rotor de cola de un helicóptero, se debe tomar en cuenta que su diseño tiene mucha similitud con el diseño del rotor principal, y depende mucho de las fuerzas y resultados que presente este mismo para el diseño del rotor de cola. Por esta razón se analizan las fuerzas que actúan en el rotor principal y las fuerzas resultantes que se presentan y afectan dicho rotor para su diseño.

2.2.1 Vuelo estacionario

Las fuerzas que actúan sobre un helicóptero son cuatro.

En vuelo:

1. Levantamiento.
2. Peso.
3. Empuje.
4. Resistencia al avance.

Un perfil es cualquier superficie de una pala o un ala la cual provee una fuerza aerodinámica cuando interactúa con una estela de aire en movimiento. Una superficie con una forma que produce más levantamiento que arrastre cuando se mueve a través del aire o alas, alerones, elevadores timones y hélices son todos ejemplos de perfiles.

El centro de presión de un perfil simétrico se mantiene prácticamente inmóvil a pesar de los cambios en el ángulo de ataque, el centro de presión es el centro imaginario sobre la cuerda del perfil donde se considera que está localizada la resultante de las fuerzas aerodinámicas generadas sobre este.

Una de las razones por las cuales un perfil asimétrico genera inestabilidad, es porque el centro de presión cambia cuando cambia el ángulo de ataque.

Cuando el centro de presión está detrás del punto de pivote sobre una pala del rotor, el ángulo de paso del disco rotor tiende a aumentar. Cuando el ángulo de ataque aumenta el centro de presión se mueve hacia el frente, y si este queda detrás del punto de pivote el ángulo de paso del disco rotor disminuye. Debido a este continuo cambio en el ángulo de ataque en las palas durante cada ciclo de rotación, en las palas se generan, batimientos, torcimientos y retraso de manera considerable.



Definiciones:

Envergadura. Distancia entre el centro de rotación hasta la punta de la pala.

Torcimiento. Cambio entre la línea cordal de la raíz y en la punta de la pala.

El ángulo de paso de una pala es el ángulo formado entre la línea de cuerda y el plano de referencia que contiene el núcleo del rotor. El colectivo cambia el ángulo de paso en las palas, este ángulo es igual en todas las palas sin importar la posición en la que se encuentre el plano rotor y se utiliza para variar la magnitud del empuje. Control de cambio cíclico cambia el paso de la pala en función de la posición de esta en el plano de rotación.

El ángulo de ataque está determinado por la dirección del viento relativo, sin embargo es posible cambiar el ángulo de ataque cambiando el ángulo de paso. Con la manipulación de los pedales, podemos variar el ángulo de ataque de todas las palas del rotor de cola, lo que se traduce en movimiento de cabeceo de la aeronave o una posición estática equilibrada.

Analizando el texto anterior podemos deducir que la fuerza principal que afecta directamente al rotor de cola, es el par torsional producido por el rotor principal debiendo ser contrarrestado por el levantamiento de las palas del rotor de cola que sumando dicho levantamiento de ambas palas se tiene como resultado una fuerza de tracción.

Habiendo conocido las fuerzas que afectan al rotor principal y dado que el anti torque también es un rotor, podemos deducir que las fuerzas que afectan al rotor de cola son las siguientes:

1. Levantamiento
2. Peso
3. Fuerza centrífuga
4. Resistencia al avance

Continuando con la comparación entre rotor principal y rotor de cola, la resultante de las fuerzas aerodinámicas generadas sobre el rotor principal, es similar a la resultante de las fuerzas generadas por el rotor de cola y se deduce lo siguiente;

1. La fuerza de levantamiento se concentra en el centro de presión del perfil al 75 % de la envergadura de la pala.
2. El Peso se concentra en el centro de gravedad del perfil de la pala.
3. La fuerza centrífuga se concentra en el centro de presión del perfil de la pala.
4. La resistencia al avance se concentra en el centro de presiones del perfil al 75 % de la envergadura de la pala.



Tabla 2.1 Características del helicóptero

Radio del rotor principal	R	3.5 m
Peso máximo de despegue	M_{LOW}	650 kg
Peso vacío	E_w	330 kg
Cuerda del rotor principal	c	0.17 m
Ángulo de torcimiento de la pala	q_0	-7°
Número de palas	b	2
Excentricidad	e	0.015
Velocidad tangencial de la punta de pala	U	200 m/s
Potencia	H.P.	150 H.P.
Radio del rotor de cola	$R_{R/C}$	0.6 m
Velocidad tangencial de la punta de pala del r/c	$U_{R/C}$	185 m/s
Cuerda del r/c	$C_{R/C}$	0.11 m
Autonomía	E	3 horas
Capacidad de combustible		80 Kg

2.3 Desarrollo

2.3.1 Cálculo de la fuerza de levantamiento en una pala del rotor de cola

Para desarrollar el cálculo del levantamiento en una de las palas se tomó en consideración lo siguiente:

El rotor principal del helicóptero genera un par torsional que debe ser contrarrestado por el rotor de cola, haciendo uso de la ecuación de momento:

$$M_{rp} = Ft_{rc} * d \quad (2.1)$$

$$Ft_{rc} = \frac{M_{rp}}{d} \quad (2.2)$$

Donde M es el par torsional producido por el rotor principal, d es la distancia que existe entre el mástil del rotor principal y el mástil del rotor de cola, por lo tanto F_t es la fuerza de tracción que debe proporcionar el rotor de cola para contrarrestar el par torsional que produce el rotor principal.

2.3.2 Cálculo de la potencia del rotor principal

Utilizando la expresión matemática número 2.3 es posible calcular la potencia

$$P = M * w \quad (2.3)$$

Donde:

P= potencia.

M= par torsional.

w= velocidad angular.

Se puede calcular M despejando de la ecuación 2.3 obteniendo.

$$M_{rp} = \frac{P_{rp}}{w_{rp}} \quad (2.4)$$

Donde:



M_{rp} Momento del rotor principal.
 P_{rp} Potencia del rotor principal.
 w_{rp} Velocidad angular del rotor principal.

Para obtener el valor de P_{rp} se tiene la siguiente expresión:

$$W_{rp} = \frac{T^{3/2}}{\sqrt{2\rho A}} + \frac{\rho \Gamma S C_{Dpo} U^3}{8} \quad (2.5)$$

Donde:

W_{rp}	Potencia del rotor principal	watts.
T	Tracción del rotor principal	N.
ρ	Densidad del aire a n.m.	Kg/m^3 .
A	Superficie del rotor principal	m^2 .
Γ	Solides de la pala	adimensional
S	Superficie del rotor de cola	m^2 .
C_{Dpo}	Coefficiente de resistencia al avance corregido	adimensional
U^3	Velocidad angular del rotor principal	m^2 .

Cálculo de la superficie o área del disco rotor.

$$S = \pi r^2 \quad (2.6)$$

$$S = \pi \times (3.5m)^2$$

$$S = 38.4845m^2$$

2.3.2.1 Cálculo de la velocidad angular del rotor principal

$V=200$ m/s (velocidad tangencial de la punta de la pala del rotor principal propuesta por la tesina anterior).

$$v = w * R \quad (2.7)$$

Despejando w se tiene:

$$w = \frac{v}{R}$$

$$w = \frac{200m/s}{(3.5m^2)} = 57.1428rad/s$$



2.3.3 Cálculo de la tracción del rotor principal

Peso del helicóptero = 650kg

$$(650\text{kg})(9.81\text{m/s}^2)=6376.5 \text{ N}$$

Calculo de la solidez de la pala Γ .

$$\Gamma = \frac{b * c}{\pi * R} \quad (2.8)$$

$$\Gamma = \frac{(3)(0.17\text{m})}{(\pi)(3.5\text{m})} = 0.04638$$

$$\text{Densidad del aire N.M.M.} = 1.225\text{Kg/m}^3$$

Para calcular el C_{Dpo} se requiere de calcular C_{lm} con la siguiente expresión.

$$C_{lm} = \frac{6Ct}{\Gamma} \quad (2.9)$$

2.3.4 Cálculo del coeficiente de tracción del rotor principal

$$Ct = \frac{T}{\rho \rho V^2 S} \quad (2.10)$$

$$Ct = \frac{6376.5\text{N}}{(1.225\text{Kg/m}^3)(57.1428\text{m}^2)^2(38.4845\text{m}^2)} = 0.003381$$

$$C_{lm} = \frac{(6)(0.003381)}{0.04638} = 0.4374$$

Cálculo del número de Reynolds.

$$Re = \frac{\rho v \rho l}{\mu} \quad (2.11)$$

$$Re = \frac{(1.225\text{kg/m}^3)(185\text{m/s})(0.17\text{m})}{1.7894 \times 10^{-5}\text{kg/m} * \text{s}}$$

$$Re = 2327595.842$$

Con los valores de C_{lm} y el no. De Reynolds conocidos es posible obtener el valor de C_{Dpo} de la gráfica de C_l - C_D para conocer.

$$C_{Dpo} = 0.007$$

Teniendo los valores necesarios los introducimos en la ecuación número 2.5 para calcular la potencia del rotor principal.

$$W_{rp} = \frac{(6376.5\text{N})^{3/2}}{\sqrt{2 \left(\frac{1.225\text{Kg}}{\text{m}^3} \right) (38.4845\text{m}^2)}} + \frac{\left(\frac{1.225\text{Kg}}{\text{m}^3} \right) (0.04638)(38.4845\text{m}^2)(0.007)(200\text{m/s})^3}{8}$$

$$W_{rp} = 67744.5445\text{Watts}$$



2.4 Cálculo del par torsional del rotor principal

Sustituyendo la potencia y la velocidad angular en la ecuación número 2.4 es posible calcular el par torsional producido por el rotor principal.

$$M_{rp} = \frac{(67744.5445W)}{\left(\frac{54.1428rad}{s}\right)}$$
$$M_{rp} = 1185.53Nm$$

2.5 Cálculo de la fuerza de tracción del rotor de cola

Con el valor obtenido de momento del rotor principal y conociendo la distancia entre mástil de ambos rotores es posible calcular la fuerza de tracción necesaria para el rotor de cola con la ecuación número 2.2

$$Ft = \frac{1185.53Nm}{4.6581m}$$
$$Ft = 254.5092N$$

2.5.1 Cálculo del levantamiento de una pala del rotor principal

Dividiendo este valor de tracción del rotor de cola se calcula la fuerza de levantamiento que proporciona cada una de las palas del mismo.

$$L = \frac{T}{2} \quad (2.12)$$

$$L = \frac{254.5092N}{2}$$
$$L = 127.2546N$$

2.6 Cálculo de la fuerza de resistencia al avance en la pala del rotor de cola

La expresión para calcular la fuerza de resistencia al avance se obtiene haciendo un estudio de un segmento de la pala (diferencial de pala).

Sabiendo que la expresión de la fuerza de resistencia al avance es:

$$D = \frac{1}{2} \rho V^2 C_D S \quad (2.13)$$

Y con la ayuda del siguiente diagrama de la pala del rotor de cola es posible obtener la expresión para encontrar la fuerza de resistencia al avance.

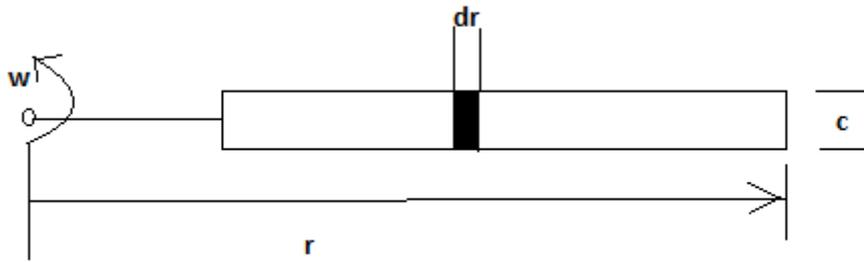


Figura 2.1 Elemento diferencial de la pala

$$\begin{aligned}
 dD &= \frac{1}{2}(\omega * r)^2 c dr C_D \\
 D &= \frac{1}{2} \omega^2 c C_D \int_0^R R^2 dr \\
 D &= \frac{1}{6} \omega^2 c C_D R^3 \\
 D &= \frac{\rho \omega^2 c C_{Dpo} R^3}{6} \tag{2.14}
 \end{aligned}$$

Donde:

- ρ = densidad del aire N.M.N.
- ω = velocidad angular.
- C = cuerda de la pala.
- C_{Dpo} = coeficiente de resistencia al avance corregido.
- R = radio del rotor de cola.

2.6.1 Cálculo del coeficiente de tracción del rotor de cola

Para calcular el C_{Dpo} , se requiere de calcular el coeficiente de tracción con la ecuación número 2.10 para el rotor de cola, con el cual se ingresa en la ecuación número 2.9 para ingresar con los valores calculados en la gráfica de C_L - C_D y obtener el valor de C_{Dpo} .

Para calcular la velocidad angular del rotor de cola se utiliza un valor de velocidad de punta de pala propuesto por la tesina anterior, que es de 185m/s, un valor de radio de 0.65m y un valor de cuerda de 0.115m.

Multiplicando este valor por el radio obtenemos la velocidad angular.

$$\begin{aligned}
 &= \left(\frac{185m}{s}\right) (0.65m) \\
 &= 284.6153 rad/s
 \end{aligned}$$

Área del disco (S).

$$\begin{aligned}
 S &= \pi(0.65)^2 \\
 S &= 1.3273m^2
 \end{aligned}$$



Solidez de la pala del rotor de cola (Γ).

$$\Gamma = \frac{b * c}{\pi * R}$$

$$\Gamma = \frac{2(0.115m)}{\pi * (0.65)}$$

$$\Gamma = 0.1126$$

Sustituyendo valores para C_T .

$$C_T = \frac{254.5092N}{\left(\frac{1.225Kg}{m^3}\right) \left(\frac{284.6153m}{s} * 0.65m^2\right)^2 (1.3273m^2)}$$

$$C_T = 0.004573$$

Sustituyendo valores para C_{lm} .

$$C_{lm} = \frac{6C_T}{\Gamma}$$

$$C_{lm} = \frac{6(0.004573)}{0.1126}$$

$$C_{lm} = 0.2436$$

Número de Reynolds.

$$Re = \frac{vl}{\mu}$$

$$Re = \frac{\left(\frac{1.225Kg}{m^3}\right) \left(\frac{284.6153rds}{s}\right)}{1.7894 \times \frac{10^{-5}Kg}{m} * s}$$

$$Re = 1456459$$

Con el valor de C_{lm} y Re se obtiene el valor de C_{Dpo} corregido de la gráfica de C_L - C_D del perfil:

$$C_{Dpo} = 0.006$$

Sustituyendo los valores requeridos y calculados anteriormente en la ecuación número 2.14.

$$D = \frac{\left(\frac{1.225Kg}{m^2}\right) \left(\frac{284.6153rad}{s}\right) (0.006)(0.65)^3}{6}$$

$$D = 3.1339N$$

2.7 Cálculo de la fuerza centrífuga de la pala del rotor de cola

Con la siguiente expresión es posible determinar la fuerza centrífuga del rotor de cola:

$$F_c = \frac{m * V^2}{R} \quad (2.15)$$

Donde:

m= Masa de la pala.



$V^2 =$ Velocidad angular del rotor de cola.

$R =$ Radio del rotor de cola.

El valor de la masa de la pala del rotor de cola fue extraído de la información que proporciona el software ANSYS Workbench al importar el dibujo de la pala, dicho valor es de 0.12742Kg.

Sustituyendo valores en la ecuación número 2.15:

$$F_c = \frac{(0.12742Kg)(284.6153rad/s)^2}{0.65m}$$
$$F_c = 6709.205677N$$

2.8 Cálculo del peso de la pala del rotor de cola

Para calcular el peso de la pala del rotor de cola sola se requiere de multiplicar la masa de la misma por la fuerza de gravedad.

$$Peso = m * g$$
$$Peso = (0.12742Kg) \left(\frac{9.81m}{s^2} \right)$$
$$Peso = 1.25N$$

Calculadas las cuatro fuerza principales que afectan el rotor de cola, se procede a importar la geometría de dicho rotor al software ANSYS Workbench, para la simulación de cargas donde se aplican cada una de las fuerzas mencionadas en las posiciones siguientes:

- La fuerza de levantamiento se ubica en el centro de presión del perfil al 75% de la envergadura de la pala
- El peso se ubica en al centro de gravedad del perfil de la pala
- La fuerza centrífuga se ubica en el centro de presión del perfil de la pala
- La resistencia al avance se ubica en el centro de presiones del perfil al 75% de la envergadura de la pala
- La fuerza de resistencia al avance fue omitida debido a que por su magnitud tan pequeña se considera despreciable para este estudio

2.9 Imágenes de simulación en el software ANSYS

2.9.1 Simulación de la fuerza de levantamiento

En la figura 2.2 se puede apreciar el esfuerzo equivalente concentrado en la parte superior donde se aprecia el color rojo, con una magnitud de 5.8722×10^6 Pa

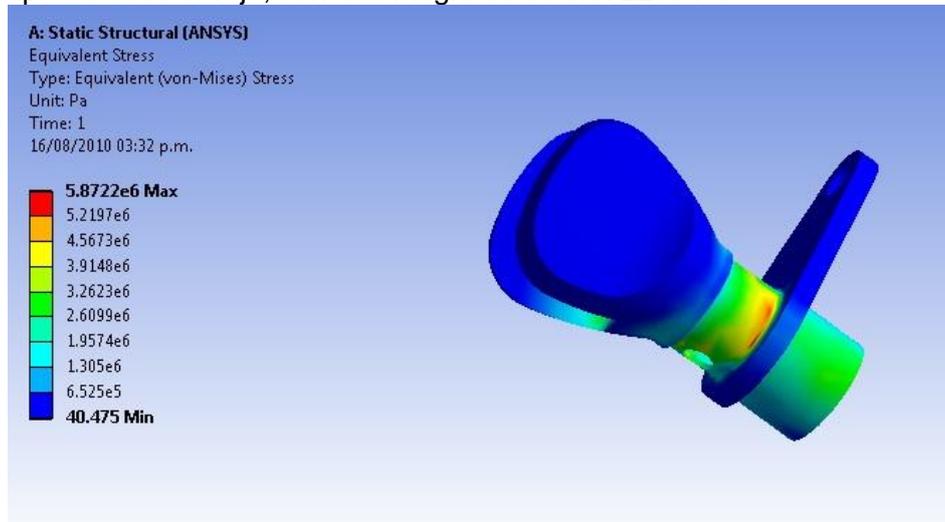


Figura 2.2 Esfuerzo equivalente

En la figura 2.3 se puede ver donde la deformación total tuvo su mayor desplazamiento que fue de 8.1668×10^{-6} m

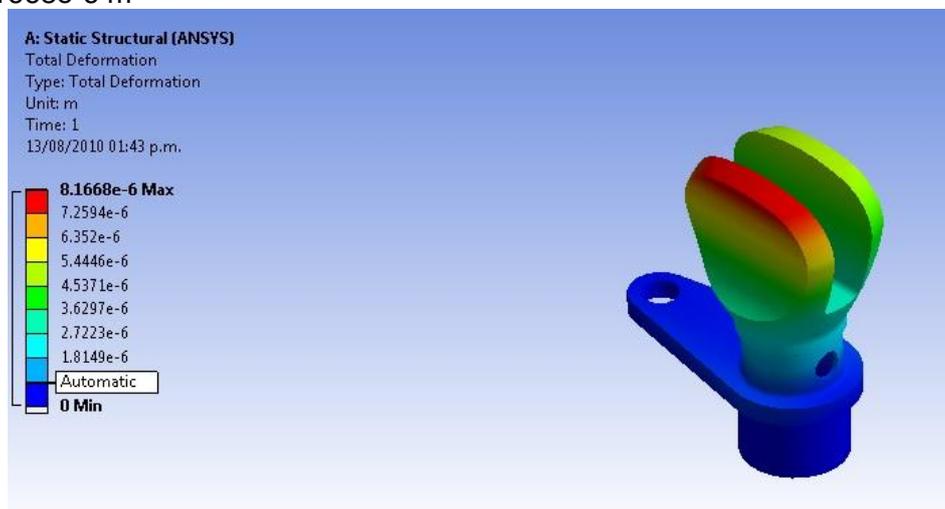


Figura 2.3 Deformación total

En la figura 2.4 se puede apreciar donde se concentra el esfuerzo equivalente con magnitud de 1.7299×10^7 Pa del rotor de cola completo

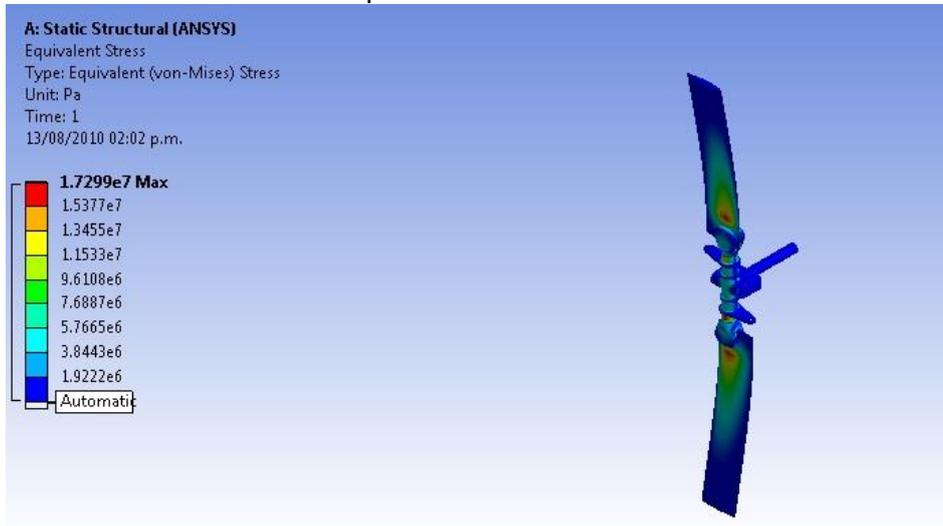


Figura 2.4 Esfuerzo equivalente del conjunto de rotor de cola

En la figura 2.5 se puede apreciar la deformación total que tuvo el rotor de cola con un valor de desplazamiento de 0.0018749 m ubicada con el color rojo.

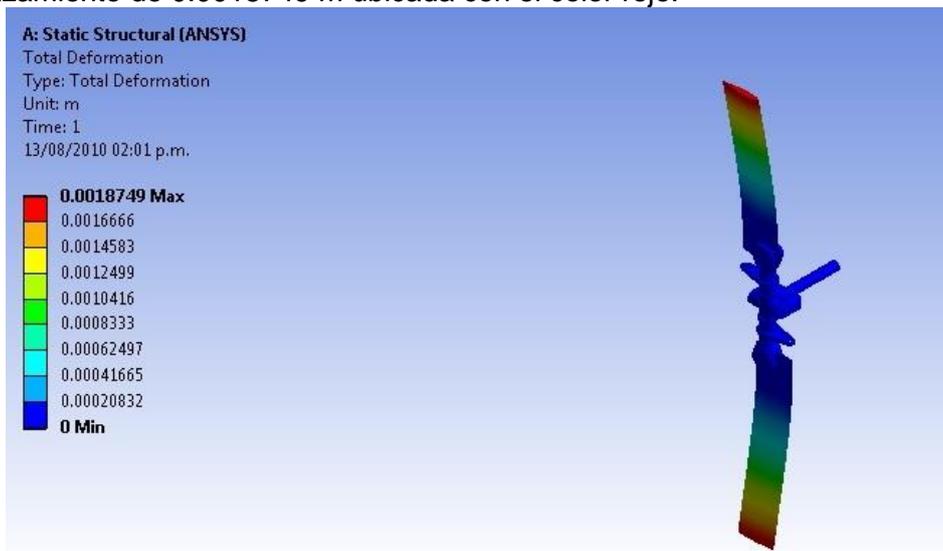


Figura 2.5 Deformación total del conjunto de rotor de cola

En la figura 2.6 se puede observar donde se concentró el esfuerzo equivalente en la pala del rotor con una magnitud de $1.843e7$ Pa ubicado donde se encuentra el color rojo

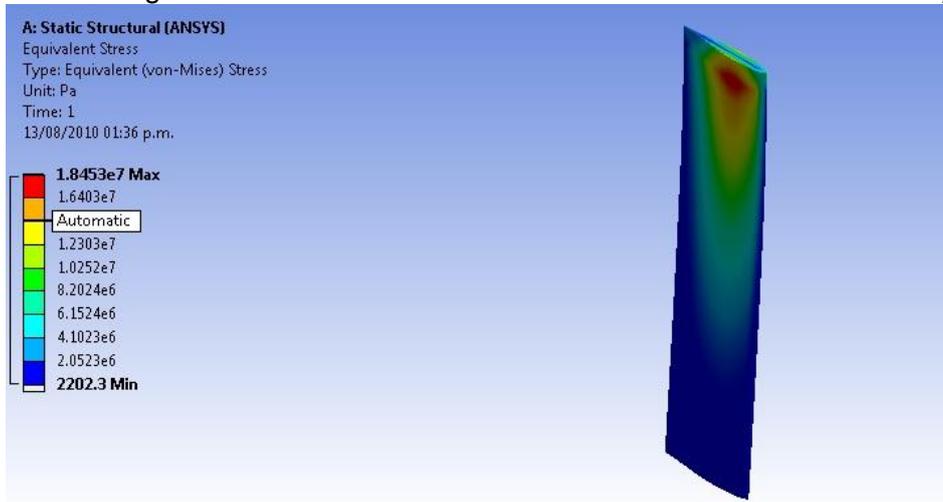


Figura 2.6 Esfuerzo equivalente de la pala del rotor de cola

En la figura 2.7 se puede apreciar la deformación total que tuvo lugar en la punta de la pala identificado con el color rojo con un desplazamiento máximo de 0.00090946 m

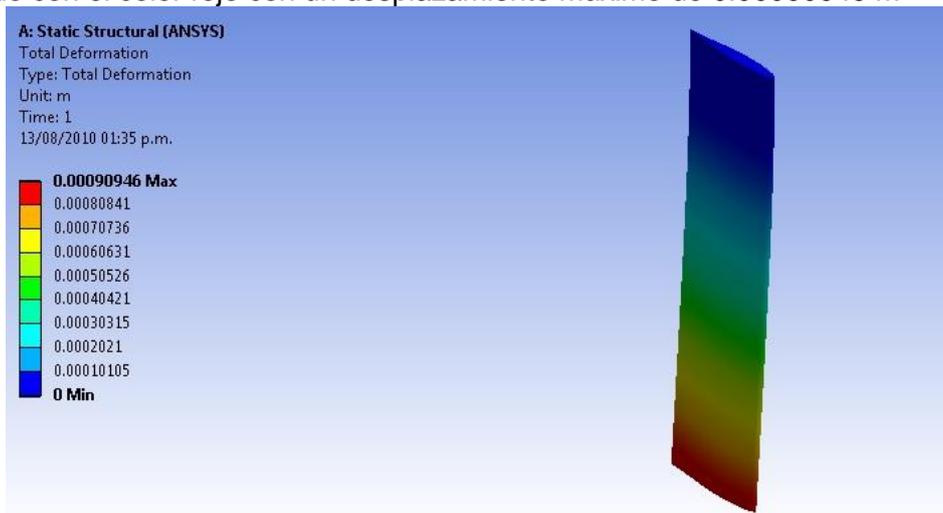


Figura 2.7 Deformación total de la pala del rotor de cola

En la figura 2.8 se puede apreciar donde se concentra el esfuerzo equivalente señalado con la banderilla roja con una magnitud máxima de $6.7554e5$ Pa

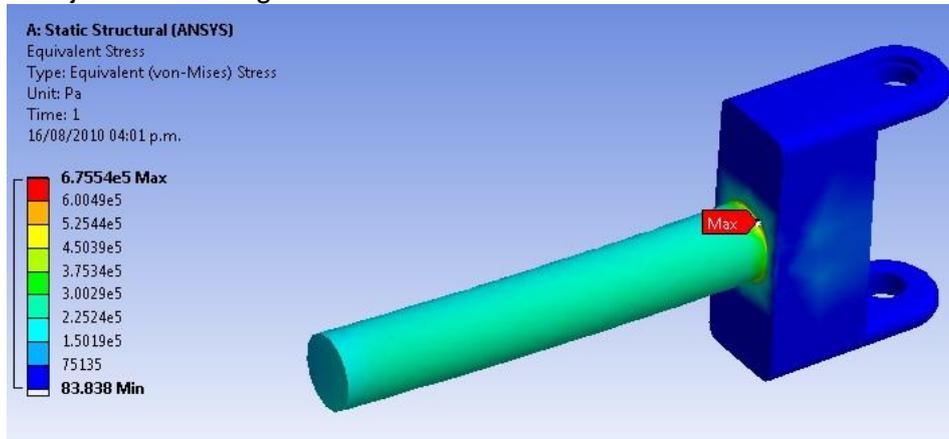


Figura 2.8 Esfuerzo equivalente

En la figura 2.9 se puede apreciar donde se tiene el mayor desplazamiento con un valor de $5.762e-7$ m de deformación máxima

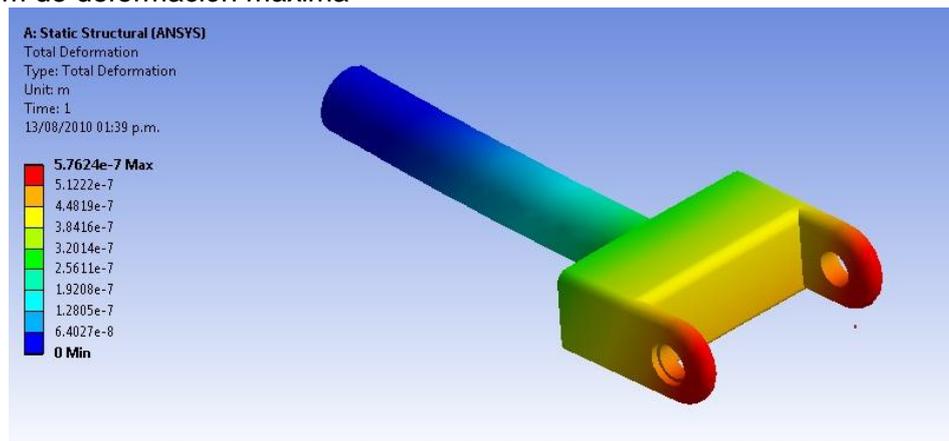


Figura 2.9 Deformación total

En la figura 2.10 se puede observar la deformación total del componente, la ubicación de éste se muestra en color rojo, teniendo un desplazamiento máximo de $3.9284e-7$ m

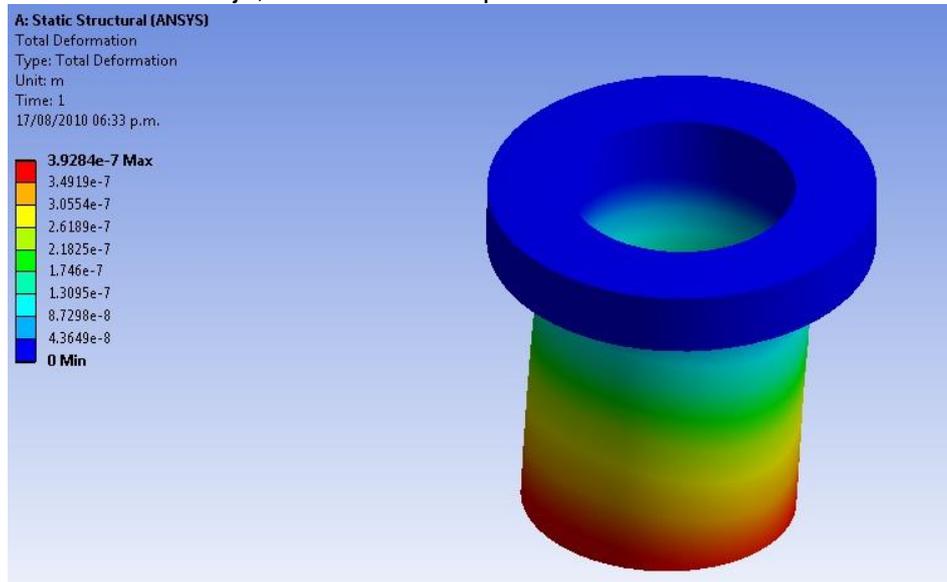


Figura 2.10 Deformación total

En la figura 2.11 se puede observar el esfuerzo que se concentra la zona denotada con el color rojo con un valor máximo de $1.3829e6$ Pa

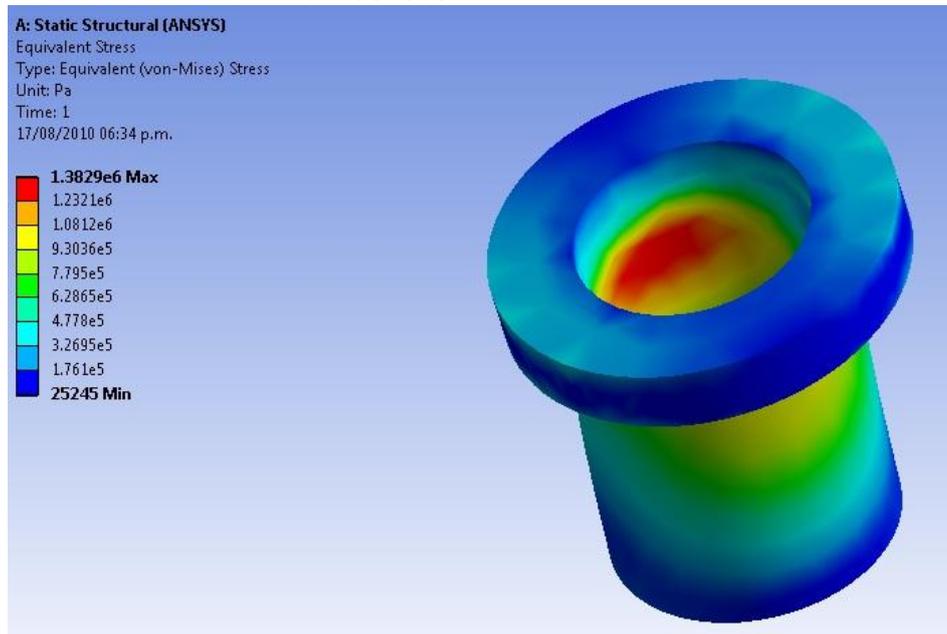


Figura 2.11 Esfuerzo equivalente

2.9.2 Simulación de la fuerza centrífuga.

En la figura 2.12 se puede apreciar la deformación total que tuvo un desplazamiento máximo de 9.6847×10^{-6} m denotando la zona de dicho desplazamiento con el color rojo.

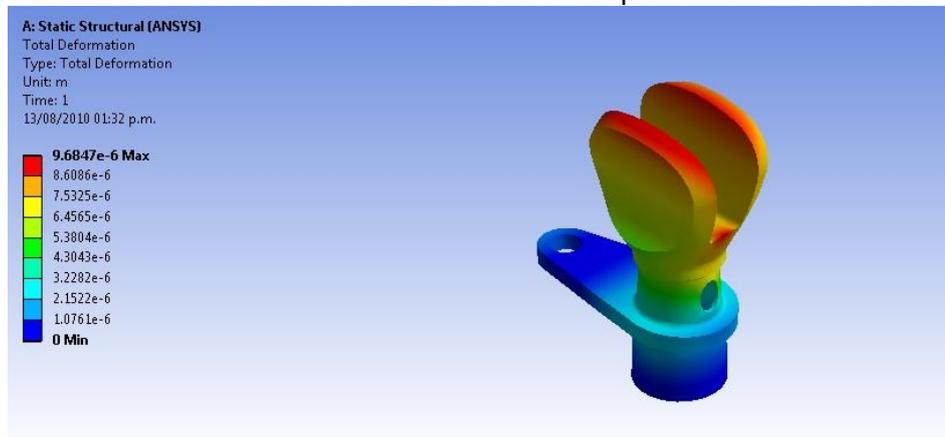


Figura 2.12 Deformación total debida a la fuerza centrífuga

En la figura 2.13 se puede apreciar denotado con color rojo, el lugar donde se tuvo la mayor concentración del esfuerzo equivalente con una magnitud máxima de 6.3845×10^7 Pa.

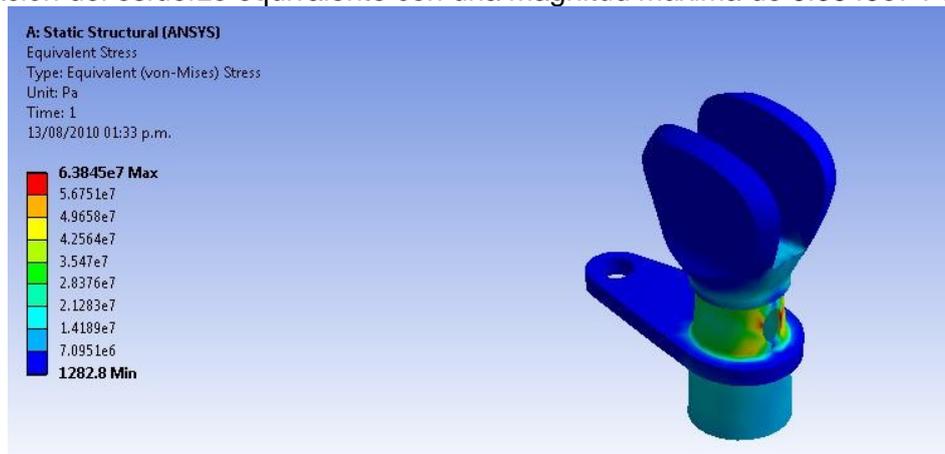


Figura 2.13 Esfuerzo equivalente debido a la fuerza centrífuga

En la figura 2.14 se aprecia denotado con color rojo el lugar donde se concentra el esfuerzo máximo con magnitud de 1.1643×10^8 Pa, del rotor de cola completo.

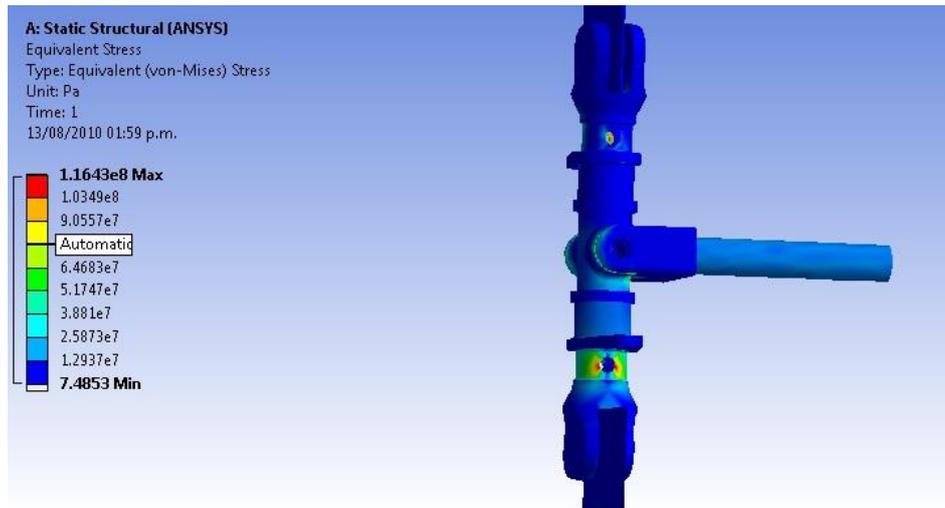


Figura 2.14 Esfuerzo equivalente en el conjunto de rotor de cola debido a la fuerza centrífuga

En la figura 2.15 se aprecia donde se tuvo el desplazamiento máximo en el rotor de cola denotado con el color rojo, con una deformación total de 0.001256 m

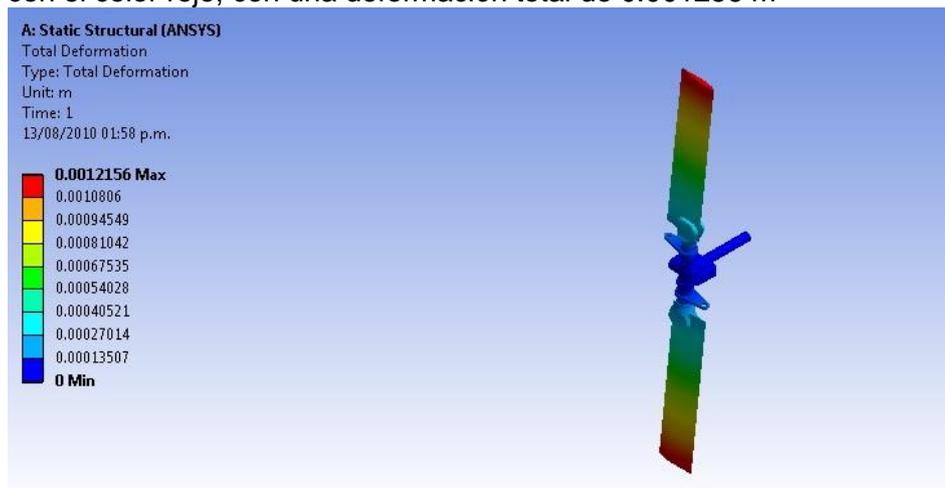


Figura 2.15 Deformación total en el conjunto de rotor de cola debido a la fuerza centrífuga

En la figura 2.16 se puede apreciar donde tuvo lugar la concentración del esfuerzo con una magnitud máxima de $9.5973e6$ Pa denotado con color rojo.

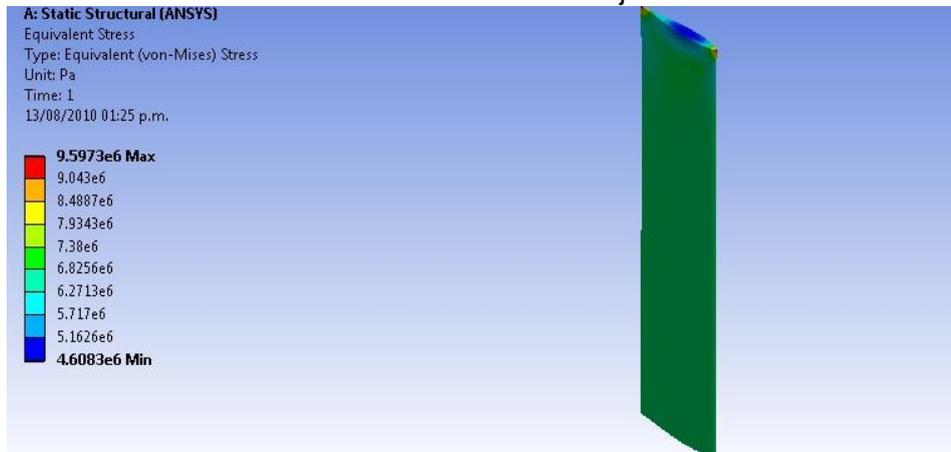


Figura 2.16 Esfuerzo equivalente de la pala del rotor de cola debido a la fuerza centrifuga

En la figura 2.17 se puede apreciar el desplazamiento máximo de $4.7308e-5$ de la deformación total que sufrió la pala ubicado en la zona de color rojo.

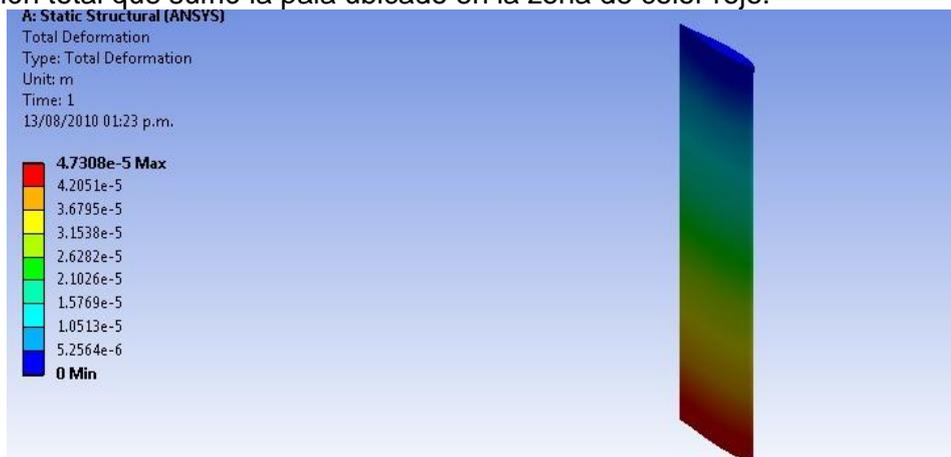


Figura 2.17 Deformación total de la pala del rotor de cola debido a la fuerza centrifuga

En la figura 2.18 se puede apreciar donde tuvo lugar la concentración del esfuerzo máximo de $4.5776e7$ Pa denotado con el color rojo

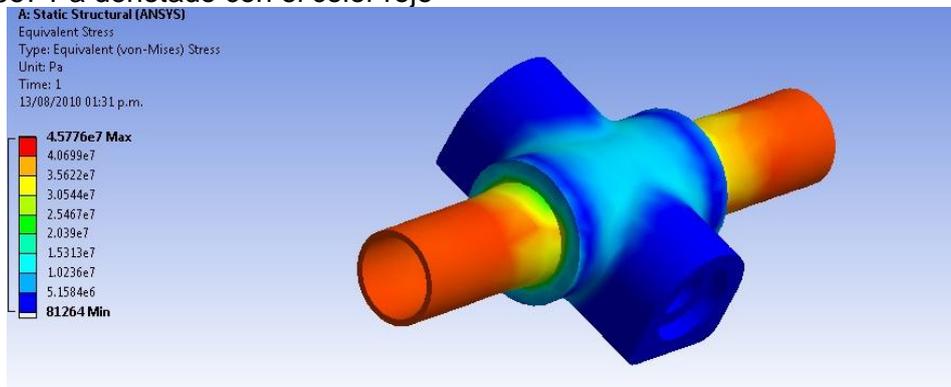


Figura 2.18 Esfuerzo equivalente del núcleo del rotor de cola debido a la fuerza centrifuga

En la figura 2.19 se puede observar el lugar donde tuvo la deformación máxima de 1.0935×10^{-5} m de desplazamiento máximo denotado en la figura con el color rojo.

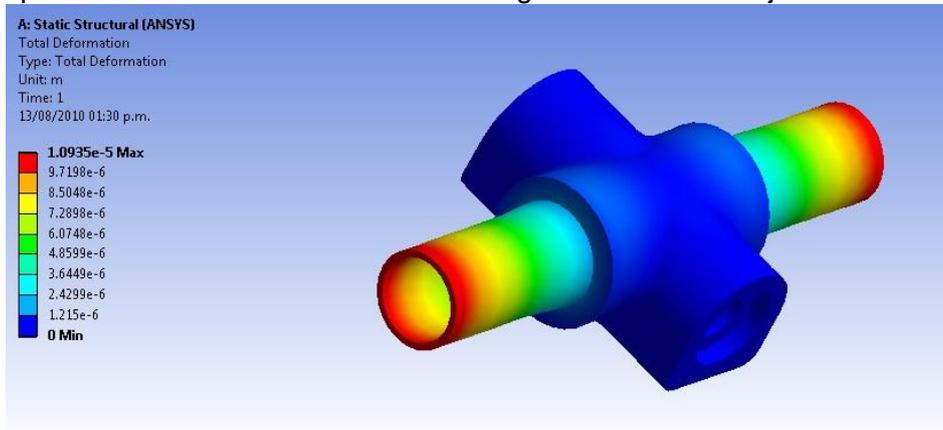


Figura 2.19 Deformación total del núcleo de rotor de cola debido a la fuerza centrífuga

En la figura 2.20 se puede observar donde se concentra el esfuerzo máximo con magnitud de 2.6452×10^7 Pa denotando la zona de color rojo.

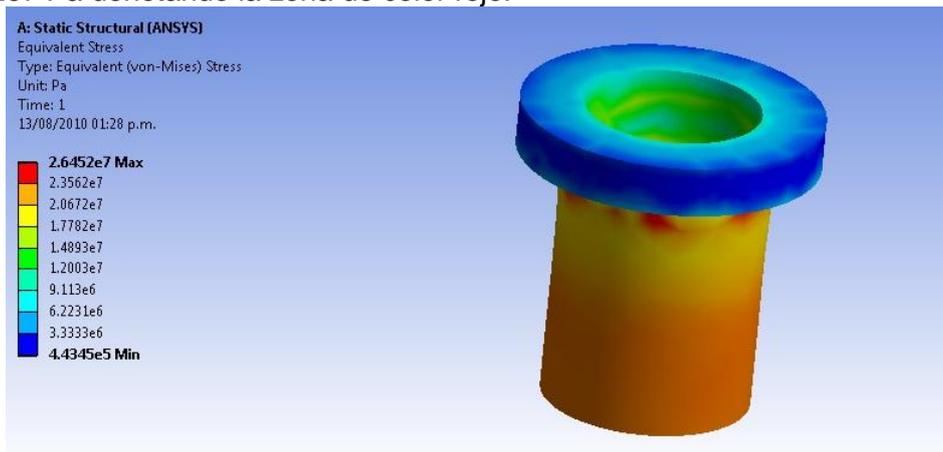


Figura 2.20 Esfuerzo equivalente debido a la fuerza centrífuga

En la figura 2.21 se puede observar donde se tuvo el máximo desplazamiento de 4.6872×10^{-6} m de la deformación total denotando la zona de dicho desplazamiento con color rojo.

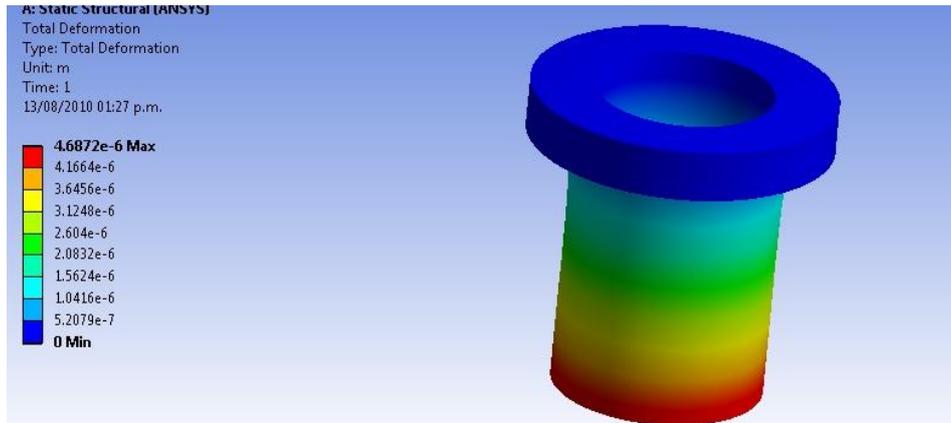


Figura 2.21 Deformación total debida a la fuerza centrifuga

En la figura 2.22 se puede observar la zona donde se concentra el esfuerzo con un valor máximo de $3.6075e9$ ubicado donde se ilumina de color rojo.

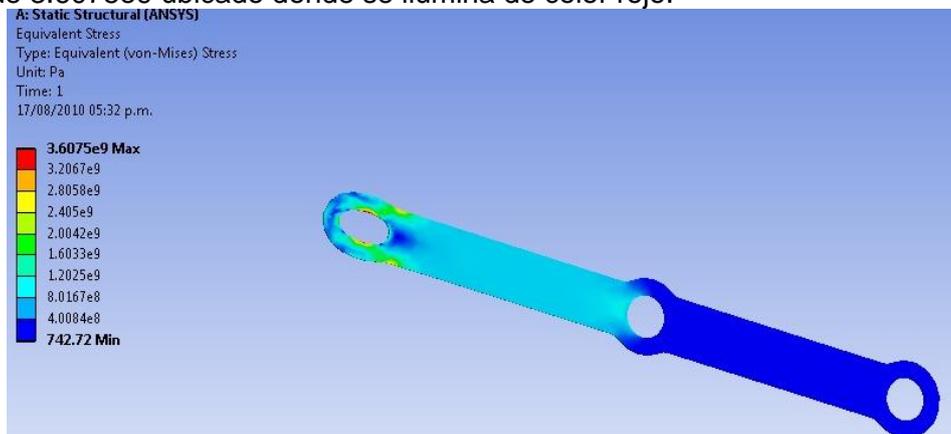


Figura 2.22 Esfuerzo equivalente debido a la fuerza centrifuga

En la figura 2.23 se puede observar la deformación total del componente teniendo un desplazamiento máximo de 0.093602 m en la zona denotada con color rojo.

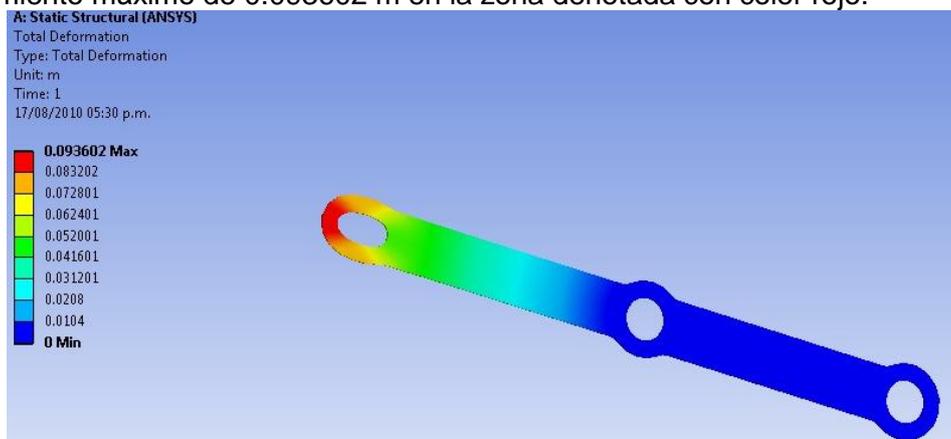


Figura 2.23 Deformación total debida a la fuerza centrifuga

...

2.9.3 Simulación del peso de la pala.

En la figura 2.24 se puede observar donde se concentra el esfuerzo máximo de 11895 Pa denotando la zona de color rojo.

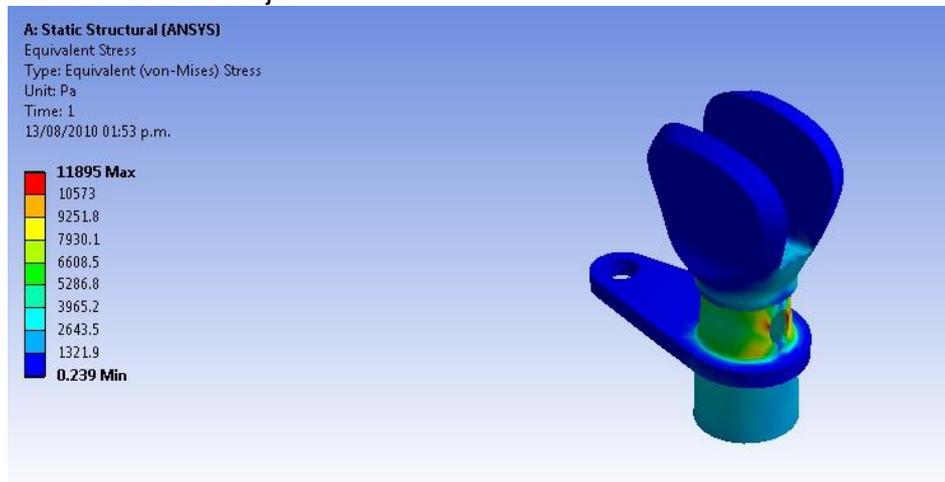


Figura 2.24 Esfuerzo equivalente debido a la acción del peso

En la figura 2.25 se puede observar donde se ubica la deformación total con un desplazamiento máximo de $1.8044e-9$ m denotando el área con color rojo.

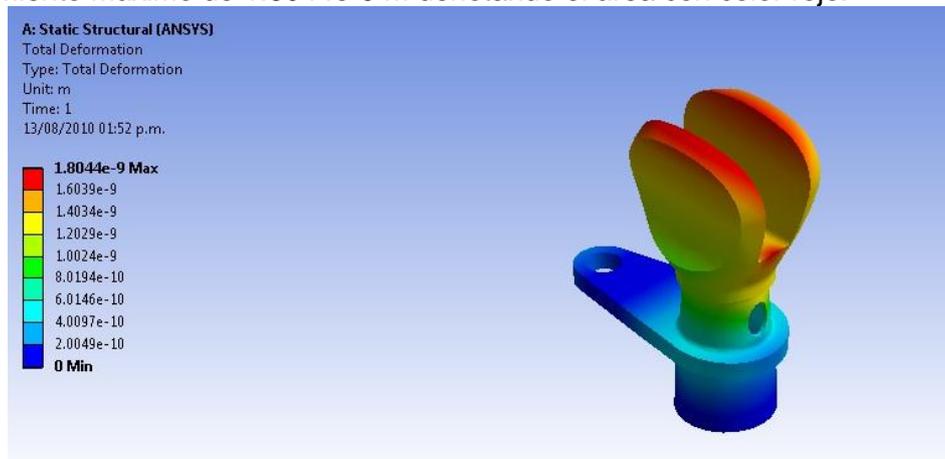


Figura 2.25 Deformación total debido a la acción del peso

En la figura 2.26 se puede observar donde se concentra el esfuerzo máximo de 1788.1 Pa, denotando el área con el color rojo.

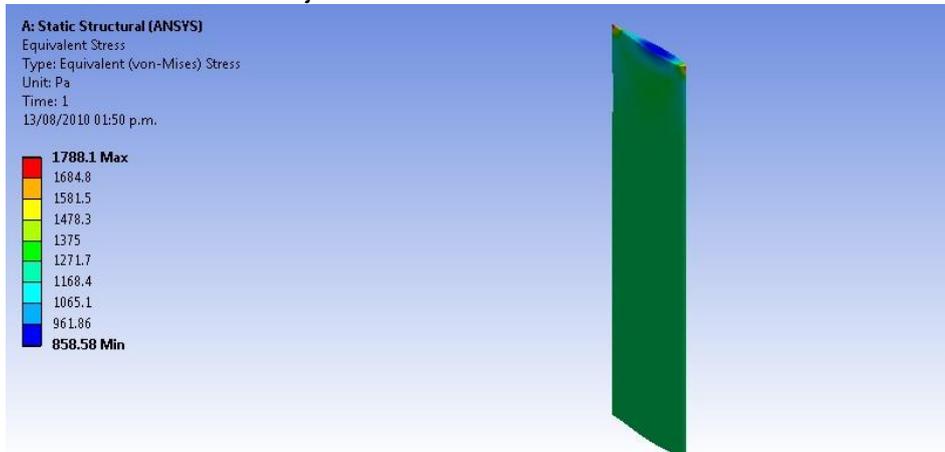


Figura 2.26 Esfuerzo equivalente en la pala del rotor de cola debido al peso

En la figura 2.27 se puede observar la zona donde tuvo la máxima deformación con un desplazamiento de 8.814×10^{-9} m denotando el área con color rojo.

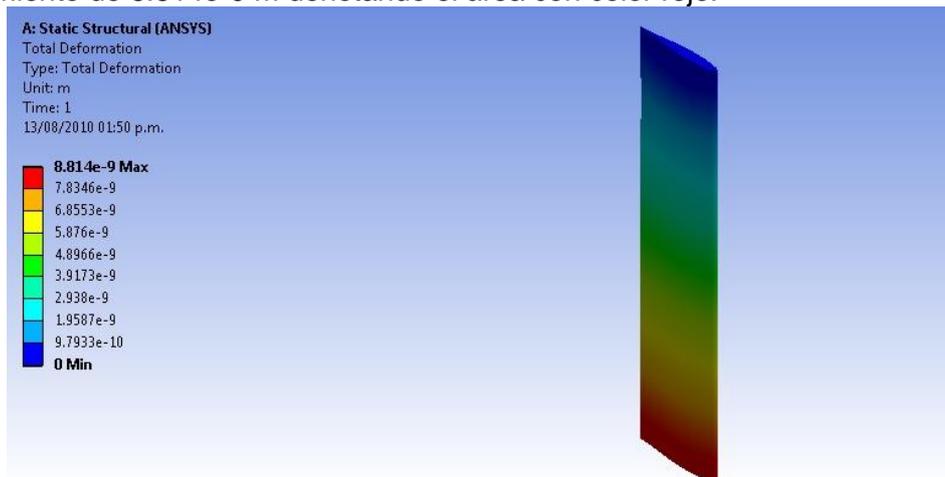


Figura 2.27 Deformación total de la pala del rotor de cola debida al peso

En la figura 2.28 se puede observar la zona donde se concentra el esfuerzo máximo de 8528.6 Pa, denotando el área con color rojo

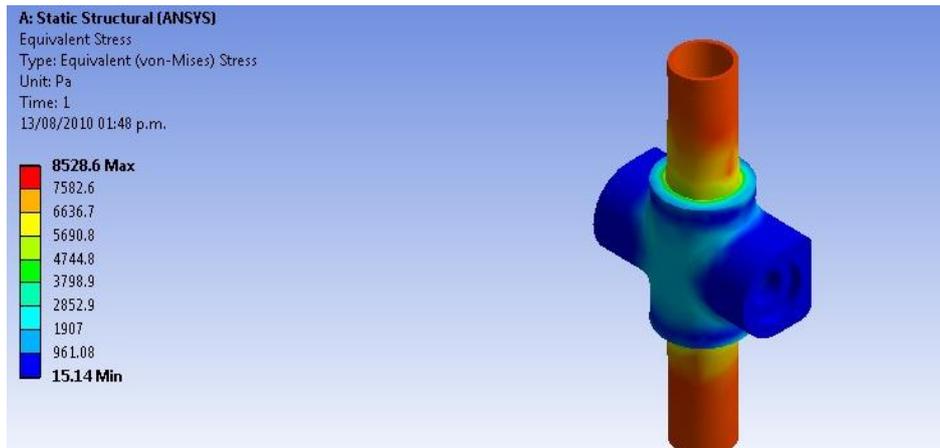


Figura 2.28 Esfuerzo equivalente del núcleo de rotor de cola debido al peso

En la figura 2.29 se puede observar donde se tuvo la deformación total con un desplazamiento máximo de 2.0373×10^{-9} m, denotando el área con color rojo

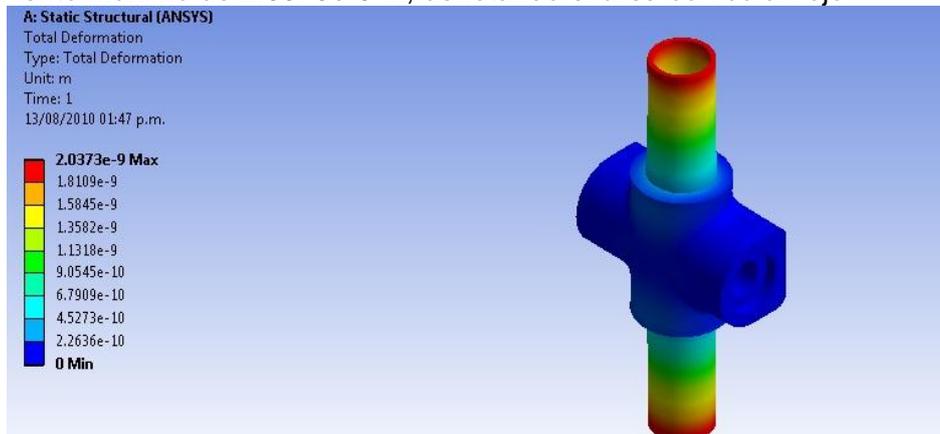


Figura 2.29 Deformación total del núcleo de rotor de cola debido al peso

En la figura 2.30 se puede observar donde se concentra el esfuerzo máximo de 4928.3 Pa denotando el área con color rojo

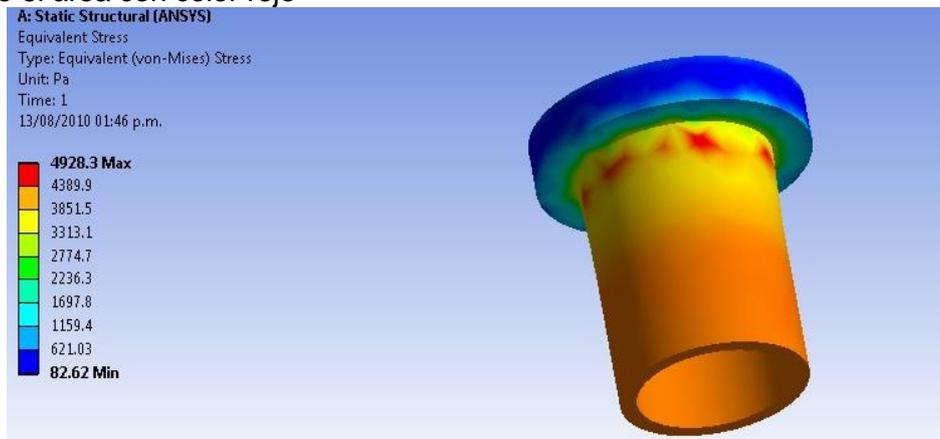


Figura 2.30 Esfuerzo equivalente debido al peso

En la figura 2.31 se puede observar la deformación total que sufrió el componente con un desplazamiento máximo de 8.7327×10^{-10} m denotando el área con el color rojo.

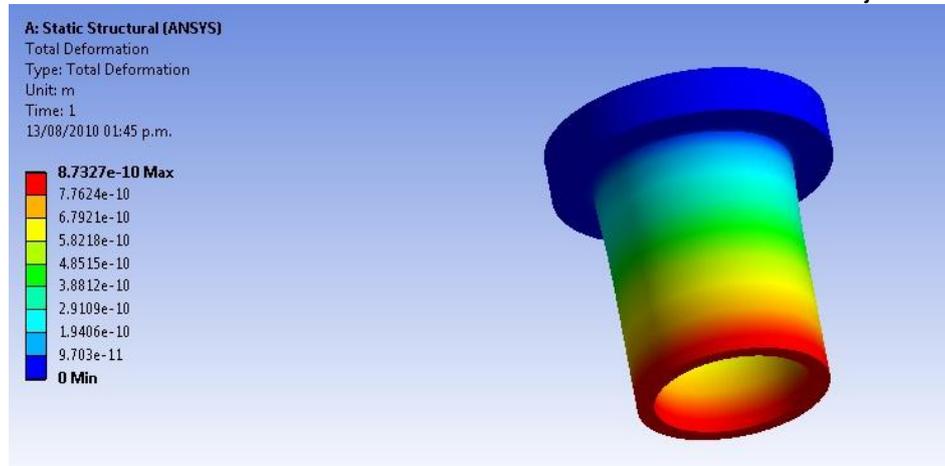


Figura 2.31 Deformación total debida al peso

En la figura 2.32 se puede observar la zona donde se concentra el esfuerzo equivalente en el componente denotando con el color rojo y un máximo de 6.7212×10^5 Pa.

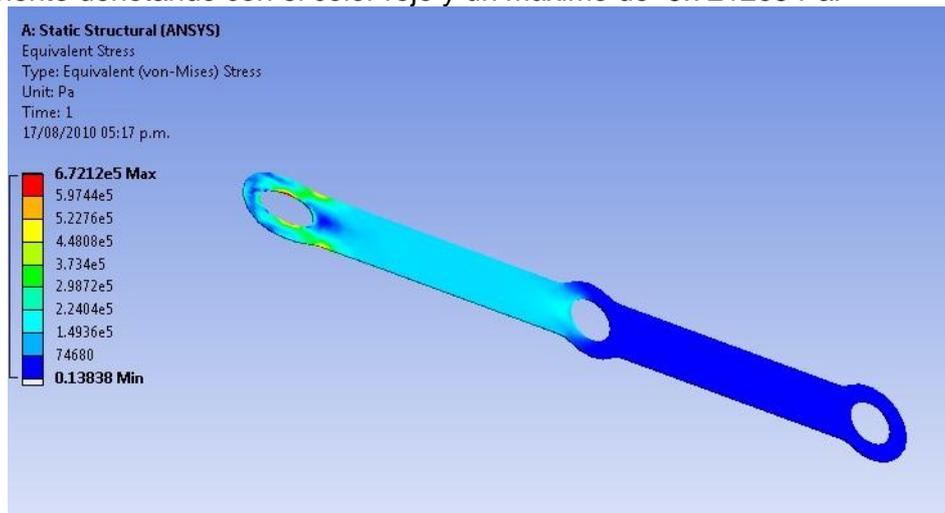


Figura 2.32 Esfuerzo equivalente debido al peso

En la figura 2.33 se puede observar donde se produjo la deformación total del componente denotando la zona con color rojo y un desplazamiento máximo de 1.7439×10^{-5} m.

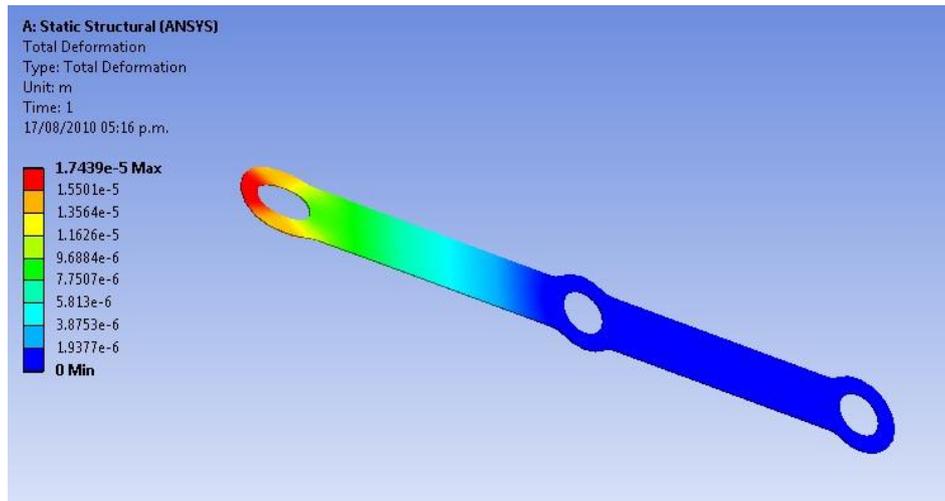


Figura 2.33 Deformación total debida al peso

2.9.4 Simulación de las tres fuerzas en conjunto (levantamiento, fuerza centrífuga, peso)

En la figura 2.34 se puede observar donde se concentro el esfuerzo máximo de $6.6794e7$ Pa denotando el área de acción con color rojo.

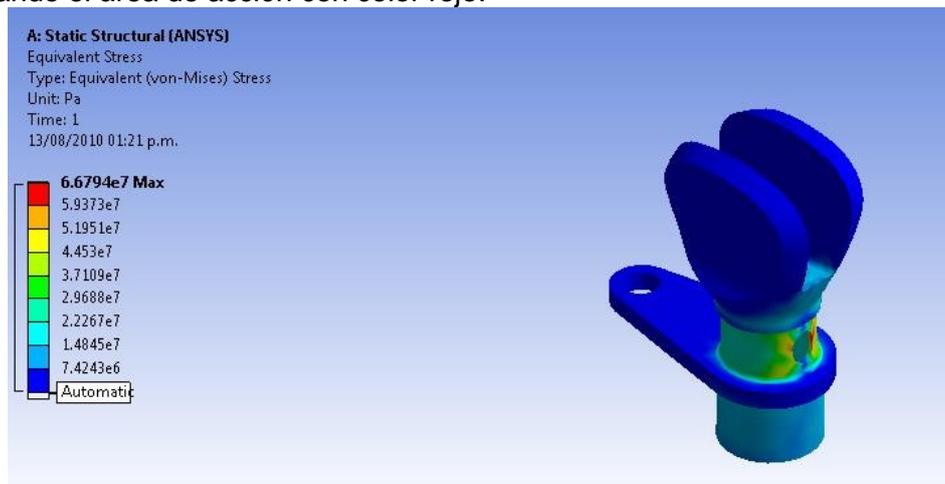


Figura 2.34 Esfuerzo equivalente debido a la conjunción de las fuerzas de levantamiento, centrífuga y peso

En la figura 2.35 se puede observar la deformación total del componente con un desplazamiento máximo de $1.627e-5$ m denotando el área con color rojo.

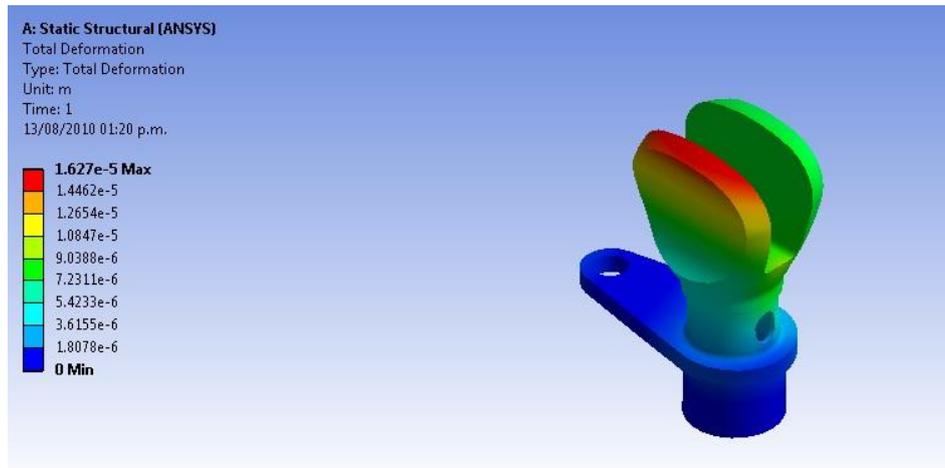


Figura 2.35 Deformación total debida a la conjunción de las fuerzas de levantamiento, centrífuga y peso

En la figura 2.36 se puede observar el componente del rotor de cola donde se concentra el esfuerzo máximo de $1.21e8$ Pa denotando el área de acción de color rojo.

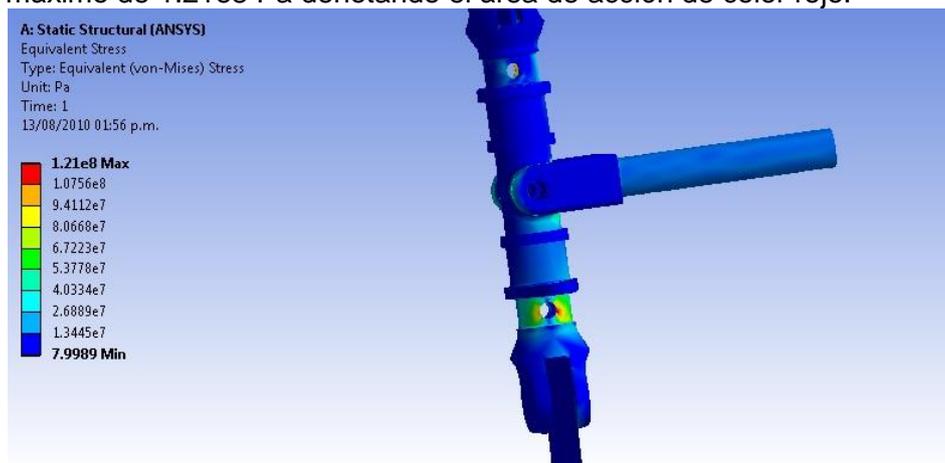


Figura 2.36 Esfuerzo equivalente en el ensamble de rotor de cola debido a la conjunción de las fuerzas de levantamiento, centrífuga y peso

En la figura 2.37 se puede observar donde ocurre la deformación total en el rotor de cola con un desplazamiento total de 0.002194 m denotando el área de acción de dicho desplazamiento con color rojo.

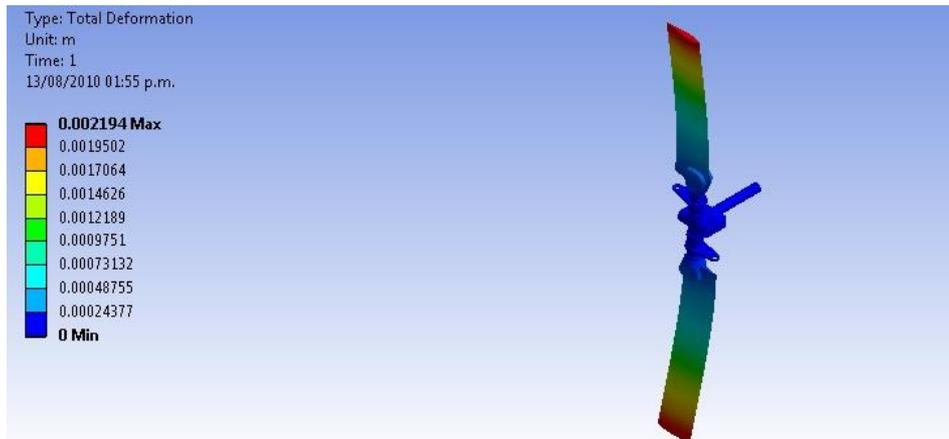


Figura 2.37 Deformación total en el ensamble de rotor de cola debido a la conjunción de las fuerzas de levantamiento, centrífuga y peso

En la figura 2.38 se puede observar el área donde se concentra el esfuerzo máximo de $2.5383e7$ Pa, denotando dicha área con color rojo.

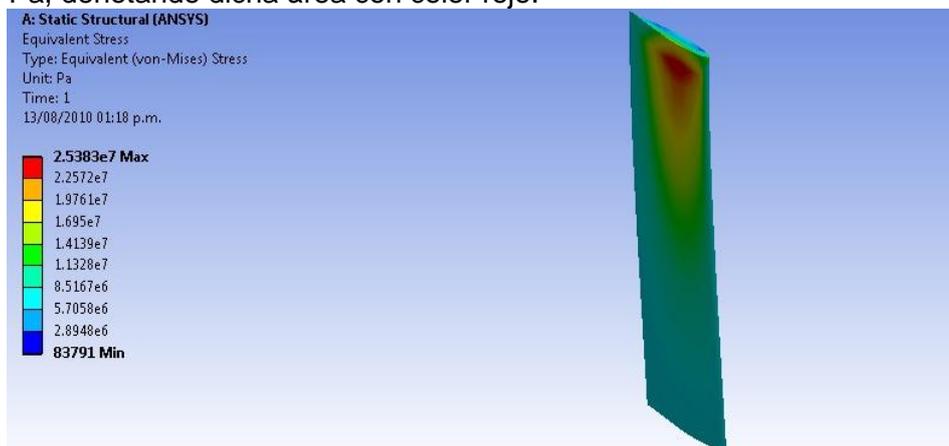


Figura 2.38 Esfuerzo equivalente en la pala del rotor de cola debido a la conjunción de las fuerzas de levantamiento, centrífuga y peso

En la figura 2.39 se puede observar donde tiene lugar la deformación total con un desplazamiento máximo de 0.0025451 m

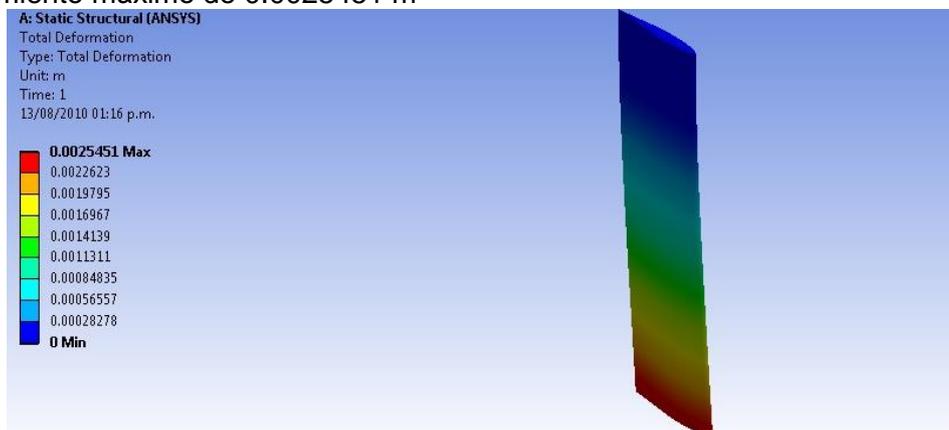


Figura 2.39 Deformación total debida a la conjunción de las fuerzas de levantamiento, centrífuga y peso

En la figura 2.40 se puede observar el área donde se concentra el esfuerzo máximo de $4.5784e7$ Pa denotando dicha área con color rojo.

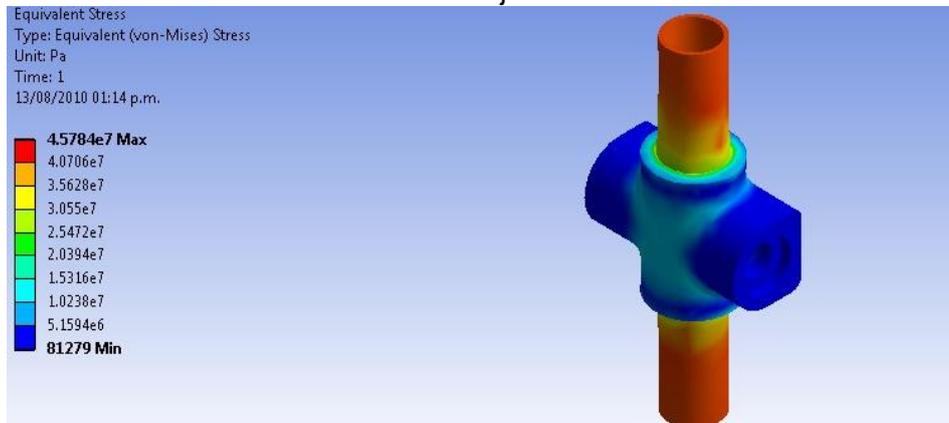


Figura 2.40 Esfuerzo equivalente en el núcleo del rotor de cola debido a la conjunción de las fuerzas de levantamiento, centrífuga y peso

En la figura 2.41 se puede observar donde se tiene la deformación total con un desplazamiento máximo de $1.0937e-5$ m denotando el área con color rojo.

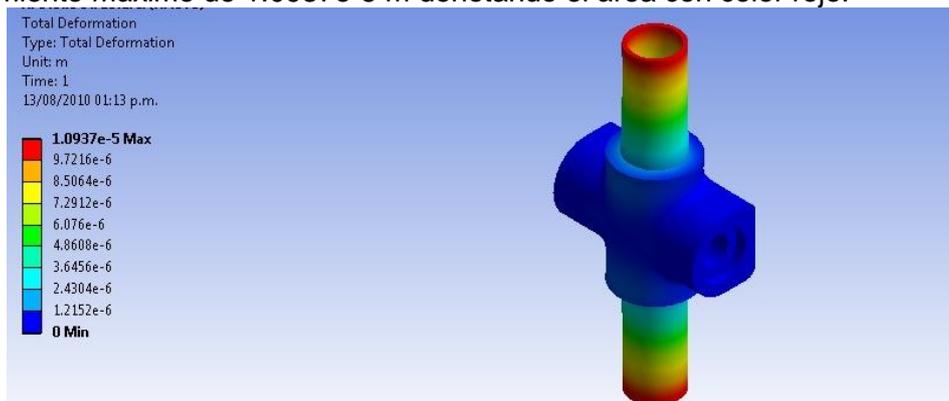


Figura 2.41 Deformación total en el núcleo del rotor de cola debido a la conjunción de las fuerzas de levantamiento, centrífuga y peso

En la figura 2.42 se puede observar donde se concentra el esfuerzo máximo de $2.6457e7$ Pa en el componente denotando el área de acción con color rojo.

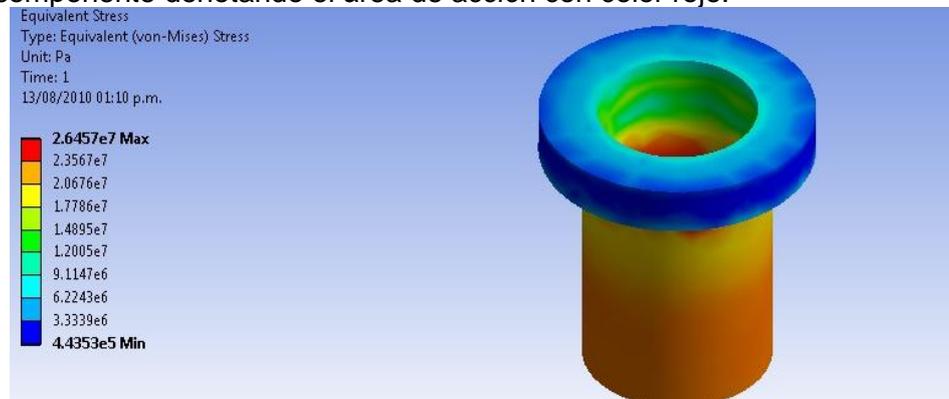


Figura 2.42 Esfuerzo equivalente debido a la conjunción de las fuerzas de levantamiento, centrífuga y peso

En la figura 2.43 se puede observar el área donde ocurrió la deformación total del componente con un desplazamiento máximo de $4.688e-6$ m denotando el área con color rojo.

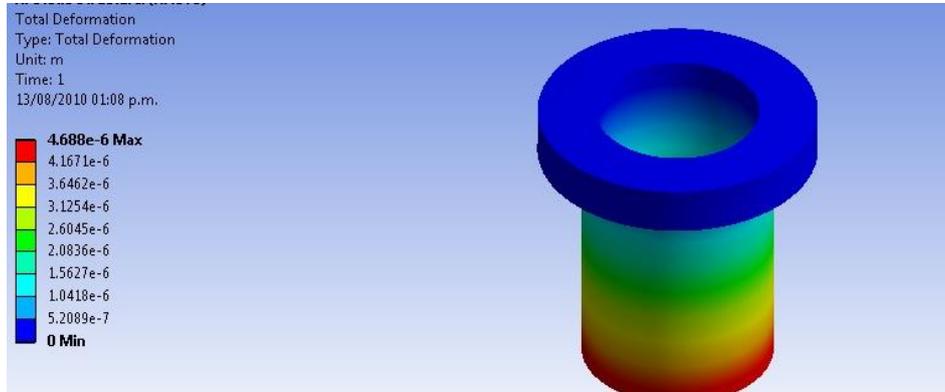


Figura 2.43 Deformación total debida a la conjunción de las fuerzas de levantamiento, centrífuga y peso

En la figura 2.44 es posible observar donde se concentra el esfuerzo en el componente denotando el área con color rojo con un máximo de $3.5675e9$ Pa.

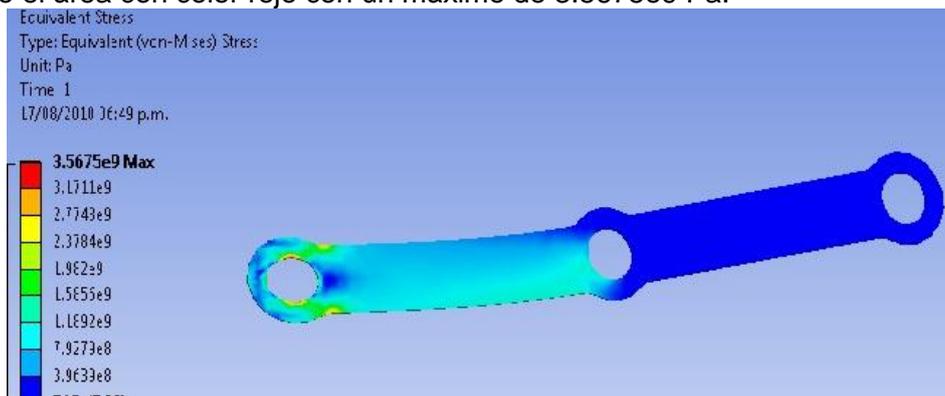


Figura 2.44 Esfuerzo equivalente debida a la conjunción de las fuerzas de levantamiento, centrífuga y peso

En la figura 2.45 es posible observar la deformación total que tuvo el componente denotando el área con color rojo con un desplazamiento máximo de 0.18942 m

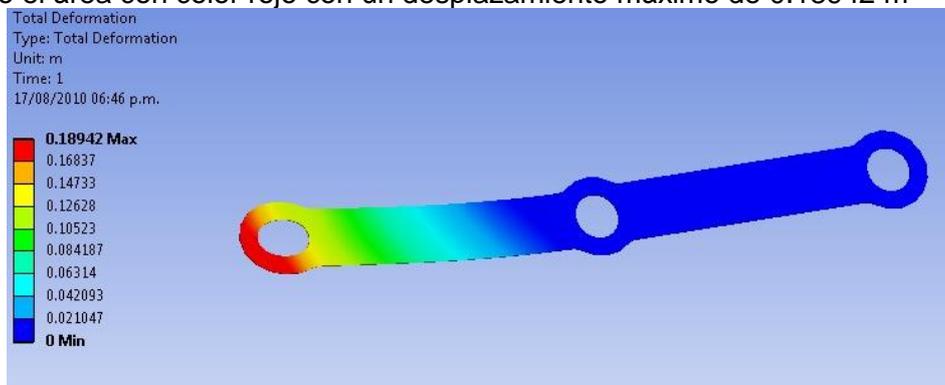


Figura 2.45 Deformación total debida a la conjunción de las fuerzas de levantamiento, centrífuga y peso

2.9.5 Modos de vibración de las palas

En la figura 2.46 es posible observar la deformación total que sufre la pala al realizar la simulación para los modos de vibración, para este caso; el primer modo de vibración cuya frecuencia es de 37.781 Hz

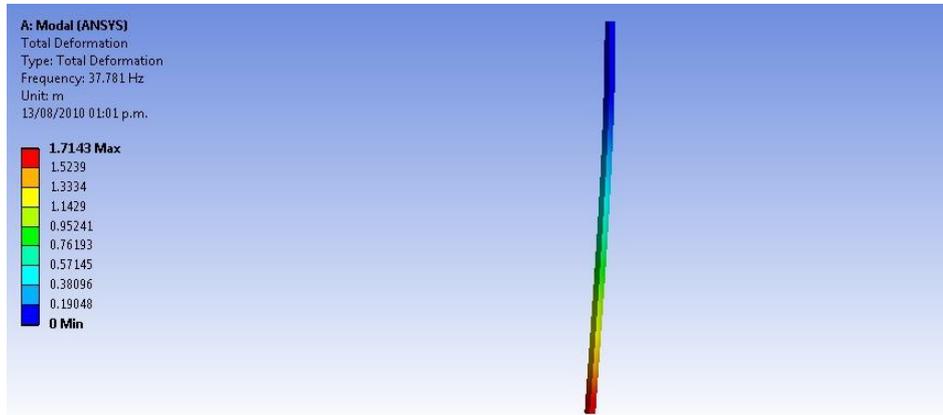


Figura 2.46 Deformación de la pala en el primer modo de vibración

En la figura 2.47 es posible observar la deformación total de la pala con el modo de vibración 2 con una frecuencia de 235.16

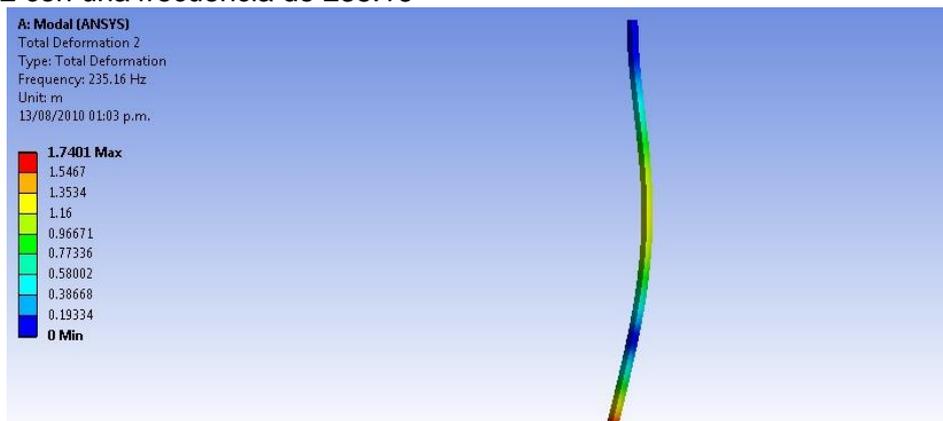


Figura 2.47 Deformación de la pala en el segundo modo de vibración

En la figura 2.48 es posible observar la deformación total que sufre la pala con el modo de vibración 3 y una frecuencia de 277.45 Hz

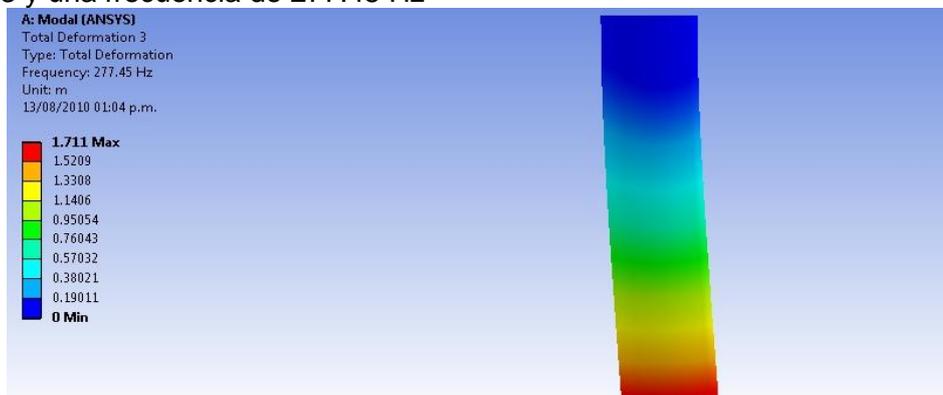


Figura 2.48 Deformación de la pala en el tercer modo de vibración

En la figura 2.49 es posible observar la deformación total de la pala con el modo de vibración 4 y una frecuencia de 651.81 Hz



Figura 2.49 Deformacion de la pala en el cuarto modo de vibracion

En la figura 2.50 es posible observar la deformación total de la pala con el modo de vibración 5 con una frecuencia de 1242.8 Hz

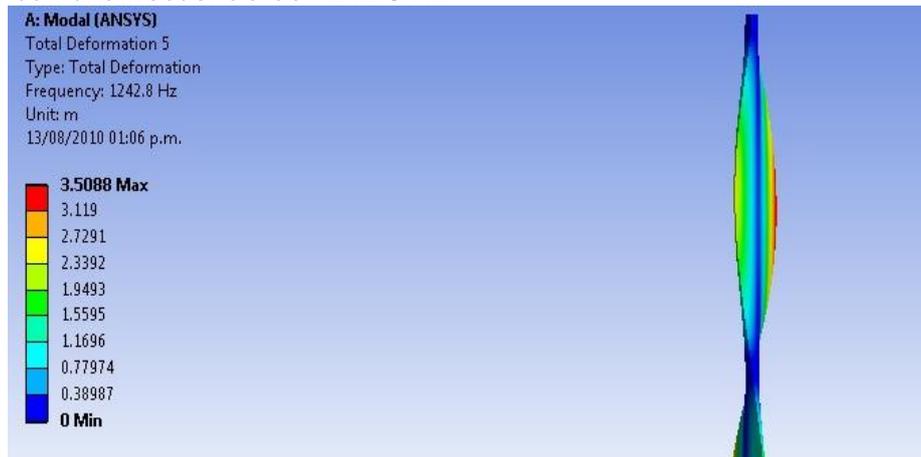


Figura 2.50 Deformación de la pala en el quinto modo de vibración.

2.9.6 Plano del rotor de cola

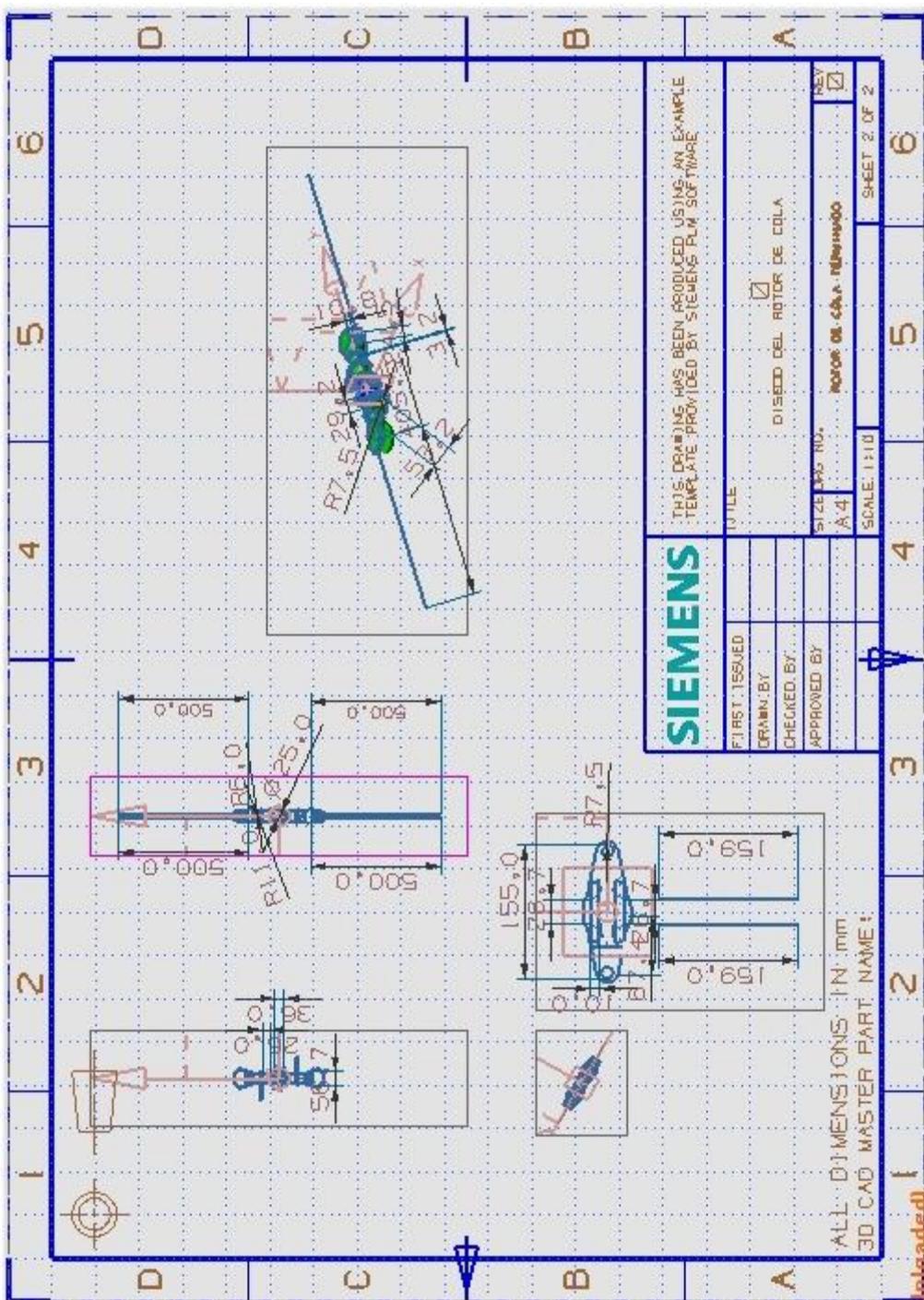


Figura 2.51 plano del rotor de cola.



2.10 Conclusiones

De acuerdo con las simulaciones realizadas a cada componente del rotor de cola y el ensamble del mismo se obtuvieron los esfuerzos máximos y desplazamientos de deformación siguientes.

Tabla 2.2 esfuerzos y deformaciones obtenidas de la simulación del rotor de cola

Componentes	Desplazamiento de deformación máximo [m]	Esfuerzo máximo [Pa]
Núcleo de rotor de cola	1.0937e-5	4.5784e7
Straps de rotor de cola	0.18942	3.5675e9
Grips de rotor de cola	4.688e-6	2.6457e7
Muñones de rotor de cola	1.627e-5	6.6794e7
Palas de rotor de cola	0.0025451	2.5383e7
Ensamble de rotor de cola	0.002194	1.21e8

Tabla 2.3 propiedades del acero inoxidable

Tipo de Acero inoxidable	Aplicación
Austenítico (resistente a la corrosión)	Equipos para industria química y petroquímica Equipos para industria alimenticia y farmacéutica construcción civil Equipos para industria naval y aeronáutica



Tabla 2.4 propiedades del Nylamid

Propiedades	Norma ASTM	Unidades	Valores	Unidades	Valores
I- Mecánicas					
Gravedad específica 23 °C	D 792	-	1.15	-	-
Resistencia a la tensión 23 °C	D 638	psi	11,000	Kg/cm ²	773
Módulo de elasticidad a la tensión 23 °C	D 638	psi	410,000	Kg/cm ²	28,827
Elongación a la ruptura 23°C	D 638	%	20	-	-
Resistencia a la flexión 23 °C	D 790	psi	16,000	Kg/cm ²	1,125
Módulo de elasticidad a la flexión 23 °C	D 790	psi	475,000	Kg/cm ²	33,397
Resistencia a la compresión, 10% de deformación 23°C	D 695	psi	14,000	Kg/cm ²	984
Módulo de elasticidad a la compresión 23 °C	D 695	psi	400,000	Kg/cm ²	28,124
Dureza escala Shore D, 23 °C	D 2240	-	D 85	-	-
Impacto Izod (con muesca) 23 °C	D 256	ft.lb/in	0.5	cm.kg/cm	2.72
Coefficiente de fricción dinámico (en seco vs. acero)	QTM 55007	-	0.18	-	-
II- Térmicas					
Coefficiente de expansión térmica lineal (de -40 a 149 °C)	E 831 (TMA)	In./in./°F	5x10 ⁻⁵	m/(m.K)	95x10 ⁻⁶
Temperatura de deflexión al calor (264 psi)	D 648	°F	200	°C	93.3
Punto de fusión	D 3418	°F	420	°C	215.5
Temperatura de servicio continuo en Aire (Máx)	-	°F	200	°C	93.3
Conductividad térmica	F 433	BTU in/hr.ft ² .°F	-	W/(K.m)	0.29



Tabla 2.5 composición química (%) de los aceros inoxidables austeníticos y aleaciones de níquel

GRADO	304	304L	316	316L	317	317L	321	400	825	625	C-276	DUPL EX 2205
Designación UNS	S30400	S30403	S31600	S31603	S31700	S31703	S32100	N04400	N08825	N06625	N10276	S31803
CARBONO (C) máx.	0.08	0.035*	0.08	0.035*	0.08	0.035*	0.08	0.30	0.05	0.10	0.02	0.03
MANGANESO (Mn) máx.	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	1.00	0.50	1.00	2.00
FOSFORO (P) máx.	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	----	----	0.015	0.04	0.03
AZUFRE (S) max.	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.024	0.03	0.015	0.03	0.02
SILICIO (Si) máx.	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.50	0.50	0.50	0.08	1.00
CROMO (Cr) máx.	18.0 a 20.0	18.0 a 20.0	16.0 a 18.0	16.0 a 18.0	18.0 a 20.0	18.0 a 20.0	17.0 a 20.0	----	19.5 a 23.5	20.0 a 23.0	14.5 a 16.5	21.0 a 23.0
NIQUEL (Ni)	8.0 a 11.0	8.0 a 13.0	10.0 a 14.0	10.0 a 15.0	11.0 a 14.0	11.0 a 15.0	9.0 a 13.0	63.0 a 70.0	38.0 a 46.0	Balanced	Balanced	4.5 a 6.5
MOLIBDENO (Mo)	----	----	2.0 a 3.0	2.0 a 3.0	3.0 a 4.0	3.0 a 4.0	----	----	2.5 a 3.5	8.0 a 10.0	15.0 a 17.0	2.5 a 3.5
OTROS ELEMENTOS	----	----	----	----	----	----	Ti = 5xC min. y 0.70 máx.	Cu = Bal. Fe = 2.50 máx.	Fe = Bal. Cu = 1.5 a 3.0 Al = 0.2 máx. Ti = 0.6 a 1.2	Fe = 5.0 máx. Al = 0.40 max. Ti = 0.40 máx. Cb+ Ta = 3.15 a 4.15 Co = 1.0 máx.	Co = 2.50 máx. W = 3.00 a 4.50 Fe = 4.00 a 7.00 V = 0.35 máx.	N = 0.08 a 0.20



Tabla 2.6 propiedades de aleaciones de aluminio para uso aeronáutico

	Tensión				Dureza	Corte	Fatiga	Módulos
	Dureza ksi		Elongación porcentaje en 2 pulgadas		Número Brinnell 500Kg de carga 10mm de esfera	Dureza máxima de corte CCI	Límite de resis- tencia ksi	Módulo de elas- tidad ksi x 1000
	Punto máximo	Punto de ruptura	Muestra con 1/16" espesor	Muestra con 1/2" de diámetro				
1100- O	13	5	35	45	23	9	5	10.0
1100- H14	18	17	9	20	32	11	7	10.0
2011- T3	55	43	-	15	95	32	18	10.2
2024- O	27	11	20	22	47	18	13	10.6
A 2024- O	26	11	20	-	-	18	-	10.6
2024- T3	70	50	18	-	120	41	20	10.6
A 2024- T3	65	45	18	-	-	40	-	10.6
2024- T351	68	47	20	19	120	41	20	10.6
3003- H14	22	21	8	16	40	14	9	10.0
3003- H22	23	20	-	12	-	-	-	-
5005- H34	23	20	8	-	53	18	13	10.0
5052- O	28	13	25	30	47	18	16	10.2
5052- H32	33	28	12	18	60	20	17	10.2
5086- H116	42	30	12	-	-	-	-	10.3
5086- H32	42	30	12	-	-	-	-	10.3
5086- H34	47	37	10	-	-	27	-	10.3
6061- O	18	8	25	30	30	12	9	10.0
6061- T4	35	21	22	25	65	24	14	10.0
6061- T6	45	40	12	17	95	30	14	10.0
6061-	45	40	12	17	95	30	14	10.0



T651								
6061-T6511	45	40	12	17	95	30	14	10.0
6063-T52	25	20	12	-	59	66	-	10.0
7050-T7451	76	68	-	11	-	44	-	10.4
A 7075-O	32	14	17	-	-	22	-	10.4
7075-T6	83	73	11	11	150	48	23	10.4
A 7075-T6	76	67	11	-	-	46	-	10.4
7075-T651	83	73	11	11	150	48	23	10.4
7075-T7351	73	63	13	-	-	-	22	10.4

En las tablas anteriores es posible visualizar los valores de esfuerzo último de cedencia y el módulo de elasticidad de los materiales que se proponen para la construcción de los componentes del rotor.

De acuerdo con los resultados obtenidos en la simulación de cada uno de los componentes del rotor de cola, así como el rotor ensamblado y conociendo las propiedades mecánicas de los materiales, se designan los siguientes materiales para construir cada uno de los componentes del rotor de cola

Tabla 2.7 materiales asignados a los componentes

Componente	Material propuesto
Mástil del rotor de cola	Acero inoxidable austenítico
Yugo del rotor de cola	Acero inoxidable austenítico
Núcleo del rotor de cola	Acero inoxidable austenítico
Straps del rotor de cola	Nylamid
Grips del rotor de cola	Acero inoxidable austenítico
Muñones del rotor de cola	Acero inoxidable austenítico
Palas del rotor de cola	Aleación de aluminio 2024



Capítulo 3. Análisis estructural de la flecha del rotor principal y la flecha del rotor de cola mediante el uso de un programa de simulación basado en el método de elemento finito

3.1 Objetivo general

Analizar estructuralmente de la flecha del rotor principal y la flecha del rotor de cola mediante el programa ANSYS.

3.1.1 Objetivos particulares

1. Diseñar la geometría de la flecha del rotor principal y de la flecha del rotor de cola por medio del programa NX6.
2. Realizar el diseño en base a las regulaciones del FAR capítulos 23, 25, 27 y 43.
3. Utilizar componentes ya diseñados en el mercado para el presente proyecto.
4. Modelar y realizar el sub-ensamble con otros componentes que conforman el helicóptero.
5. Determinar los esfuerzos máximos a la torsión, tensión y al corte para el peso máximo bruto del aeronave, a través del programa ANSYS.
6. Aplicar, el tratamiento adecuado para prevenir la corrosión en los componentes.

3.1.2 Justificación

El diseño de la flecha del rotor principal y de la flecha del rotor de cola se realizó después de haber ensamblado todos los componentes, subcomponentes, equipo mínimo de vuelo, así como de combustible, aceite y pasajeros, para obtener el peso máximo bruto de la aeronave. Y darle una tolerancia superior a la necesaria en un vuelo normal (el cual será el factor de seguridad de 150%, en base a las regulaciones del FAR) para resistir un esfuerzo superior de torsión, tensión y al corte, debida a alguna maniobra de emergencia que pueda suscitarse por alguna condición anormal en el vuelo y no sufran una deformación o rotura nuestros componentes.

Los materiales para el diseño son seleccionados contemplando normas de calidad, además de esto se requiere sean ligeros, será posible aplicarles algún tratamiento para evitar daños por corrosión obteniendo una mayor vida útil, con bajo mantenimiento y mínimo peso, para obtener un máximo de carga útil.



3.1.3 Alcance

1. Realizar el diseño de la flecha del rotor principal, mástil y la flecha principal del rotor de cola mediante la ayuda del programa NX6.
2. Llevar a cabo el análisis por medio del análisis por elemento finito en el programa ANSYS, el cual se utilizará para determinar si el material tiene la capacidad de resistir los diferentes esfuerzos de deformación a los cuales será sometido por los cambios de actitud y potencia requeridos por el piloto
3. Realizar recomendaciones para los materiales y obtener una mayor vida útil.



3.2 Introducción

El diseño de la flecha del rotor principal y la flecha del rotor de cola son de suma importancia en la construcción de la aeronave, estas partes transmiten la potencia del motor a las palas del rotor principal las cuales son las únicas que producen la sustentación de la misma en el aire y las palas del rotor de cola son las que contrarrestan el par motor del rotor principal, esto para que el helicóptero no se encuentre girando sin control; las piezas se diseñaron en base a la potencia del motor en el despegue. A través del siguiente capítulo se estudiarán, los diferentes esfuerzos de tensión, torsión y al corte a los que será sometidos el mástil y la flecha principal del rotor de cola de la aeronave, por lo cual el diseño de los mismos estará basado en regulaciones aéreas federales (FAR) las cuales se encuentran incluidas en la Administración Federal de Aviación (FAA) en los capítulos 23,25, 27 y 43 los mismos corresponden para aeronaves de ala rotativa, los requerimientos deben ser cumplidos por cualquier aeronave para obtener los permisos para poder volar por parte de FAA y la Dirección General de Aeronáutica Civil (DGAC).

Los materiales utilizados en la aviación no permiten grandes márgenes de tolerancia, con respecto a daños mecánicos y por corrosión. Y por lo tanto se tendrán que desechar y sustituirlos por otras piezas que se encuentren en estado operativo.

3.2.1 Desarrollo y aplicaciones

El material que se utilizará para la flecha del rotor principal y del rotor de cola es acero inoxidable 304, éste mismo existe en el mercado. El acero inoxidable cuenta con un límite elástico de 200E (GPa). El acero ordinario, cuando queda expuesto a los elementos del medio ambiente, se oxida y se forma óxido de hierro pulverulento en su superficie. Si ésta no se combate, la oxidación sigue adelante hasta que el acero esté completamente corroído. Los daños que se permiten en los componentes son mínimos, debido a que son de vital importancia en el helicóptero. Los datos por daños mecánicos y por corrosión, se han tomado de referencia de los manuales de mantenimiento en los diferentes modelos de helicópteros que existen en el mercado.

Todos los aceros inoxidables contienen un mínimo de 11% de cromo para darles sus características de inoxidables. Los aceros inoxidables austeníticos no son magnéticos y no pueden ser endurecidos por tratamiento térmico. Son muy dúctiles y presentan excelente soldabilidad. Muchas aleaciones inoxidables contienen además níquel para reforzar aún más su resistencia a la corrosión. Estas aleaciones son añadidas al acero en estado de fusión para hacerlo "inoxidable en toda su masa". Por este motivo, los aceros inoxidables no necesitan ser ni chapeados, ni pintados, ni de ningún otro tratamiento superficial para mejorar su resistencia a la corrosión. En el acero inoxidable no hay nada que se pueda pelar, ni desgastar, ni saltar y desprenderse. También los aceros inoxidables se oxidan, pero en vez de óxido común, lo que se forma en la superficie es una tenue película de óxido de cromo muy densa que constituye una coraza contra los ataques de la corrosión. Si se elimina esta película de óxido de cromo que recubre los aceros inoxidables, se vuelve a formar inmediatamente al combinarse el cromo con el oxígeno de la atmósfera ambiente. Tiene gran aplicación en las industrias químicas, farmacéuticas, de alcohol, aeronáutica, naval, uso en arquitectura, alimenticia, y de transporte. Es también utilizado en cubiertos, vajillas, piletas, revestimientos de ascensores y en un sin número de aplicaciones.



Tabla 3.1 Clasificación de los aceros por su aplicación

Tipo de acero inoxidable	Aplicación
Austenítico (resistente a la corrosión)	Equipos para industria química y petroquímica Equipos para industria alimenticia y farmacéutica construcción civil Equipos para industria naval y aeronáutica
Ferrítico (resistente a la corrosión, más barato)	Electrodomésticos (cocinas, heladeras, etc.) Mostradores frigoríficos Monedas Industria automovilística Cubiertos
Martensítico (dureza elevada)	Cuchillería Instrumentos quirúrgicos como bisturí y Pinzas Cuchillos de corte, discos de frenos

Tabla 3.2 Composición química (%) de los aceros inoxidables austeníticos y aleaciones de níquel

GRADO	304	304L	316	316L	317	317L	321
Designación UNS	S30400	S30403	S31600	S31603	S31700	S31703	S32100
CARBONO (C) máx.	0.08	0.035*	0.08	0.035*	0.08	0.035*	0.08
MANGANESO (Mn) máx.	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00
FÓSFORO (P) máx.	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04
AZUFRE (S) máx.	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03
SILICIO (Si) máx.	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75
CROMO (Cr) máx.	18.0 a 20.0	18.0 a 20.0	16.0 a 18.0	16.0 a 18.0	18.0 a 20.0	18.0 a 20.0	17.0 a 20.0
NÍQUEL (Ni)	8.0 a 11.0	8.0 a 13.0	10.0 a 14.0	10.0 a 15.0	11.0 a 14.0	11.0 a 15.0	9.0 a 13.0
MOLIBDENO (Mo)	----	----	2.0 a 3.0	2.0 a 3.0	3.0 a 4.0	3.0 a 4.0	----
OTROS ELEMENTOS	----	----	----	----	----	----	Ti = 5xC min. y 0.70 máx.



GRADO	400	825	625	C-276	DUPLEX 2205
Designación UNS	N04400	N08825	N06625	N10276	S31803
CARBONO (C) máx.	0.30	0.05	0.10	0.02	0.03
MANGANESO (Mn) máx.	2.00	1.00	0.50	1.00	2.00
FÓSFORO (P) máx.	----	----	0.015	0.04	0.03
AZUFRE (S) máx.	0.024	0.03	0.015	0.03	0.02
SILICIO (Si) máx.	0.50	0.50	0.50	0.08	1.00
CROMO (Cr) máx.	----	19.5 a 23.5	20.0 a 23.0	14.5 a 16.5	21.0 a 23.0
NÍQUEL (Ni)	63.0 a 70.0	38.0 a 46.0	Balance	Balance	4.5 a 6.5
MOLIBDENO (Mo)	----	2.5 a 3.5	8.0 a 10.0	15.0 a 17.0	2.5 a 3.5
OTROS ELEMENTOS	Cu=Bal. Fe = 2.50 máx.	Fe=Bal. Cu = 1.5 a 3.0 Al = 0.2 máx. Ti = 0.6 a 1.2	Fe = 5.0 máx. Al = 0.40 máx. Ti = 0.40 máx. Cb+Ta = 3.15 a 4.15 Co = 1.0 máx.	Co = 2.50 máx. W = 3.00 a 4.50 Fe = 4.00 a 7.00 V = 0.35 máx.	N = 0.08 a 0.20

*Se acepta un contenido máximo de carbono del 0.04% para tubos trellados.

3.3 Memoria de cálculo

3.3.1 Momento del mástil del rotor principal

Los siguientes cálculos se realizaron para determinar el par motor (momento) al cual va a ser sometida la flecha del rotor principal. La velocidad angular con que gira el rotor principal y/o mástil del helicóptero es de 546rpm. Se utilizará el motor HIO-360-G1A con 180Hp y 2700rpm, las cuales entrega el motor idealmente al 100%. La potencia que se utilizará para el cálculo, es el 85% de la potencia ideal. $Potencia=180HP*(85\%)=153Hp$.

$$P=Potencia=180 \text{ Hp,}$$
$$M=Momento=Nm,$$
$$\omega =\text{Velocidad angular mástil}=546 \text{ rpm.}$$



Por lo tanto se utiliza la siguiente expresión:

$$M = \frac{P}{\omega} \quad (3.1)$$

$$\begin{aligned} \text{Potencia} &= 153 \text{HP} * \left(76 \frac{\text{Kg}_f \text{m/s}}{\text{HP}}\right) = 11628 \text{Kg}_f \text{m/s} \\ \omega = \text{Velocidad angular} &= 546 \text{rpm} = 2 * \pi \frac{\text{rad}}{1 \text{rev}} \left(546 \frac{\text{rev}}{\text{min}}\right) = 3,430.62 \frac{\text{rad}}{\text{min}} * \left(1 \frac{\text{min}}{60 \text{s}}\right) \\ \omega &= 57.177 \text{ rad/s} \end{aligned}$$

Realizando la sustitución de valores en (3.1) para obtener el momento:

$$M = \frac{P}{\omega} = \frac{11628 \text{Kg}_f \text{m/s}}{57.177 \text{ rad/s}} = 203.368 \text{Kg}_f \text{m} = \underline{1994.364 \text{ Nm}}$$

3.3.2 Fuerza de levantamiento

Es la masa que está dada por el peso máximo de carga permisible en el despegue del helicóptero, la cual será de 600 Kg. Por lo tanto a través de la siguiente fórmula se obtiene:

$$F = ma \quad (3.2)$$

$$\begin{aligned} F &= \text{Fuerza de levantamiento} = \text{Newton} \\ m &= \text{masa del helicóptero} = 600 \text{ Kg} \\ a &= \text{aceleración de la gravedad de la Tierra} = 9.81 \text{ m/s}^2 \end{aligned}$$

Sustituyendo en (3.2):

$$F = ma = 600 \text{Kg} * (9.81 \text{ m/s}^2) = \underline{5886 \text{ N}}$$

3.3.3 Momento de la flecha principal del rotor de cola

A continuación se realiza el cálculo del par motor de la flecha principal del rotor de cola la cual gira con una velocidad angular de 2700 rpm. La potencial que se utilizará para el cálculo, será del 85% de la potencia ideal:

$$\begin{aligned} \text{Potencia} &= 180 \text{HP} * (85\%) = 153 \text{Hp} \\ P &= \text{Potencia} = 180 \text{ Hp}, \\ M &= \text{Momento} = \text{Nm}, \\ \omega_{\text{rotor de cola}} &= \text{Velocidad angular del rotor de cola} = 2700 \text{ rpm} \end{aligned}$$



Por lo tanto se utiliza la siguiente fórmula:

$$M = \frac{P}{\omega_{\text{rotor de cola}}} \quad (3.3)$$

$$\begin{aligned} \text{Potencia} &= 153 \text{HP} * \left(76 \frac{\text{Kg}_f \text{m/s}}{\text{HP}}\right) = 11628 \text{Kg}_f \text{m/s} \\ \omega_{\text{rotor de cola}} &= \text{Velocidad angular del rotor de cola} = 2700 \text{ rpm} \\ \omega_{\text{rotor de cola}} &= 2 * \pi \frac{\text{rad}}{1 \text{ rev}} \left(2700 \frac{\text{rev}}{\text{min}}\right) = 16964.6 \frac{\text{rad}}{\text{min}} * \left(1 \frac{\text{min}}{60 \text{ s}}\right) \\ \omega_{\text{rotor de cola}} &= 282.7433 \text{ rad/s} \end{aligned}$$

Realizando la sustitución de valores en la siguiente fórmula, para obtener el momento:

$$M = \frac{P}{\omega_{\text{rotor de cola}}} = \frac{11628 \text{ Kg}_f \text{m/s}}{282.7433 \text{ rad/s}} = 41.1256 \text{ Kg}_f \text{m} = \underline{403.3047 \text{ Nm}}$$

Nota: Los siguientes cálculos de la memoria se realizaron con un factor de seguridad del 150%, este procedimiento se lleva a cabo por lo dispuesto en el FAR 25 párrafo $\delta 25,303$ (aeronavegabilidad normas; aviones de transporte de la categoría- $\delta 25.3$ disposiciones especiales para aprobación ETOPS del tipo de construcción, 25-23,35fr5672 8/abril/1970). Para determinar el par motor de la flecha del rotor principal y la flecha principal del rotor de cola:

3.3.4 Momento del mástil del rotor principal

La potencia considerada del motor HIO-360-G1A que es de 180 Hp se multiplica por el factor de seguridad de 150% y la velocidad angular del rotor principal y/o mástil es de 546 rpm.

$$\begin{aligned} \text{Potencia} &= 180 \text{HP} * (1.5) = 270 \text{Hp} \\ P &= \text{Potencia} = 270 \text{ Hp}, \\ M &= \text{Momento} = \text{Nm}, \\ \omega &= \text{Velocidad angular mástil} = 546 \text{ rpm}. \end{aligned}$$

Por lo tanto se utiliza la siguiente fórmula:

$$M = \frac{P}{\omega} \quad (3.4)$$

$$\begin{aligned} \text{Potencia} &= 270 \text{HP} * \left(76 \frac{\text{Kg}_f \text{m/s}}{\text{HP}}\right) = 20520 \text{Kg}_f \text{m/s} \\ \omega &= \text{Velocidad angular} = 546 \text{ rpm} = 2 * \pi \frac{\text{rad}}{1 \text{ rev}} \left(546 \frac{\text{rev}}{\text{min}}\right) = 3,428.571 \frac{\text{rad}}{\text{min}} * \left(1 \frac{\text{min}}{60 \text{ s}}\right) \\ \omega &= 57.143 \text{ rad/s} \end{aligned}$$

Realizando la sustitución de valores en la siguiente fórmula, para obtener el momento:

$$M = \frac{P}{\omega} = \frac{20520 \text{ Kg}_f \text{m/s}}{57.143 \text{ radianes/s}} = 359.100 \text{ Kg}_f \text{m} = \underline{3,521.568 \text{ Nm}}$$

3.3.5 Fuerza de levantamiento



Es dada por el peso máximo de carga permisible en el despegue del helicóptero, el cual será de 600 Kg por el factor de seguridad que es de 150%. Por lo tanto a través de la siguiente fórmula se obtiene:

$$F=ma \quad (3.5)$$

$$\begin{aligned} F &= \text{Fuerza de levantamiento} = \text{Newton} \\ m &= \text{peso del helicóptero} = 600 \text{ Kg} * (1.5 \text{ factor de seguridad}) = 900 \text{ Kg} \\ a &= \text{aceleración de la gravedad de la Tierra} = 9.81 \text{ m/s}^2 \end{aligned}$$

Sustituyendo en la fórmula se obtiene:

$$F=ma=900\text{Kgs}*(9.81 \text{ m/s}^2) = \underline{8829 \text{ N}}$$

3.3.6 Momento de la flecha principal del rotor de cola

La potencia del motor se multiplica por el factor de seguridad de 150%.

$$\begin{aligned} \text{Potencia} &= 180\text{HP} * (1.5) = 270\text{Hp} \\ P &= \text{Potencia} = 270 \text{ Hp}, \\ M &= \text{Momento} = \text{Nm}, \\ \omega_{\text{rotor de cola}} &= \text{Velocidad angular del rotor de cola} = 2700 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Utilizando la siguiente expresión:

$$M = \frac{P}{\omega_{\text{rotor de cola}}} \quad (3.6)$$

$$\begin{aligned} \text{Potencia} &= 270\text{HP} * \left(76 \frac{\text{Kg}_f\text{m/s}}{\text{HP}}\right) = 20520 \text{Kg}_f\text{m/s} \\ \omega_{\text{rotor de cola}} &= \text{Velocidad angular del rotor de cola} = 2700 \text{ rpm} \\ \omega_{\text{rotor de cola}} &= 2 * \pi \frac{\text{rad}}{1 \text{ rev}} \left(2700 \frac{\text{rev}}{\text{min}}\right) = 16964.6 \frac{\text{rad}}{\text{min}} * \left(1 \frac{\text{min}}{60 \text{ s}}\right) \\ \omega_{\text{rotor de cola}} &= 282.7433 \text{ rad/s} \end{aligned}$$

Realizando la sustitución de valores previos en la siguiente fórmula para obtener el momento:

$$M = \frac{P}{\omega_{\text{rotor de cola}}} = \frac{20520 \text{Kg}_f\text{m/s}}{282.7433 \text{ rad/s}} = 72.5746 \text{Kg}_f\text{m} = \underline{711.714 \text{ Nm}}$$



3.4 Análisis de los diferentes esfuerzos y la deformación a través del software de simulación de elemento finito ANSYS

El estudio se realizó por medio del análisis por elemento finito ANSYS V12, el mismo se utilizó para determinar si el material, en este caso es el acero inoxidable con un límite elástico de 200E (GPa), tiene la capacidad de resistir los diferentes esfuerzos y la deformación a los cuales serán sometidos por los cambios de actitud y potencia requeridos por el piloto a el helicóptero.

Los datos de la memoria de cálculo anterior, se utilizarán como base para ser aplicados al diseño de la flecha del rotor principal y la flecha del rotor de cola, por lo cual se crearon 2 figuras diferentes para cada pieza en diseño.

En las primeras figuras se muestran los resultados con los datos obtenidos del motor considerando únicamente la potencia entregada por el motor al rotor principal.

En las figuras secundarias se muestran los resultados con un factor de seguridad del 150% el cual es considerado para el diseño de la flecha del rotor principal y la flecha del rotor de cola.

En el diseño de las partes del helicóptero se ha obtenido la máxima seguridad del personal de abordó y de la aeronave. Esto es establecido en el FAR 25 Párrafo δ 25,303; δ 25.3 Disposiciones especiales para aprobación ETOPS del tipo de construcción de la misma.

Tabla 3.3 De la memoria de cálculo para los siguientes gráficos en el programa ANSYS

Tipo de carga		Con factor de seguridad del 150%
Par motor de la flecha del rotor principal	1994.364Nm	3521.568Nm
Fuerza de levantamiento	5886N	8829N
Par motor de la flecha principal del rotor de cola	403.3047Nm	711.714Nm

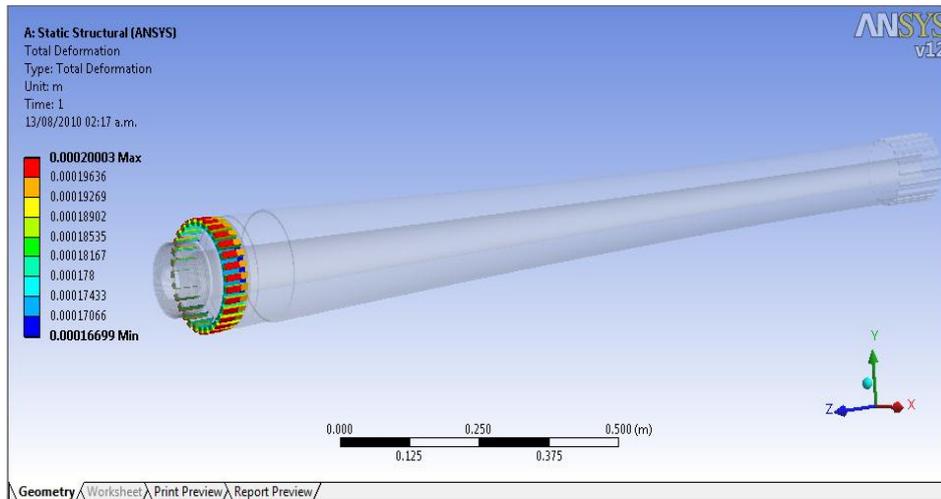


Figura 3.1 momento aplicado 1994Nm a la flecha del rotor principal se muestra la deformación total

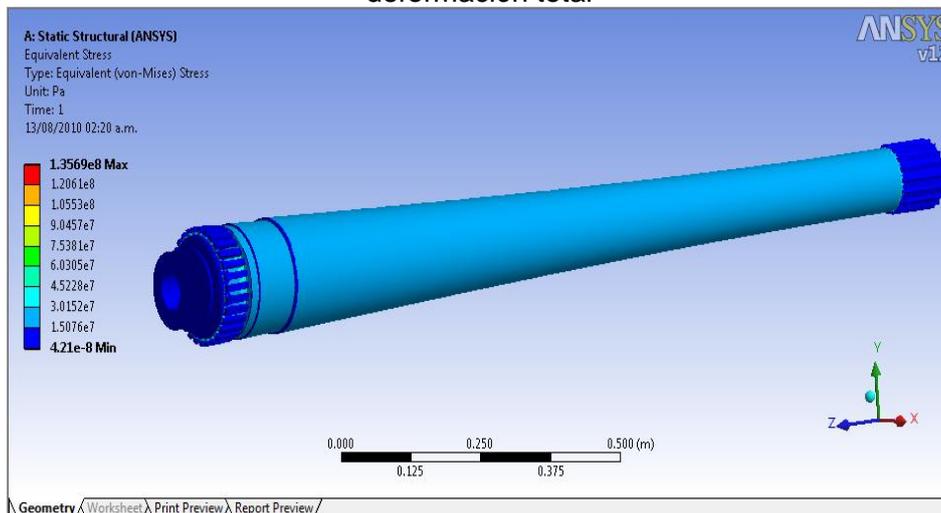


Figura 3.2 momento aplicado 1994Nm a la flecha del rotor principal, se muestra esfuerzo equivalente de Von-Mises

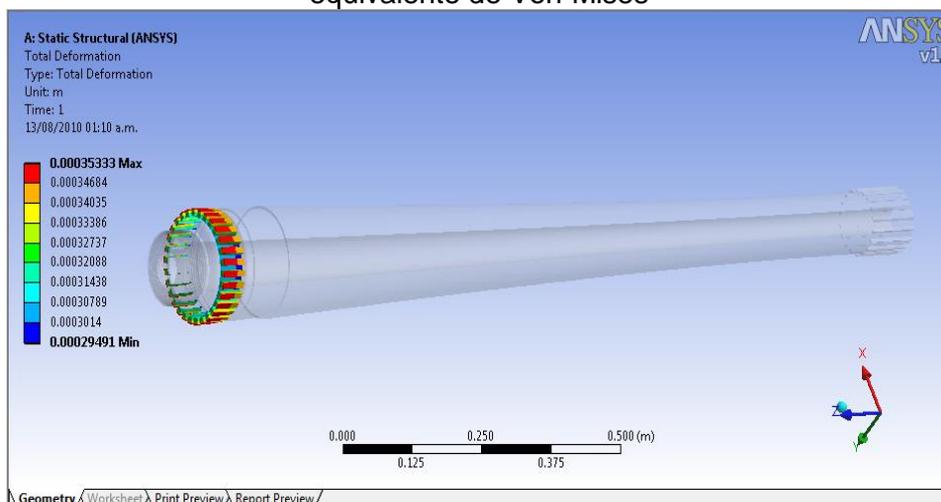


Figura 3.3 momento aplicado 3521Nm a la flecha del rotor principal con un factor de seguridad de 150%, se muestra la deformación total

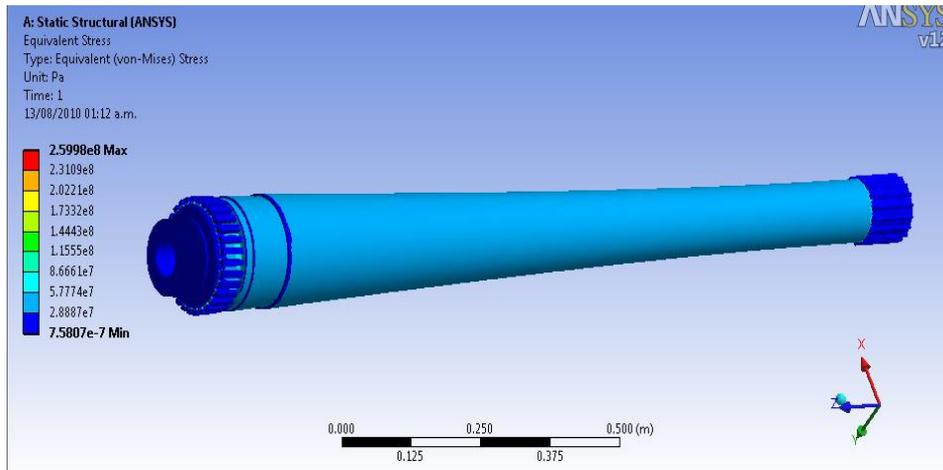


Figura 3.4 Momento aplicado 3521Nm a la flecha del rotor principal, con un factor de seguridad de 150%, se muestra esfuerzo equivalente de Von-Mises

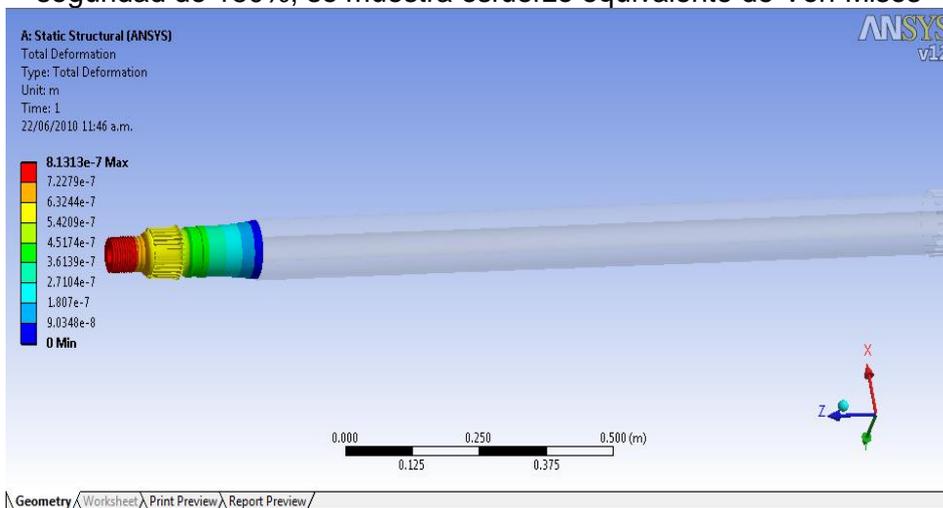


Figura 3.5 Fuerza de levantamiento 5886N aplicado a la flecha, se muestra la deformación total

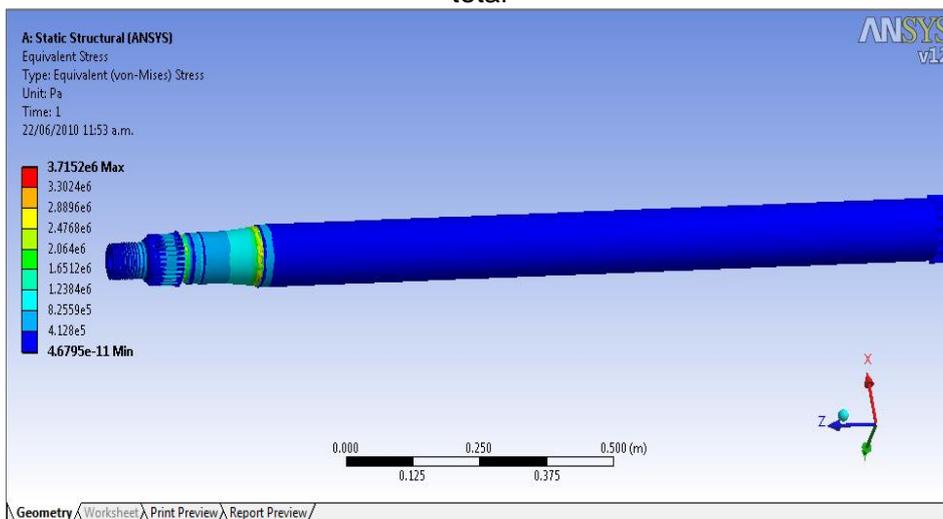


Figura 3.6 Fuerza de 5886N aplicada a la flecha del rotor principal, se muestra esfuerzo equivalente de Von-Mises

...

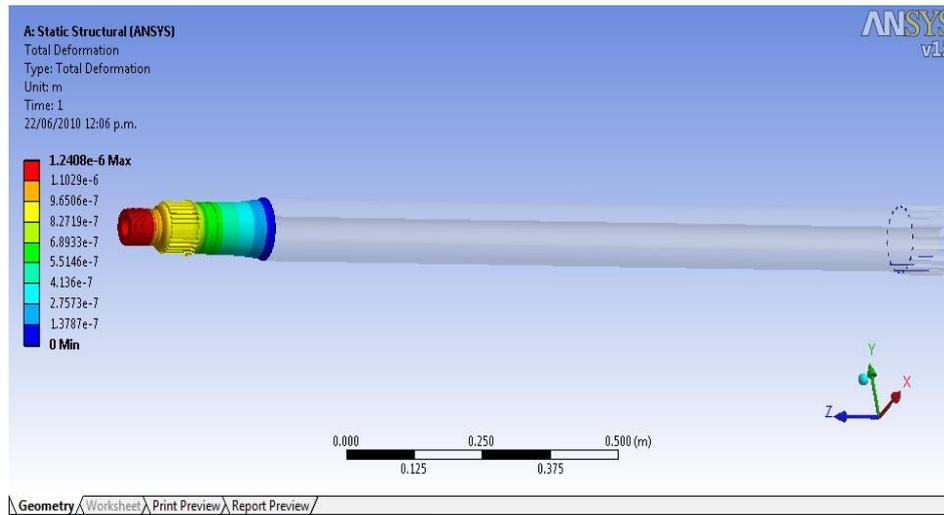


Figura 3.7 Fuerza de levantamiento 8829N aplicado a la flecha con un factor de seguridad de 150%, se muestra la deformación total

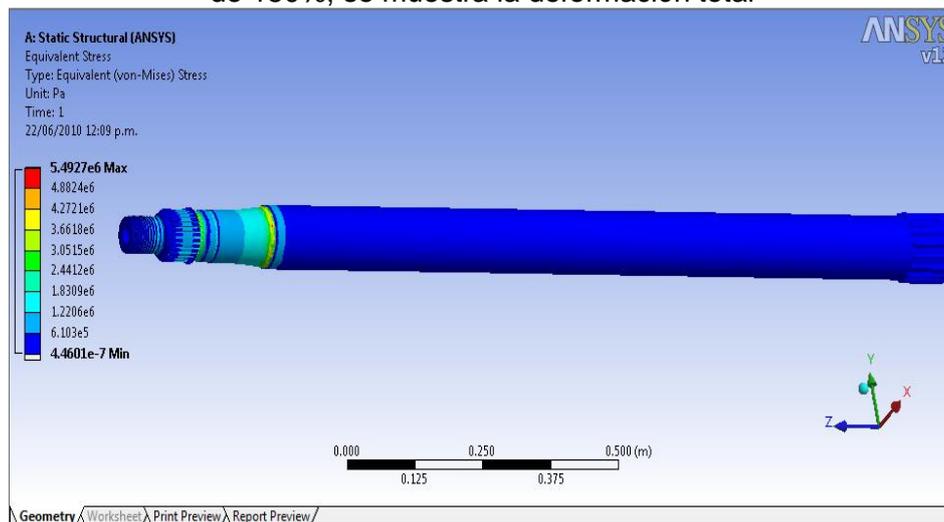


Figura 3.8 Fuerza de levantamiento 8829N aplicado a la flecha del rotor principal, con un factor de seguridad de 150% se muestra el esfuerzo equivalente de Von-Mises

3.4.1 Diseño de la flecha principal del rotor de cola

La flecha principal del rotor de cola se encuentra instalada en la flecha de salida de potencia de la transmisión principal y el único movimiento que transmite es circular a la caja de 90° y ésta misma impulsa las palas del rotor de cola. Las palas del rotor de cola proporcionan el anti torque que contrarresta el efecto de las palas del rotor principal, este efecto es de suma importancia, sin el cual el helicóptero estaría girando sobre su propio eje de la flecha del rotor principal sin control.

El diseño de la flecha, se ha realizado de acuerdo al estudio de los diferentes modelos de helicópteros en el mundo. Para la aeronave se diseñó una flecha hueca, sus extremos son más delgados para que se degüellen, considerando alguna situación en la cual sucediera un paro repentino de las palas del rotor de cola; se tomó como referencia el Manual básico de mantenimiento (HMI) y el Manual de partes de los helicópteros Schweizer 333 y 330 Modelo 269D, de la compañía Sikorsky Aircraft en Horseheads, NY 14845, los cuales son similares al diseño de la aeronave. Se tomaron en cuenta, también, las dimensiones del botalón, éstas mismas fueron establecidas en la tesina desarrollada en la edición anterior del presente seminario.

A continuación se muestran 2 imágenes: de la deformación total y del esfuerzo equivalente de Von Mises. Y posteriormente se muestra el isométrico correspondiente, el plano con sus vistas respectivas y acotaciones en milímetros.

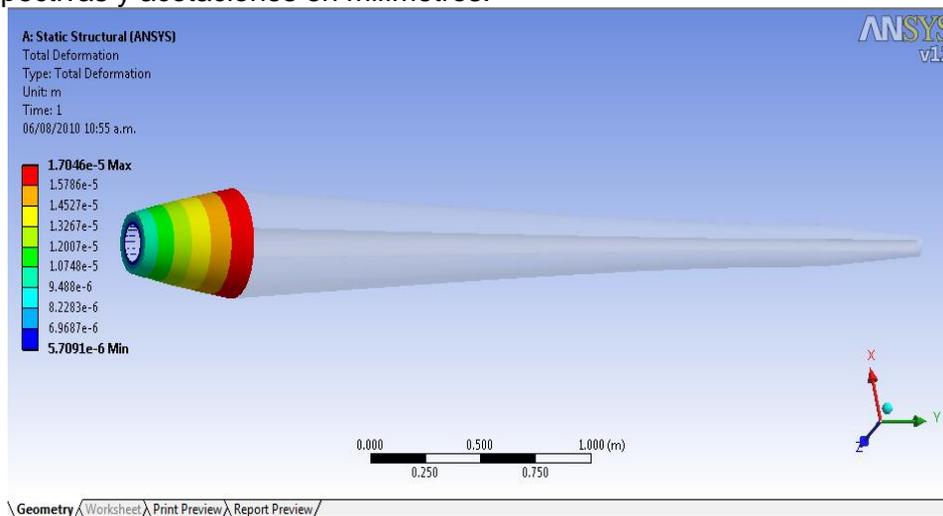


Figura 3.9 Momento 403Nm aplicado a la flecha del rotor de cola se muestra la deformación total

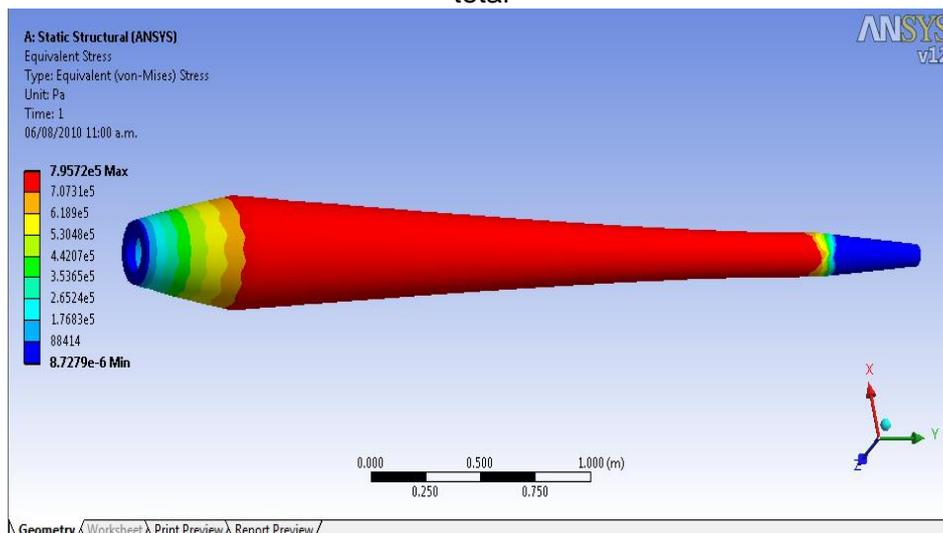


Figura 3.10 Momento 605Nm aplicado a la flecha del rotor de cola, se muestra esfuerzo equivalente de Von-Mises

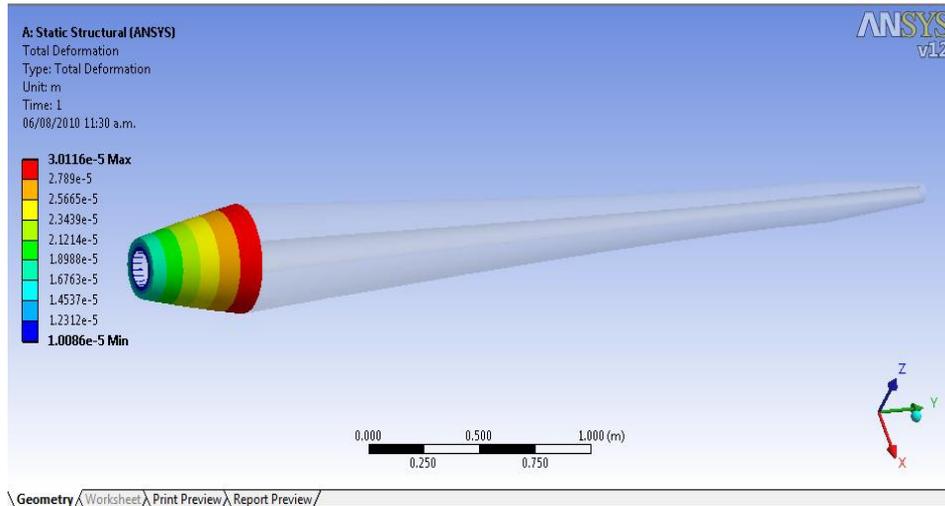


Figura 3.11 Momento 712Nm aplicado a la flecha del rotor de cola con un factor de seguridad de 150%, se muestra la deformación total

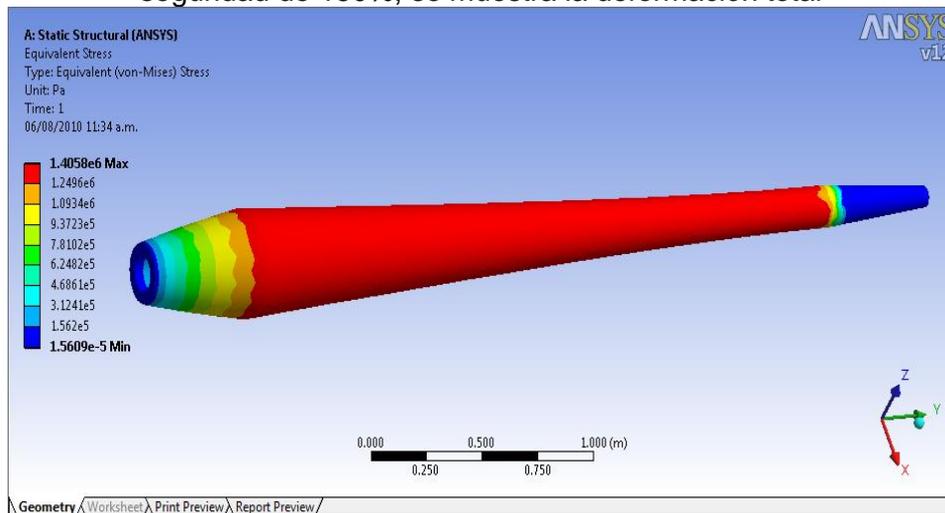


Figura 3.12 Momento 712Nm aplicado a la flecha del rotor de cola, con un factor de seguridad de 150% se muestra el esfuerzo equivalente de Von-Mises

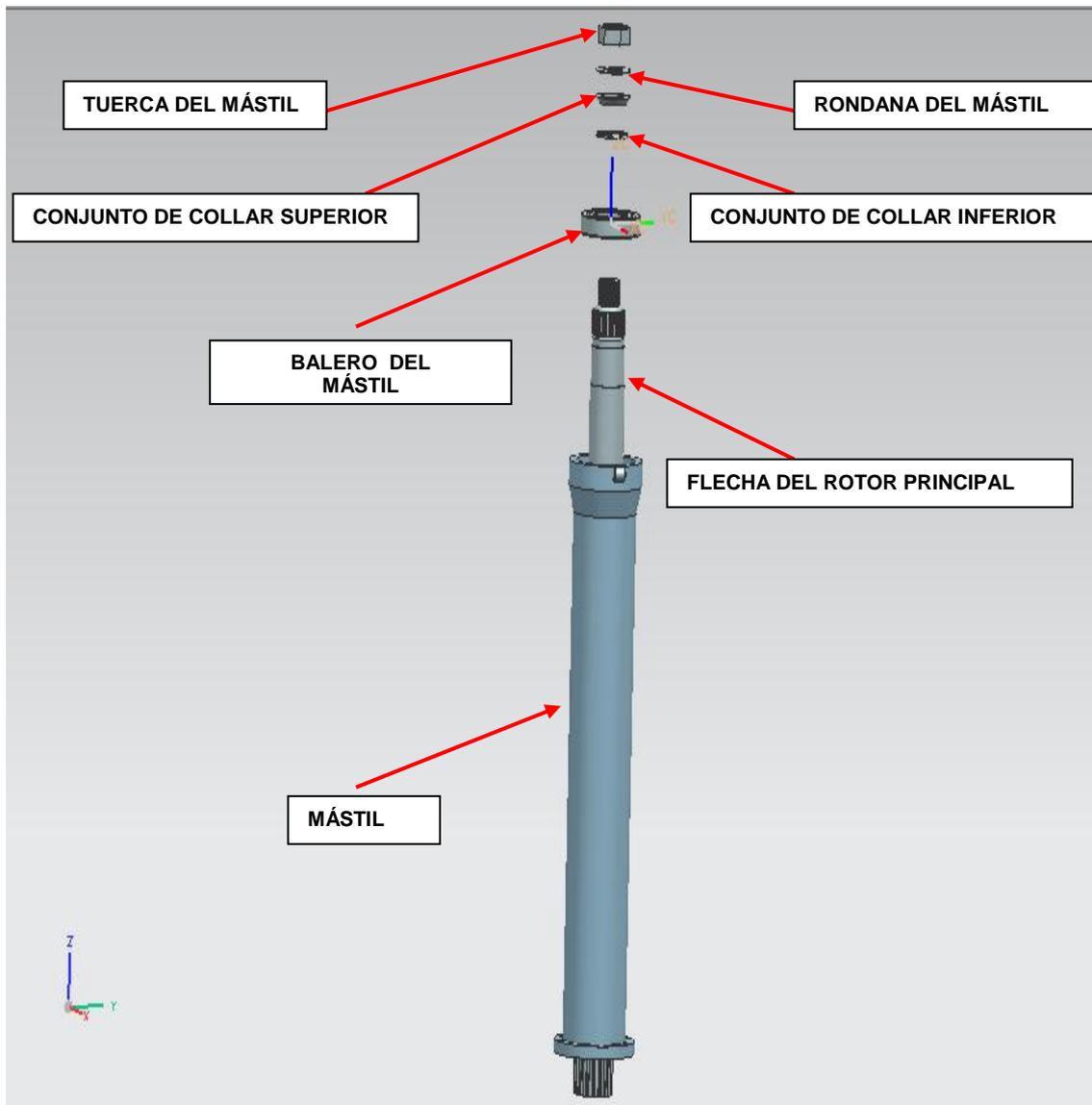


Figura 3.13 Conjunto del mástil y de la flecha del rotor principal

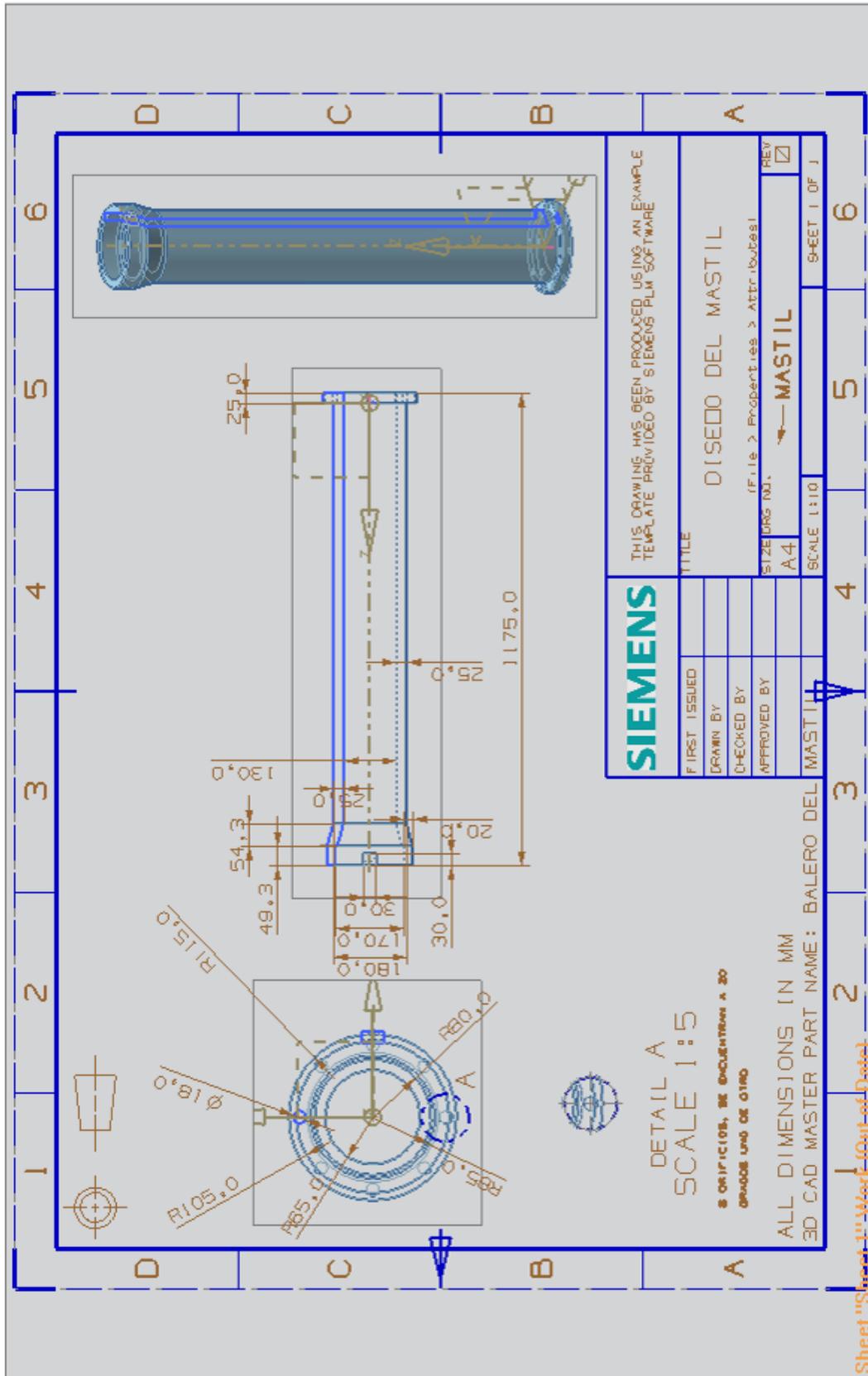


Figura 3.15 Plano del diseño del mástil

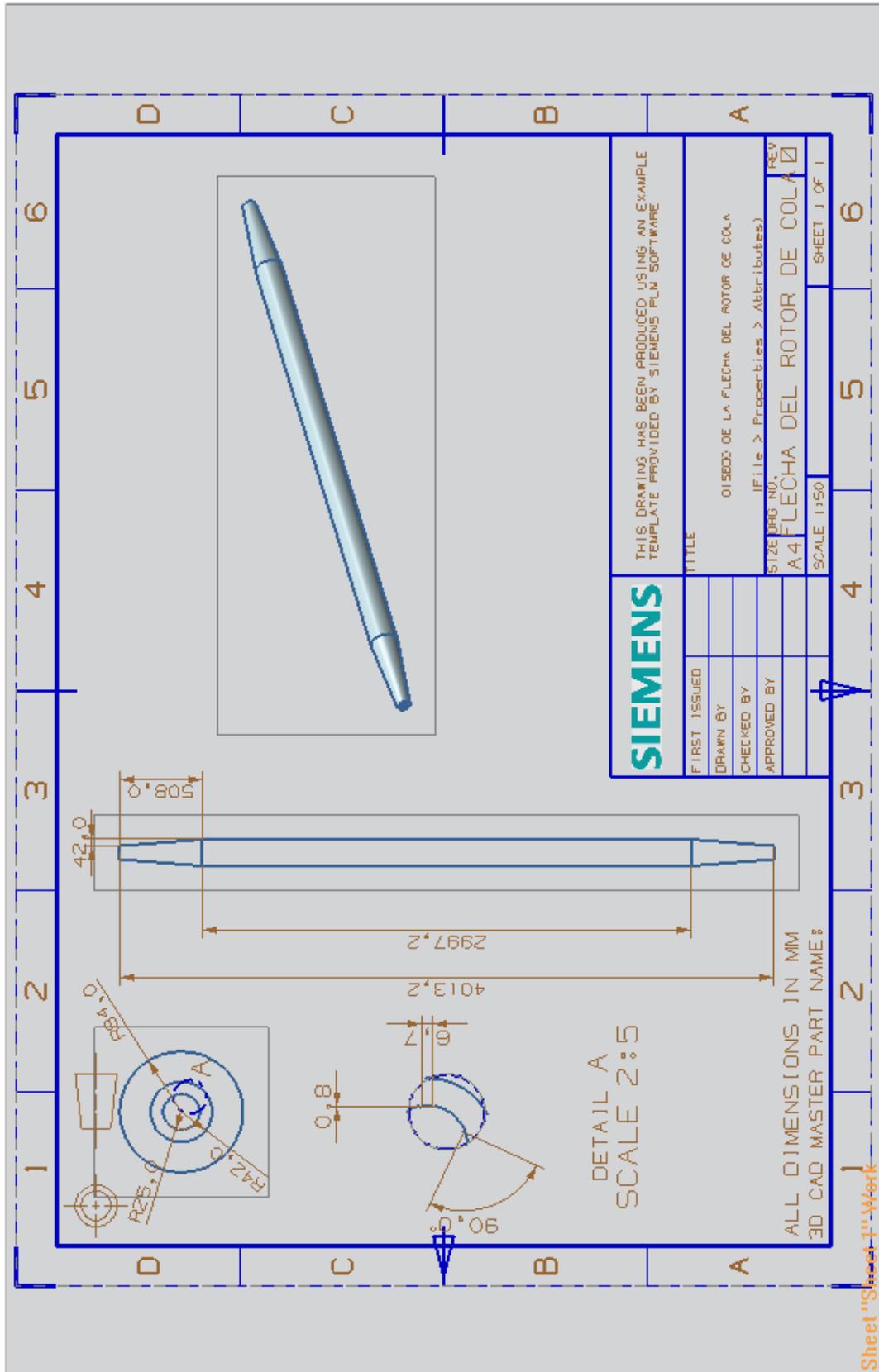


Figura 3.17 Plano del diseño de la flecha del rotor de cola



3.5 Recomendaciones y/o modificaciones

3.5.1 Selección del tipo de rodamiento del mástil

Con los datos anteriores de la memoria de cálculo y los gráficos obtenidos a través del programa ANSYS se seleccionó a través del manual de rodamientos de la compañía SKF el balero del mástil, el cual se encuentra disponible en el mercado; es un rodamiento de bolas con contacto angular, con cuatro puntos de contacto, cuyas características son las siguientes:

Dimensiones principales:

Diámetro interno: 95 mm

Diámetro externo: 170 mm

Capacidad de carga:

Dinámica: 212 kN

Estática: 232 kN

Carga límite de fatiga: 8.5 kN

Velocidades:

Velocidades de referencia: 4800 rpm

Velocidad límite: 6700 rpm

Designación que le da la compañía SKF: QJ219N2MA*

*Rodamiento SKF Explorer.

3.5.2 Tratamiento superficial de la flecha del rotor principal y de la flecha del rotor de cola

Algunos de los riesgos que amenazan el éxito del uso de los aceros inoxidable. Los cuales son: la corrosión por contacto, la corrosión en forma de picado o de pinchazos de alfiler, y la corrosión por fatiga. Por lo cual se recomienda un tratamiento superficial que es el electro pulido.

3.5.2.1 Pulido sanitario

El electro pulido es un tratamiento superficial mediante el cual el metal a ser pulido actúa como ánodo en una celda electrolítica, disolviéndose. Con la aplicación de corriente, se forma un film polarizado en la superficie metálica bajo tratamiento, permitiendo a los iones metálicos difundir a través de dicho film. Las micro y macro proyecciones, o puntos altos de la superficie rugosa, lo mismo que zonas con rebabas, son áreas de mayor densidad de corriente que el resto de la superficie, y se disuelven a mayor velocidad, dando lugar a una superficie más lisa, nivelada y/o rebabada. Simultáneamente, y bajo condiciones controladas de intensidad de corriente y temperatura, tiene lugar un abrillantamiento de la superficie.

En aleaciones, como el acero inoxidable, se tiene además la ventaja adicional que, al ser el hierro un metal que se disuelve fácilmente, se incrementa el contenido de cromo y níquel en la superficie, aumentando así la resistencia a la corrosión.

3.5.2.2 Electropulido

El electropulido (o pulido electroquímico, o pulido electrolítico) funciona básicamente debido que, al disolverse el metal bajo la circulación de corriente, se forma una capa viscosa de productos de la disolución, la cual se va difundiendo lentamente en el baño electrolítico.

El espesor de esta capa no es constante, siendo mayor en los valles; y como su resistencia eléctrica es superior a la de la solución de electro pulido, conduce a una disolución preferencial de los picos, y a una nivelación de la superficie.

En la figura 3.18 Se puede apreciar el esquema a de un corte transversal (a escala microscópica) de la superficie al comienzo del procedimiento, y el esquema b cómo después de un tiempo de tratamiento la superficie se ha disuelto y comienza a "nivelarse".

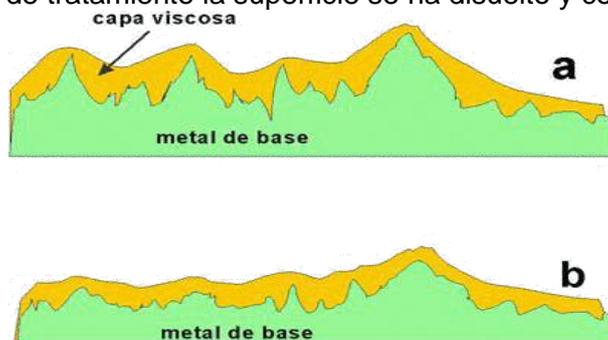


Figura 3.18 (a-b) Detalle de la superficie del metal base

En este proceso no se forma una capa superficial como en el caso del pulido mecánico, ya que lo que se disuelve es el metal de base.

El espesor de material disuelto varía entre 10 y 25 micrones, de acuerdo con la intensidad de corriente utilizada y el tiempo de exposición.

En la figura 3.18c se puede apreciar una microfotografía de una superficie tratada con esmeril 180, aumentada 50 veces. En la figura 3.20d, la misma superficie, después de electro pulida. Se ve claramente la acción niveladora descrita en el esquema de la figura 3.18a y b

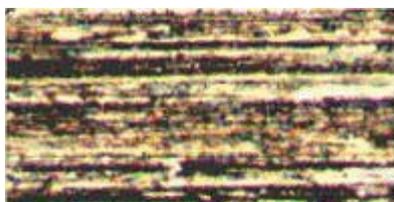


Figura 3.18c Superficie esmerilada



Figura 3.18d Superficie electropulida

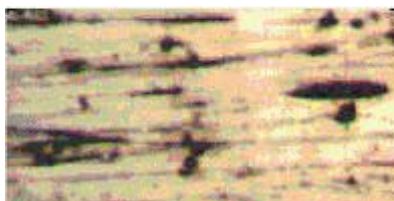


Figura 3.18e Superficie cepillada

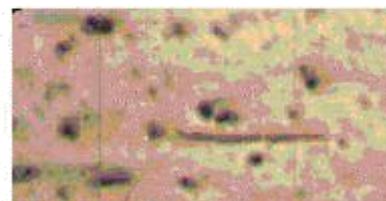


Figura 3.18f Superficie electropulida

La figura 3.18e es una microfotografía, con un aumento de 50 veces, de una superficie especular obtenida mediante un tratamiento mecánico con cepillo y pasta de pulir. Se aprecian claramente las pequeñas cavidades y rayas con bordes agudos, que dificultarán posteriormente las acciones de limpieza. En cambio, en la figura 3.18f, la misma superficie electro pulida muestra la ausencia de huecos con bordes definidos. En este tipo de terminación no podrán alojarse materiales extraños.



Por lo tanto, una superficie plana electro pulida, aunque brillante, no tendrá el aspecto especular del pulido mecánico. Sin embargo, a nivel microscópico y sanitario, es mejor, y el usuario deberá comprender que una superficie similar a la de un espejo, no necesariamente implica que a nivel microscópico esté libre de imperfecciones que pueden alojar colonias de microorganismos y/o iniciar procesos de corrosión localizada.

3.5.2.3 Limpieza de la superficie

Los fabricantes de productos de acero inoxidable (chapas, barras, productos de fundición, etc.), realizan grandes esfuerzos para despachar sus productos con una buena terminación superficial. Sin embargo, durante el transporte, o a medida que se van construyendo los equipos de proceso, y durante su uso, las superficies se ensucian con muchos tipos de materias extrañas y perjudiciales. Para que el acero inoxidable tenga un buen desempeño se debe eliminar toda esta contaminación. En la tabla 4, se resumen todos estos defectos y la manera de eliminarlos.

Tabla 3.4. Defectos superficiales y técnicas para su eliminación

Defecto	Técnica para eliminarlo
Polvo y suciedad	Lavar con agua y/o detergente. Si es necesario, hacerlo con agua a presión o vapor
Inclusiones de partículas de hierro	Tratar la superficie con solución de ácido nítrico al 20%. Lavar con agua limpia. Confirmar la eliminación con el test del ferroxilo. Si el hierro está aún presente, utilizar una solución de ácido nítrico (10%) y ácido fluorhídrico (2%). Lavar con agua limpia. Confirmar nuevamente con el test de ferroxilo. Repetir si es necesario. Eliminar todas las trazas del test del ferroxilo con agua limpia o ácido nítrico o acético diluidos.
Rasguños, manchas de calentamiento	Pulir la superficie con un abrasivo fino. Decapar la superficie con una solución de ácido nítrico al 10% y ácido fluorhídrico al 2% hasta eliminar todas las trazas. Lavar con agua limpia o electro pulir
Áreas oxidadas	Tratar la superficie con una solución de ácido nítrico al 20%. Confirmar la eliminación del óxido con el test del ferroxilo. Lavar con agua limpia o ácidos nítrico o acético diluidos
Rugosidades	Pulir con un abrasivo de grano fino
Marcas de electrodos	Eliminar mediante pulido con abrasivo de grano fino, o soldar encima si está en la línea de la soldadura
Salpicaduras de soldadura	Prevenir las mediante la utilización de una película adhesiva a los costados del cordón de soldadura, o eliminarlas utilizando un abrasivo de grano fino
Marcas de decapante de soldadura	Eliminar mediante abrasivo de grano fino
Aceite y grasa	Eliminar con solventes o limpiadores alcalinos
Residuos de adhesivos	Eliminar con solventes o mediante pulido con abrasivo de grano fino
Pintura, tiza y crayón	Lavar con agua limpia y/o limpiadores alcalinos
Productos de proceso	Lavar con agua limpia o vapor, o disolver mediante solvente adecuado
Depósitos coloreados	Disolver con ácidos nítrico, fosfórico o acético al 10-15 %. Lavar con agua limpia



3.6 Diseño de las cejas y la tuerca de la flecha del rotor principal

En esta sección se ha considerado el integrar al diseño de la flecha del rotor principal, unas cejas inferiores y superiores que le permitirán al núcleo de las palas (hub) moverse en conjunto con el plato oscilante (swashplate), debido a que en el diseño anterior no cuenta con esta articulación y se encuentra rígido el mismo.

La flecha del rotor principal se encuentra instalada en la transmisión principal y el único movimiento que transmite es circular a el núcleo de las palas; éste mismo debe moverse en conjunto con el plato oscilante cada vez que el piloto mueva el control cíclico para que el helicóptero pueda realizar los diferentes cambios de actitud.

La ceja inferior integrada al diseño tiene otra función primordial, la misma no permite que el núcleo de palas se salga del mástil en el momento que se encuentre girando y por alguna razón se perdiera la tuerca del mástil.

También se realizó el diseño de la tuerca que sujeta al núcleo de las palas con la flecha del rotor principal.

A continuación se muestran las piezas en planos con sus vistas respectivas, acotaciones en milímetros e isométrico correspondiente.

3.7 Conclusiones

Se han aplicado los conocimientos adquiridos en el seminario de Desarrollo de Proyectos en Ingeniería a través del diseño de las diferentes piezas en el programa NX6 y en el análisis por elemento finito en el programa ANSYS, con lo cual se concluye un diseño preliminar, del cual puede decirse que es confiable.

En base a los análisis realizados se hacen las siguientes recomendaciones:

El electro pulido el cual es un método industrial de acabado de la superficie para la flecha del rotor principal y de la flecha del rotor de cola la cual brinda ventajas técnicas y económicas, ésta no permitirá corrosión en el material y daños por la misma.

Utilizar un rodamiento SKF de bolas para la flecha del rotor principal, que primordialmente resiste cargas radiales y se encuentra en el mercado, con las especificaciones hechas para ser utilizado en el helicóptero propuesto.

En esta sección se ha integrado al diseño de la flecha del rotor principal, unas cejas inferiores y superiores que le permitirán al núcleo de las palas (hub) moverse en conjunto con el plato oscilante (swashplate); la ceja inferior integrada al diseño tiene otra función importante, la misma no permite que el núcleo de palas se salga de la flecha del rotor principal en el momento que se encuentre girando y por alguna razón se perdiera la tuerca de la misma.

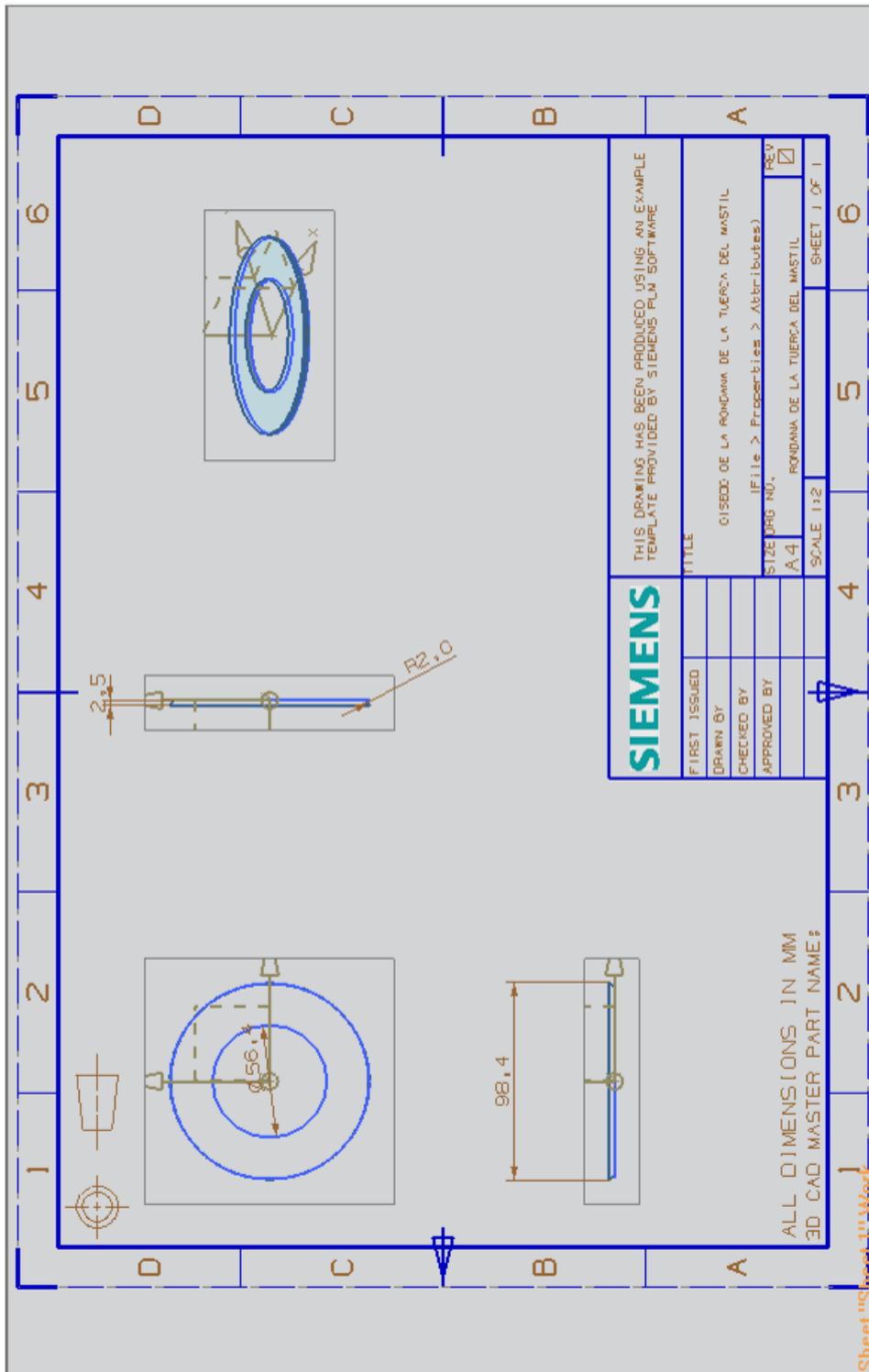


Figura 3.19 Plano del diseño de la arandela de la tuerca de la flecha del rotor principal

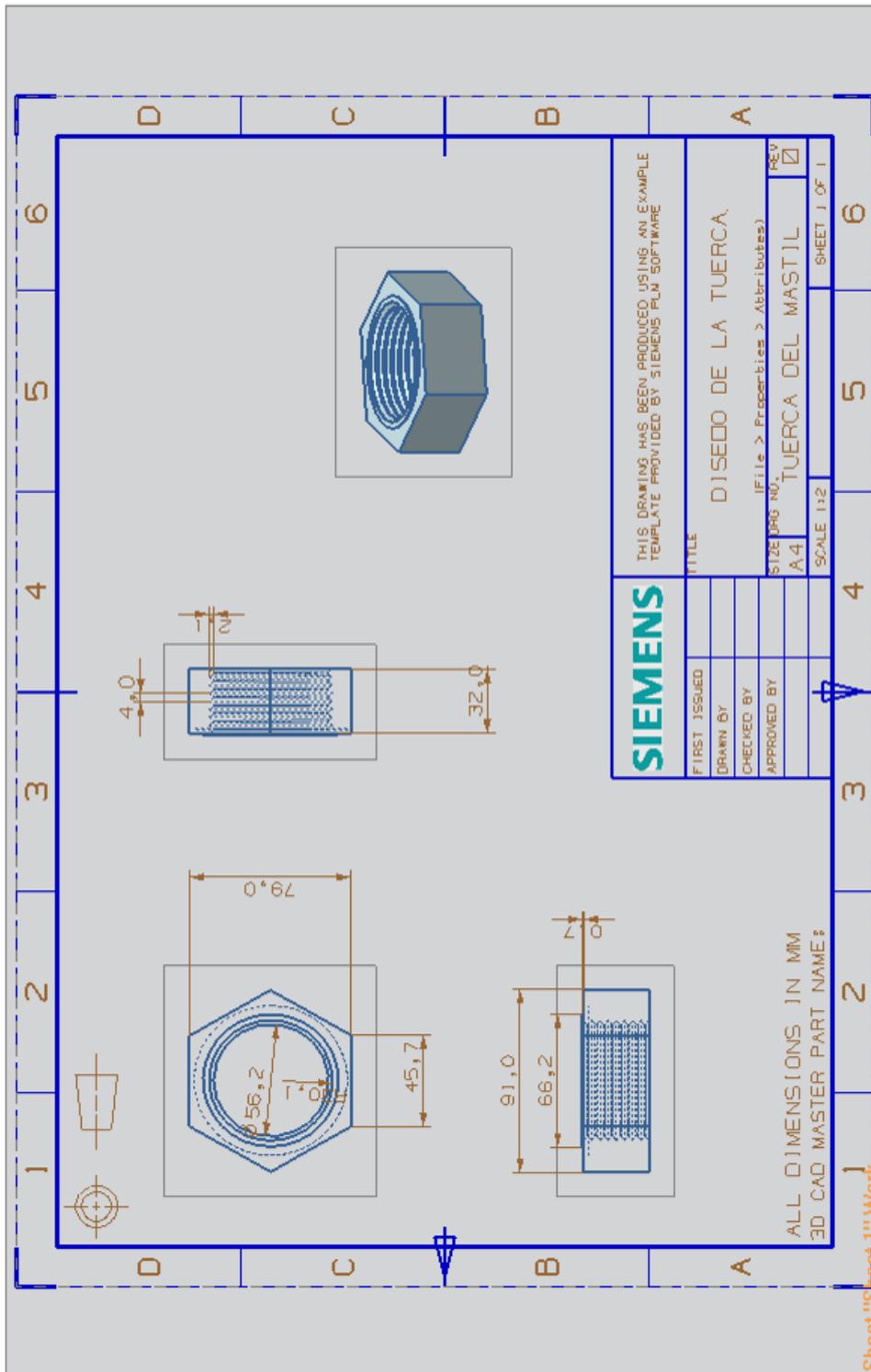


Figura 3.20 Plano del diseño de la tuerca de la flecha del rotor principal

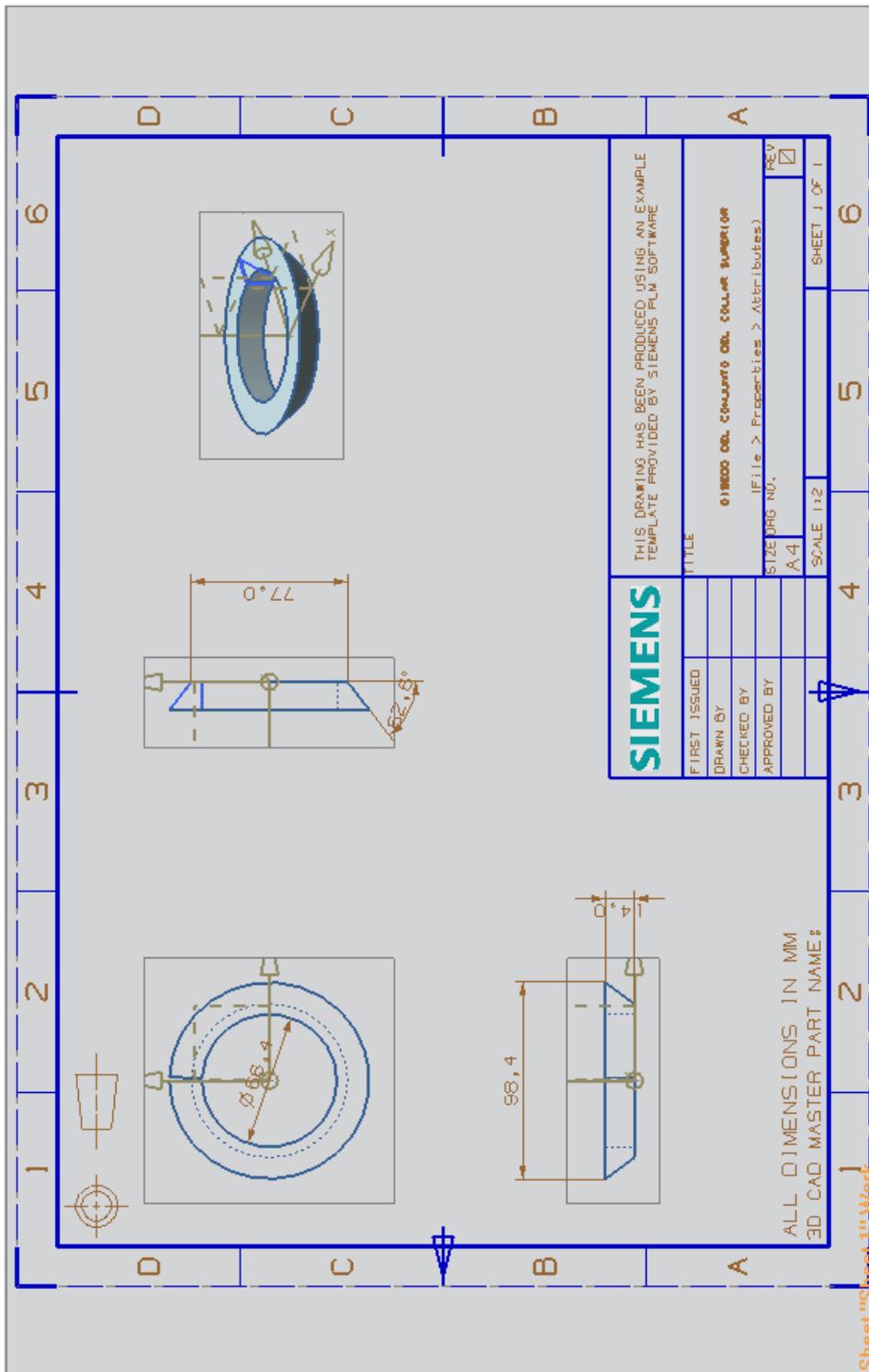


Figura 3.21 Plano del diseño del conjunto del collar superior

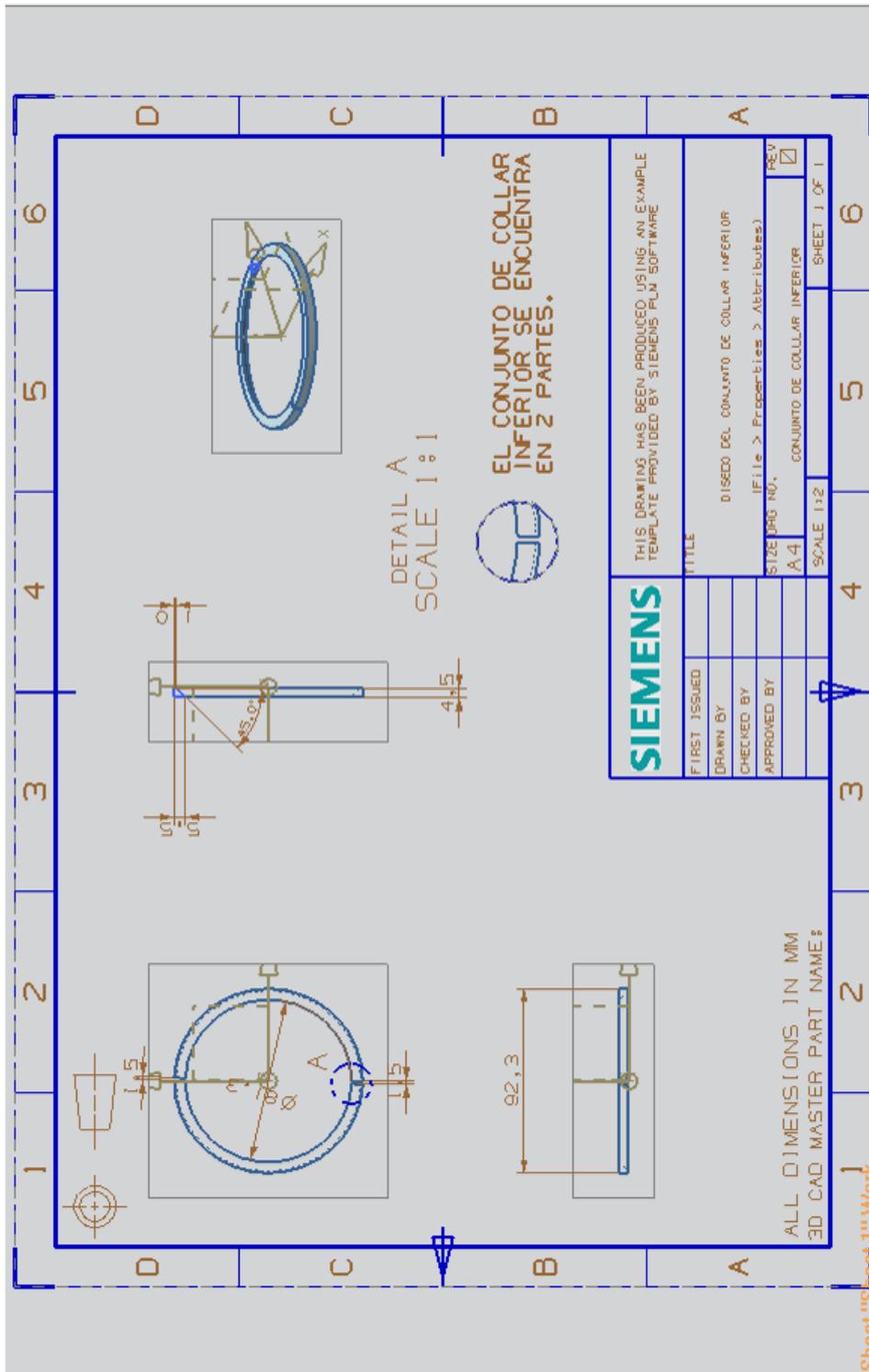


Figura 3.22 Plano del diseño del conjunto del collar inferior



Capítulo 4 Análisis estructural de la transmisión de un helicóptero biplaza mediante el uso de un programa de simulación basado en el método de elemento finito de elemento finito

4.1 Objetivo general

Analizar estructuralmente la transmisión de un helicóptero biplaza mediante el software ANSYS.

4.1.1 Objetivos particulares

- Determinar si el componente resiste las cargas a las cuales está sometido.
- Proponer una geometría que resista las cargas.
- Proponer un nuevo material para que el elemento resista las cargas.

4.1.2 Justificación

Dentro de la creciente ola de diseñadores y diseños mexicanos se encuentra un sector que ha comenzado a explotarse de manera efectiva, lucrativa y de cierto modo asertivo, éste es el sector que se denomina Diseño y Diseñadores de Ingeniería Aeronáutica y Aeroespacial. Y aunado a una definición que por sí sola muestra la complejidad y el nivel del diseño señalado, la política en materia de industria que ha seguido México en los últimos años marca un rumbo definido por el crecimiento, el apoyo colaborativo de las marcas, propuestas ya legisladas (caso particular de la AEXA) la expectativa de los nuevos mercados y la exigencia de los mercados ya consolidados dentro de este sector.

Por su parte el Instituto Politécnico Nacional a través del alumnado y sus catedráticos especializados han sido testigos y partícipes de dicho desarrollo, innovando, proponiendo, siguiendo y concretando proyectos efectivos.

El proyecto global es el diseño de un helicóptero biplaza, respondiendo a las necesidades que proyecto de tal envergadura conlleva, el presente trabajo es parte del seguimiento al cálculo estructural de la transmisión de dicho vehículo.

Haciendo un análisis particular del procedimiento se determinó que es necesario analizar por separado cada una de las partes que lo integran para posteriormente proceder a la integración de todo el conjunto y de esta forma hallar buenos resultados, es decir, que para que el aeronave sea operable, es menester realizar correctamente el modelado y simulación de las partes que integran cada elemento, como engranes, flechas, vigas o las palas de los rotores.

Puntualizando, para el caso de la transmisión, es un componente muy importante porque es el elemento que “transmite” la potencia del motor a la flecha por lo que se debe poner especial atención a los esfuerzos a los que están sometidos sus elementos, ya que ésta deben resistir el torque que transfiere el motor, además de que debe de existir una buena sujeción a la estructura principal.

Es por eso que se ha hecho uso de un software que utilizara el método del elemento finito, porque éste al utilizar una alta cantidad de ecuaciones proporciona resultados satisfactorios y sumamente confiables.

Es así como este cálculo quedará como referencia para las siguientes etapas del diseño de la aeronave, de la cual hemos tenido el privilegio de formar parte.



4.1.3 Alcance

El presente trabajo abarca el cálculo preliminar de los elementos de la transmisión dentro del software de elemento finito ANSYS, mismos elementos que han sido previamente propuestos, modelados y de los cuales se han definido algunas de sus especificaciones. De resultar viable el cálculo propuesto se procederá a la aprobación del mismo, y si resulta inviable, se señalará una nueva propuesta sugiriendo si es el caso, cambio de geometría y/o materiales.



4.2 Transmisión mecánica

4.2.1 Introducción

Se denomina transmisión mecánica a un mecanismo encargado de transmitir potencia entre dos o más elementos dentro de una máquina. Son parte fundamental de los elementos u órganos de una máquina, muchas veces clasificado como uno de los dos subgrupos fundamentales de estos elementos de transmisión y elementos de sujeción.

En la gran mayoría de los casos, estas transmisiones se realizan a través de elementos rotantes, ya que la transmisión de energía por rotación ocupa mucho menos espacio que aquella por traslación.

Una transmisión mecánica es una forma de intercambiar energía mecánica distinta a las transmisiones neumáticas o hidráulicas, ya que para ejercer su función emplea el movimiento de cuerpos sólidos, como lo son los engranajes y las correas de transmisión.

Típicamente, la transmisión cambia la velocidad de rotación de un eje de entrada, lo que resulta en una velocidad de salida diferente. En la vida diaria se asocian habitualmente las transmisiones con los automóviles. Sin embargo, las transmisiones tienen una gran variedad de aplicaciones, algunas de ellas estacionarias. Las transmisiones primitivas comprenden, por ejemplo, reductores y engranajes en ángulo recto en molinos de viento o agua y máquinas de vapor, especialmente para tareas de bombeo, molienda o elevación (norias).

En general, las transmisiones reducen una rotación inadecuada, de alta velocidad y bajo par motor, del eje de salida del impulsor primario a una velocidad más baja con par de giro más alto, o a la inversa. Muchos sistemas, como las transmisiones empleadas en los automóviles, incluyen la capacidad de seleccionar alguna de varias relaciones diferentes. En estos casos, la mayoría de las relaciones (llamadas usualmente "marchas" o "cambios") se emplean para reducir la velocidad de salida del motor e incrementar el par de giro; sin embargo, las relaciones más altas pueden ser sobremarchas que aumentan la velocidad de salida.

También se emplean transmisiones en equipamiento naval, agrícola, industrial, de construcciones y de minería. Adicionalmente a las transmisiones convencionales basadas en engranajes, estos dispositivos suelen emplear transmisiones hidrostáticas y accionadores eléctricos de velocidad ajustable.

4.2.2 Tipos de Transmisión

Entre las formas más habituales de transmisión son:

- Con correa, como una correa de distribución.
- Con cadena.
- Con balancines.
- Con cascada de engranajes.
- Con cardán.

4.3 Rodamientos

Para el presente capítulo los elementos como engranes ya fueron calculados, ahora basta con seleccionar los rodamientos que se utilizarán en las uniones de estos con los árboles, pero antes una descripción de lo que son los rodamientos.

Un rodamiento, también denominado rulemán, rolinera, rúleman, cojinete, balinera o balero (en México) o rodaje (en Perú) o caja de bolas (en Cuba) o también Bolillero en Argentina, es un elemento mecánico que reduce la fricción entre un eje y las piezas conectadas a éste, que le sirve de apoyo y facilita su desplazamiento.

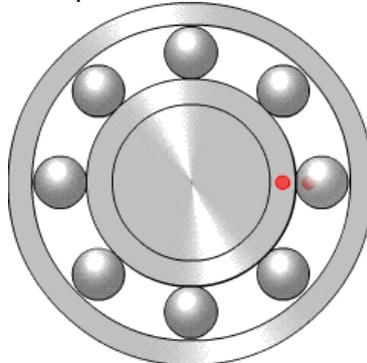


Figura 4.1 Rodamiento simple

De acuerdo con el tipo de contacto que exista entre las piezas, el rodamiento puede ser deslizante o lineal y rotativo.

El elemento rotativo que puede emplearse en la fabricación del rodamiento, pueden ser: bolas, rodillos o agujas.

Los rodamientos de movimiento rotativo, según el sentido del esfuerzo que soporta, los hay axiales, radiales y axiales-radiales.

Un rodamiento radial es el que soporta esfuerzos radiales, que son esfuerzos de dirección normal a la dirección que pasa por el centro de su eje, como por ejemplo una rueda, es axial si soporta esfuerzos en la dirección de su eje, ejemplo en quicio, y axial-radial si los puede soportar en los dos, de forma alternativa o combinada.

La fabricación de los cojinetes de bolas es la que ocupa en tecnología un lugar muy especial, dados los procedimientos para conseguir la esfericidad perfecta de la bola. Los mayores fabricantes de ese tipo de cojinetes emplean el vacío para tal fin. El material es sometido a un tratamiento abrasivo en cámaras de vacío absoluto. El producto final no es casi perfecto, también es atribuida la gravedad como efecto adverso. Los suecos, fabricantes de acero para partes de alta fricción en máquinas, han conseguido llevar al espacio exterior la técnica para el tratamiento final de las bolas, evitando el efecto gravedad, con el fin de conseguir la esfericidad deseada. Los cojinetes o rulemanes son llamados rodajes en algunos países de habla hispana.

4.3.1 Tipos de rodamientos

Cada clase de rodamientos muestra propiedades características, que dependen de su diseño y que lo hace más o menos apropiado para una aplicación dada. Por ejemplo, los rodamientos rígidos de bolas pueden soportar cargas radiales moderadas así como cargas axiales pequeñas. Tienen baja fricción y pueden ser producidos con gran precisión. Por lo tanto, son preferidos para motores eléctricos de medio y pequeño tamaño. Los rodamientos de rodillos esféricos pueden soportar cargas radiales muy pesadas y son oscilantes, lo que les permite asumir flexiones del eje, y pequeñas desalineaciones entre dos rodamientos, que soportan un mismo eje. Estas propiedades los hacen muy populares para aplicaciones por ejemplo en ingeniería pesada, donde las cargas son fuertes, así como las deformaciones producidas por las cargas, en máquinas grandes es también habitual cierta desalineación entre apoyos de los rodamientos.

4.3.1.1 Rodamientos rígidos de bolas

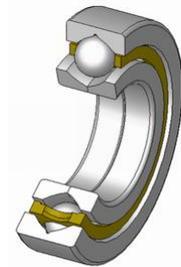


Figura 4.2 Rodamiento de bola

Son usados en una gran variedad de aplicaciones. Son fáciles de diseñar, no separables, capaces de operar en altas e incluso muy altas velocidades y requieren poca atención o mantenimiento en servicio. Estas características, unidas a su ventaja de precio, hacen a estos rodamientos los más populares de todos los rodamientos.

4.3.1.2 Rodamientos de una hilera de bolas con contacto angular

El rodamiento de una hilera de bolas con contacto angular tiene dispuestos sus caminos de rodadura de forma que la presión ejercida por las bolas es aplicada oblicuamente con respecto al eje. Como consecuencia de esta disposición, el rodamiento es especialmente apropiado para soportar no solamente cargas radiales, sino también grandes cargas axiales, debiendo montarse el mismo en contraposición con otro rodamiento que pueda recibir carga axial en sentido contrario. Este rodamiento no es desmontable.

4.3.1.3 Rodamientos de agujas

Son rodamientos con rodillos cilíndricos muy delgados y largos en relación con su menor diámetro. A pesar de su pequeña sección, estos rodamientos tienen una gran capacidad de carga y son eminentemente apropiados para las aplicaciones donde el espacio radial es limitado.

4.3.1.4 Rodamientos de rodillos cónicos

El rodamiento de rodillos cónicos, debido a la posición oblicua de los rodillos y caminos de rodadura, es especialmente adecuado para resistir cargas radiales y axiales simultáneas. Para casos en que la carga axial es muy importante hay una serie de rodamientos cuyo ángulo es muy abierto. Este rodamiento debe montarse en oposición con otro rodamiento capaz de soportar los esfuerzos axiales en sentido contrario. El rodamiento es desmontable; el aro interior con sus rodillos y el aro exterior se montan cada uno separadamente.

4.3.1.5 Rodamientos de rodillos cilíndricos de empuje

Son apropiados para aplicaciones que deben soportar pesadas cargas axiales. Además, son insensibles a los choques, son fuertes y requieren poco espacio axial. Son rodamientos de una sola dirección y solamente pueden aceptar cargas axiales en una dirección. Su uso principal es en aplicaciones donde la capacidad de carga de los rodamientos de bolas de empuje es inadecuada.

4.3.1.6 Rodamientos axiales de rodillos a rótula

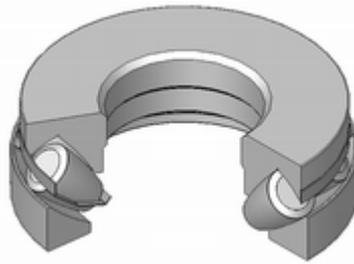


Figura 4.3 Rodamiento de rodillo

4.3.1.7 Rodamiento axial.

El rodamiento axial de rodillos a rótula tiene una hilera de rodillos situados oblicuamente, los cuales, guiados por una pestaña del aro fijo al eje, giran sobre la superficie esférica del aro apoyado en el soporte. En consecuencia, el rodamiento posee una gran capacidad de carga y es de alineación automática. Debido a la especial ejecución de la superficie de apoyo de los rodillos en la pestaña de guía, los rodillos giran separados de la pestaña por una fina capa de aceite. El rodamiento puede, por lo mismo, girar a una gran velocidad, aun soportando elevada carga. Contrariamente a los otros rodamientos axiales, éste puede resistir también cargas radiales.

4.3.1.8 Rodamientos de bolas a rótula

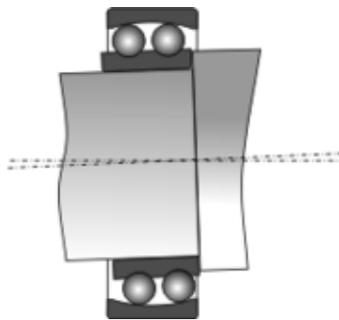


Figura 4.4 Rodamiento de rótula

Los rodamientos de bolas a rótula tienen dos hileras de bolas que apoyan sobre un camino de rodadura esférico en el aro exterior, permitiendo desalineaciones angulares del eje respecto al soporte. Son utilizados en aplicaciones donde pueden producirse desalineaciones considerables, por ejemplo, por efecto de las dilataciones, de flexiones en el eje o por el modo de construcción. De esta forma, liberan dos grados de libertad correspondientes al giro del aro interior respecto a los dos ejes geométricos perpendiculares al eje del aro exterior.

Este tipo de rodamientos tienen menor fricción que otros tipos de rodamientos, por lo que se calientan menos en las mismas condiciones de carga y velocidad, siendo aptos para mayores velocidades.

4.3.1.9 Rodamientos de rodillos cilíndricos

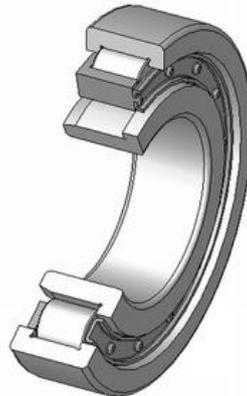


Figura 4.5 Rodamiento de rodillo cilíndrico.

4.3.1.10 Rodamiento de rodillos cilíndricos del tipo NUP.

Un rodamiento de rodillos cilíndricos normalmente tiene una hilera de rodillos. Estos rodillos son guiados por pestañas de uno de los aros, mientras que el otro aro puede tener pestañas o no.

Según sea la disposición de las pestañas, hay varios tipos de rodamientos de rodillos cilíndricos:

- Tipo NU: con dos pestañas en el aro exterior y sin pestañas en el aro interior. Sólo admiten cargas radiales, son desmontables y permiten desplazamientos axiales relativos del alojamiento y eje en ambos sentidos.
- Tipo N: con dos pestañas en el aro interior y sin pestañas en el aro exterior. Sus características similares al anterior tipo.
- Tipo NJ: con dos pestañas en el aro exterior y una pestaña en el aro interior. Puede utilizarse para la fijación axial del eje en un sentido.
- Tipo NUP: con dos pestañas integrales en el aro exterior y con una pestaña integral y dos pestañas en el aro interior. Una de las pestañas del aro interior no es integral, es decir, es similar a una arandela para permitir el montaje y el desmontaje. Se utilizan para fijar axialmente un eje en ambos sentidos.

Los rodamientos de rodillos son más rígidos que los de bolas y se utilizan para cargas pesadas y ejes de gran diámetro.

4.3.1.11 Rodamientos de rodillos a rótula

El rodamiento de rodillos a rótula tiene dos hileras de rodillos con camino esférico común en el aro exterior siendo, por lo tanto, de alineación automática. El número y tamaño de sus rodillos le dan una capacidad de carga muy grande. La mayoría de las series puede soportar no solamente fuertes cargas radiales sino también cargas axiales considerables en ambas direcciones. Pueden ser reemplazados por cojinetes de la misma designación que se dará por medio de letras y números según corresponda a la normalización determinada.

4.3.1.12 Rodamientos axiales de bolas de simple efecto

El rodamiento axial de bolas de simple efecto consta de una hilera de bolas entre dos aros, uno de los cuales, el aro fijo al eje, es de asiento plano, mientras que el otro, el aro apoyado en el soporte, puede tener asiento plano o esférico. En este último caso, el rodamiento se apoya en una contraplaca. Los rodamientos con asiento plano deberían, sin duda, preferirse para la mayoría de las aplicaciones, pero los de asiento esférico son muy útiles en ciertos casos, para compensar pequeñas inexactitudes de fabricación de los soportes. El rodamiento está destinado a resistir solamente carga axial en una dirección.

4.3.1.13 Rodamientos de aguja de empuje

Pueden soportar pesadas cargas axiales, son insensibles a las cargas de choque y proveen aplicaciones de rodamientos duros requiriendo un mínimo de espacio axial.

4.3.2 Selección de los rodamientos faltantes

Para efectos del presente trabajo, fue necesario seleccionar el rodamiento que va ubicado en el eje que procede del rotor de cola; se seleccionó en relación a los datos del diámetro exterior del eje de 3 pulgadas iguales a 76.2 milímetros y la velocidad de giro de 420 rpm se seleccionó el rodamiento cuya designación es RMS 24 y cuya imagen se muestra a continuación:

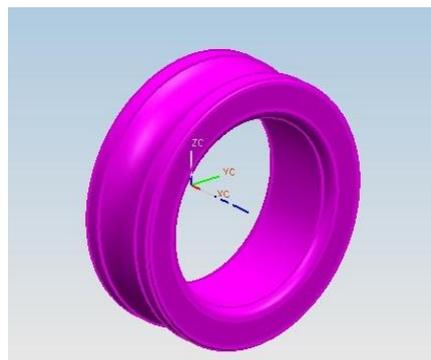


Figura 4.6 Rodamiento del eje de rotor de cola

Otro rodamiento que se debió seleccionar fue el que conecta al engrane mayor de la transmisión con la flecha del rotor principal para el cual se buscó un rodamiento de 101.6 milímetros de diámetro interior y una velocidad de giro un 50% superior a las 545 rpm por motivos de seguridad y resultó ser el rodamiento con designación RMS 32 del cual se muestra su imagen:

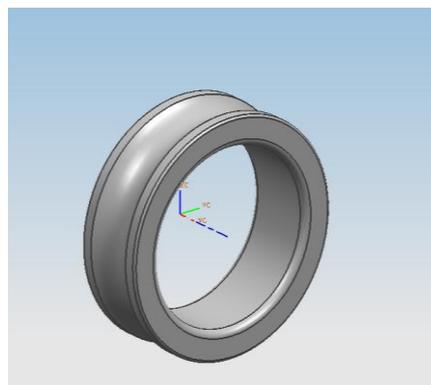


Figura 4.7 Rodamiento del eje de rotor principal



4.4 Sistema de lubricación

Una transmisión de potencia como cualquier otro ensamble mecánico, está conformada por numerosos elementos que deben funcionar acoplados unos a otros lo que genera fricción entre ellos, por eso es necesario que exista una adecuada lubricación de estos con el fin de evitar daños físicos como sería la pérdida de material o microgrietas que provoquen un mal funcionamiento del conjunto o quizás hasta pongan en riesgo su integridad.

Para este trabajo se optó por diseñar un sistema sencillo que funcione por el principio de gravedad, para lo que se va a utilizar una bomba impulsada por el motor por medio de una banda que impulse el lubricante y luego ese circule a través de unas líneas que se conectan a la tapa superior de la transmisión y de allí caiga por su propio peso y enjuague todas las piezas para luego regresar a su depósito por medio de otra línea.

4.4.1 Bomba hidráulica

Una bomba es una máquina hidráulica generadora que transforma la energía (generalmente energía mecánica) con la que es accionada en energía hidráulica del fluido incompresible que mueve. El fluido incompresible puede ser líquido o una mezcla de líquidos y sólidos como puede ser el hormigón antes de fraguar o la pasta de papel. Al incrementar la energía del fluido, se aumenta su presión, su velocidad o su altura, todas ellas relacionadas según el principio de Bernoulli. En general, una bomba se utiliza para incrementar la presión de un líquido añadiendo energía al sistema hidráulico, para mover el fluido de una zona de menor presión o altitud a otra de mayor presión o altitud.

Existe una ambigüedad en la utilización del término bomba, ya que generalmente es utilizado para referirse a las máquinas de fluido que transfieren energía, o *bombean* fluidos incompresibles, y por lo tanto no alteran la densidad de su fluido de trabajo, a diferencia de otras máquinas como lo son los compresores, cuyo campo de aplicación es la neumática y no la hidráulica. Pero también es común encontrar el término bomba para referirse a máquinas que *bombean* otro tipo de fluidos, así como lo son las bombas de vacío o las bombas de aire.

4.4.2 Tipos de bombas

4.4.2.1 Según el principio de funcionamiento

La principal clasificación de las bombas según el funcionamiento en que se base.

Bombas de desplazamiento positivo o volumétricas, en las que el principio de funcionamiento está basado en la hidroestática, de modo que el aumento de presión se realiza por el empuje de las paredes de las cámaras que varían su volumen. En este tipo de bombas, en cada ciclo el órgano propulsor genera de manera positiva un volumen dado o cilindrada, por lo que también se denominan bombas volumétricas. En caso de poder variar el volumen máximo de la cilindrada se habla de bombas de volumen variable. Si ese volumen no se puede variar, entonces se dice que la bomba es de volumen fijo. A su vez este tipo de bombas pueden subdividirse en

Bombas de émbolo alternativo, en las que existe uno o varios compartimentos fijos, pero de volumen variable, por la acción de un émbolo o de una membrana. En estas máquinas, el movimiento del fluido es discontinuo y los procesos de carga y descarga se realizan por válvulas que abren y cierran alternativamente. Algunos ejemplos de este tipo de bombas son la bomba alternativa de pistón, la bomba rotativa de pistones o la bomba pistones de accionamiento axial.

Bombas volumétricas rotativas o rotoestáticas, en las que una masa fluida es confinada en uno o varios compartimentos que se desplazan desde la zona de entrada (de baja presión) hasta la zona de salida (de alta presión) de la máquina. Algunos ejemplos de este tipo de máquinas son la bomba de paletas, la bomba de lóbulos, la bomba de engranajes, la bomba de tornillo o la bomba peristáltica.

Bombas rotodinámicas, en las que el principio de funcionamiento está basado en el intercambio de cantidad de movimiento entre la máquina y el fluido, aplicando la hidrodinámica. En este tipo de bombas hay uno o varios rodetes con álabes que giran generando un campo de presiones en el fluido. En este tipo de máquinas el flujo del fluido es continuo. Estas turbomáquinas hidráulicas generadoras pueden subdividirse en:

Bombas radiales o centrífugas, cuando el movimiento del fluido sigue una trayectoria perpendicular al eje del rodete impulsor.

Bombas axiales, cuando el fluido pasa por los canales de los álabes siguiendo una trayectoria contenida en un cilindro.

Bombas diagonales o helicocentrífugas, cuando la trayectoria del fluido se realiza en otra dirección entre las anteriores, es decir, en un cono coaxial con el eje del rodete.

4.4.2.2 Según el tipo de accionamiento

Electrobombas. Genéricamente, son aquellas accionadas por un motor eléctrico, para distinguirlas de las **motobombas**, habitualmente accionadas por motores de combustión interna.

Bombas neumáticas que son bombas de desplazamiento positivo en las que la energía de entrada es neumática, normalmente a partir de aire comprimido.

Bombas de accionamiento hidráulico, como la bomba de ariete o la noria.

Bombas manuales. Un tipo de bomba manual es la bomba de balancín.

Para esta transmisión se seleccionó la bomba modelo B1 versión 3.2 del fabricante Livenza que entre sus características está un desplazamiento de un galón de fluido por minuto a una velocidad de giro de 3200 rpm, así como una presión máxima imprimible de 3450 psi. A continuación se muestra su imagen:



Figura 4.8 Bomba Livenza B1

4.5 Simulación en el software ANSYS

A cada una de las piezas se les sometió a tres diferentes pruebas por medio del software Workbench de ANSYS, éstas fueron: esfuerzos totales (Von-Misses), deformaciones totales y el análisis de vibraciones con seis modos diferentes.

El procedimiento para simular en el software Workbench comienza definiendo la geometría, ésta ya existía, fue desarrollada por integrantes del seminario previo, fue modelada en el programa NX6, por lo que sólo fue necesario guardarlos con extensión .stp e importarlos desde Workbench.

Aquí se muestran las piezas en explosión:

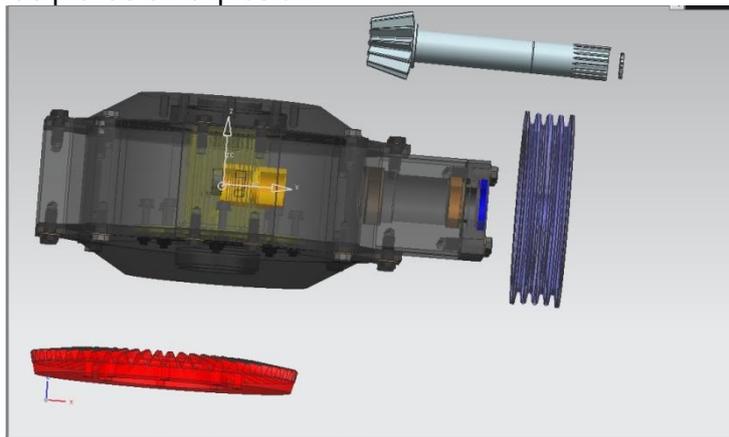


Figura 4.9 Explosión del sistema de transmisión.

Posteriormente se debe crear la malla del objeto, esto con el fin de que se definan nodos y elementos, pues el programa utiliza el método del análisis de elemento finito para realizar los cálculos, el cual es el siguiente.

El volumen completo de la pieza se divide en objetos “finitos” de forma cúbica o tetraédrica según convenga el caso, cada esquina del objeto (nodo) presenta fuerzas y momentos que deben ser calculados para así conocer los esfuerzos en todo el volumen del objeto por medio de una matriz de rigidez.

Básicamente el procedimiento es así:

$$[F] = [k][x] \quad (4.1)$$

El programa multiplica la matriz de fuerzas $[F]$ por la inversa de la matriz de rigidez $[k]$ para así encontrar los desplazamientos (que también se muestran en los resultados) y posteriormente siguiendo la ley de Hooke:

$$\zeta = E\mu \quad (4.2)$$

Donde la letra “mu” μ representa los desplazamientos unitarios por lo que para conocer los esfuerzos solo es necesario multiplicar la matriz $[x]$ por el módulo de elasticidad E , y como existen nodos en toda la pieza se consiguen los valores de todo su volumen.

Para las simulaciones se tomaron en cuenta las velocidades de giro de los rotores siendo de 2700 rpm para el rotor de cola y de 545 rpm para el rotor principal, básicamente; también se tomaron en cuenta la densidad y el módulo de elasticidad del acero, 7750 kg/m^3 y $E = 200 \text{ GPa}$, respectivamente; y se procedió a hacer las simulaciones.

4.6 Procedimiento

A continuación se presentan los resultados obtenidos.

Para la pieza 63-01-01-001, que se modificó del diseño original para poder montarse en la estructura del helicóptero.

Esfuerzos totales

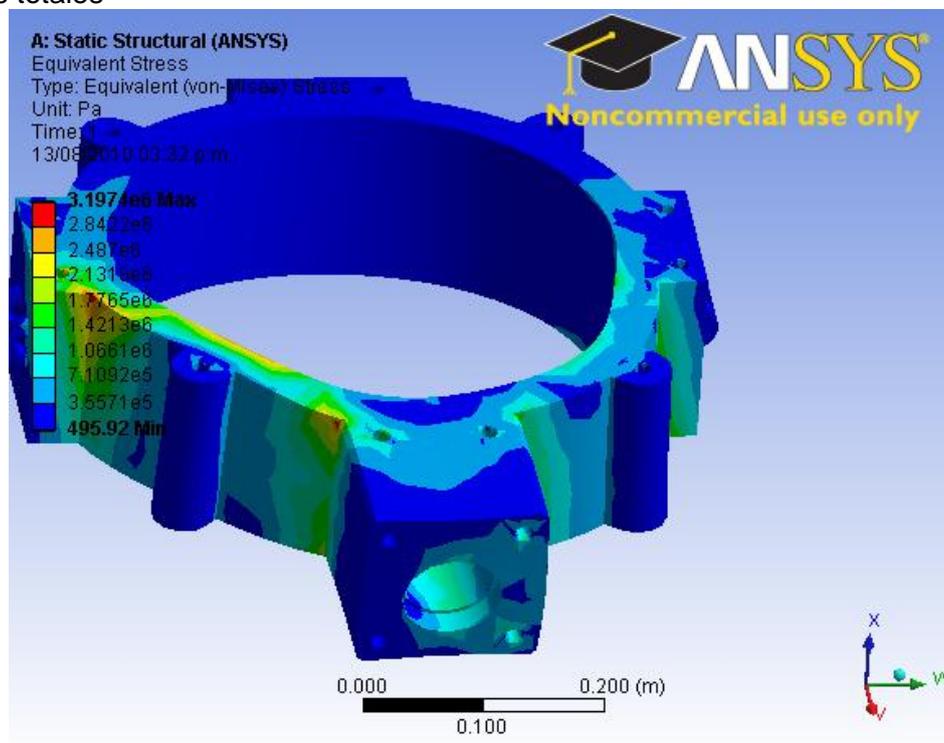


Figura 4.10 Esfuerzos totales pieza 63-01-01-001

Deformaciones totales

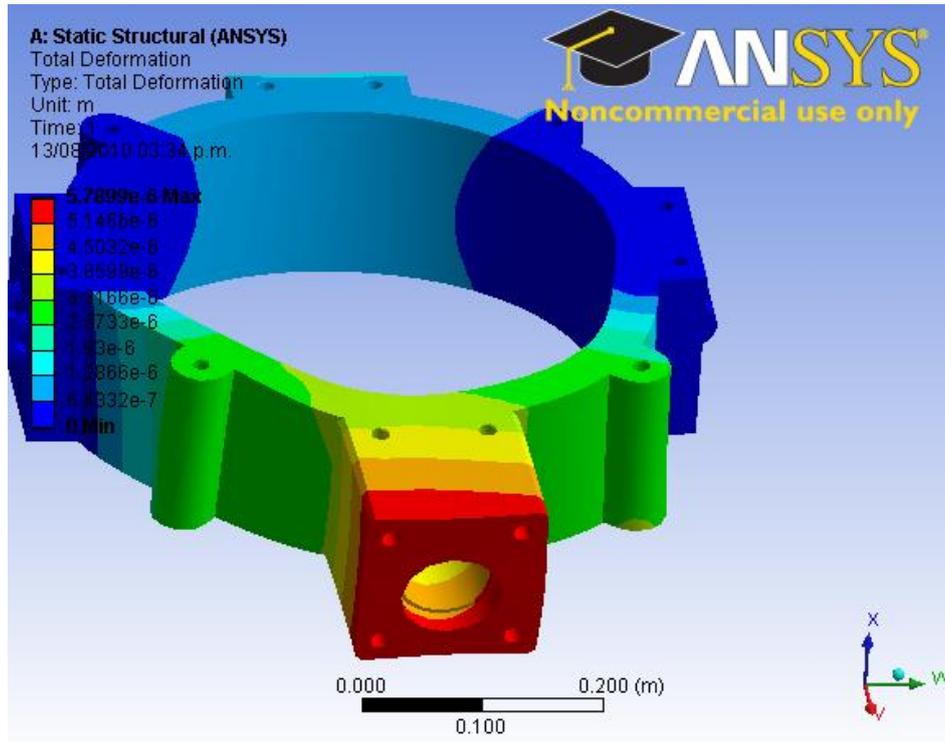


Figura 4.11 Deformaciones totales pieza 63-01-01-001

Y para cada modo de vibración de izquierda a derecha en orden consecutivo

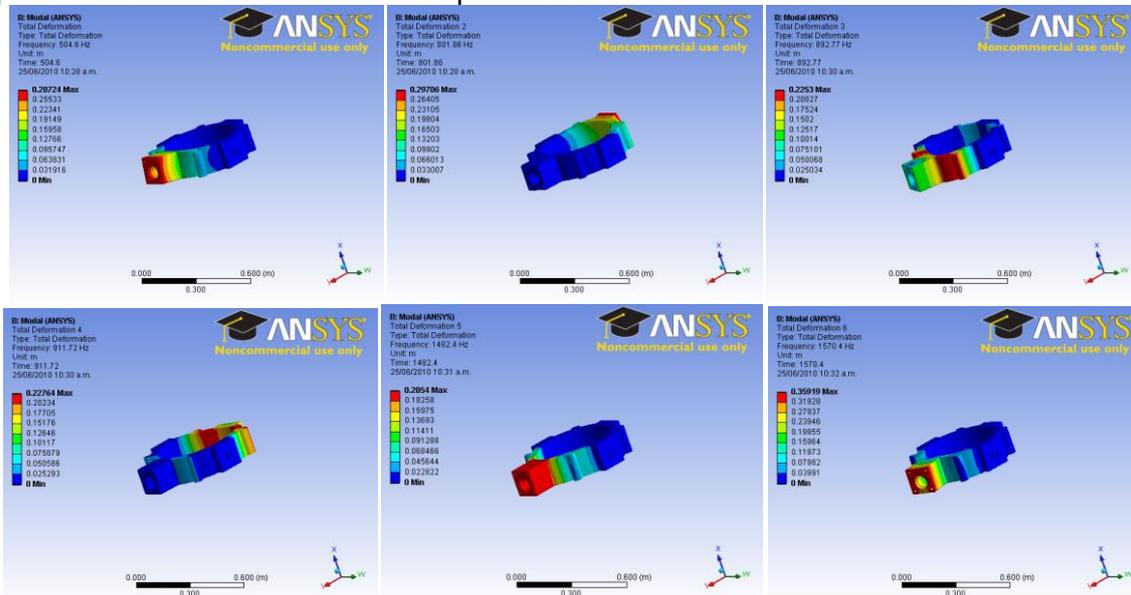


Figura 4.12 Deformación en los diferentes modos de vibración pieza 63-01-01-001

En estas imágenes podemos observar que los mayores esfuerzos y deformaciones se dieron en el área donde se conecta el eje del rotor de cola, esto debido a la considerable fuerza centrífuga que provoca su giro.

Y ahora para la pieza 63-01-01-002,
Esfuerzos totales

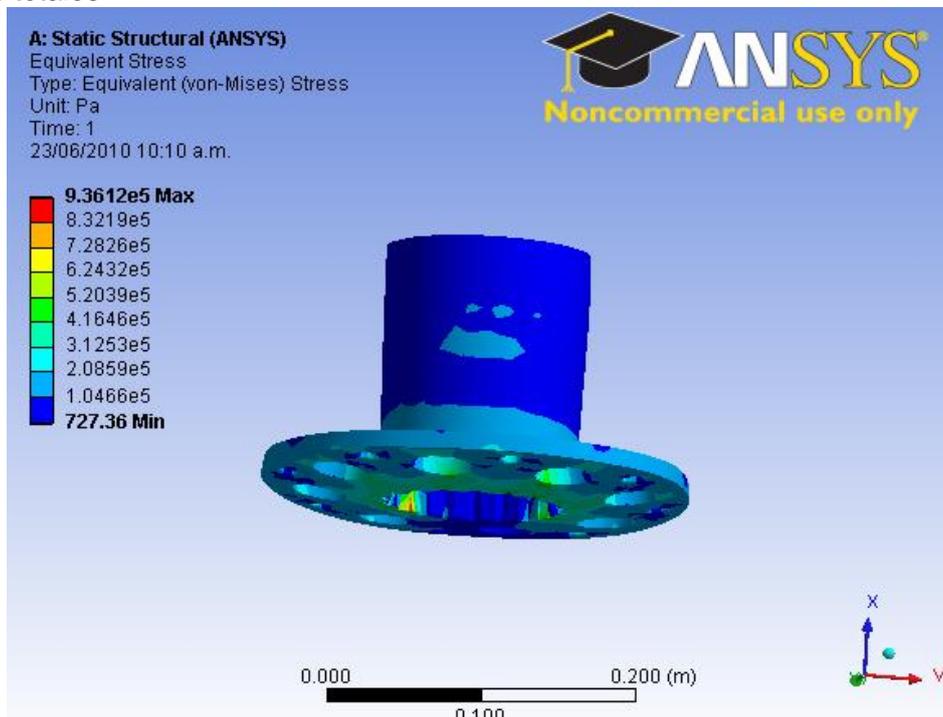


Figura 4.13 Esfuerzos totales pieza 63-01-01-002

Deformaciones totales

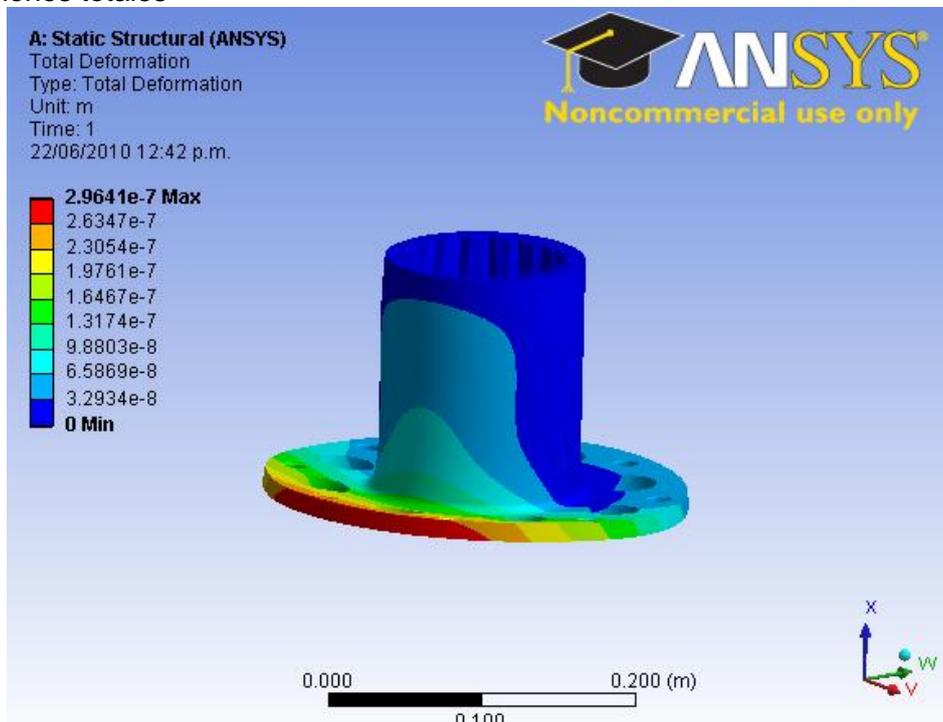


Figura 4.14 Deformaciones totales pieza 63-01-01-002

Y para cada modo de vibración en el orden ya expuesto

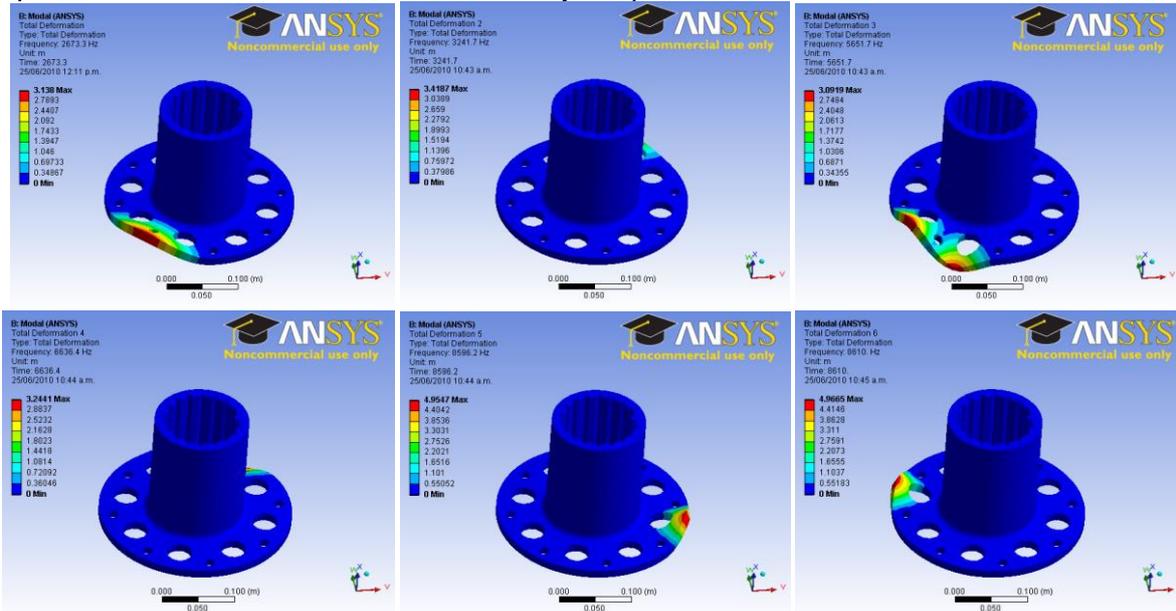


Figura 4.15 Deformaciones totales en los modos de vibración pieza 63-01-01-002

De las imágenes es posible concluir que el giro del rotor principal provocó un torcimiento de la pieza, debido también a la forma en está sujeta.

Y para la pieza 63-01-01-003

Esfuerzos totales

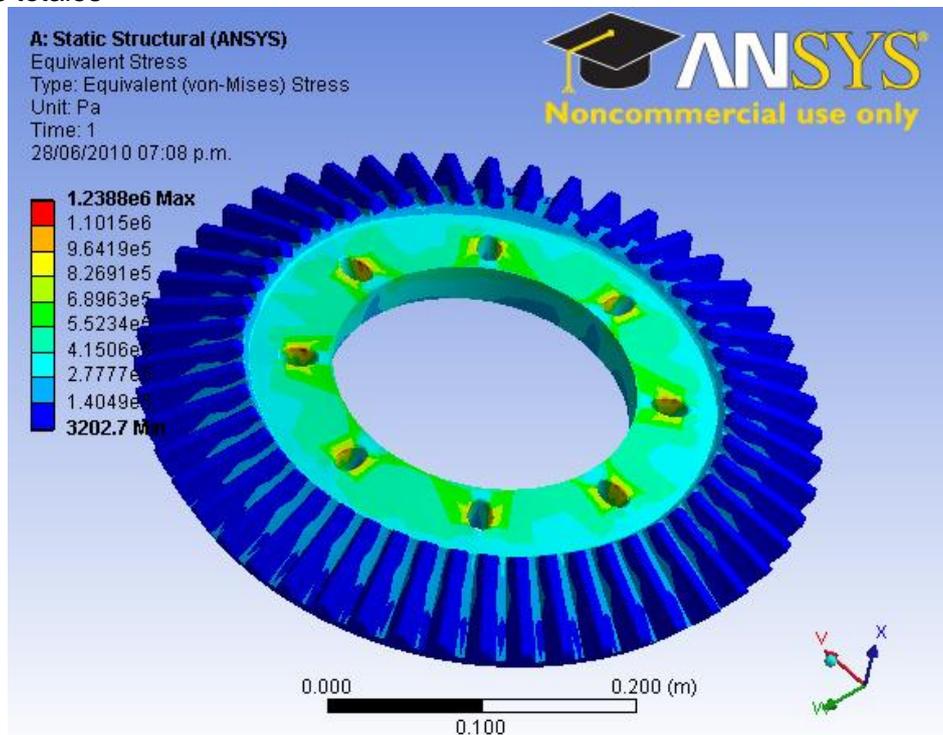


Figura 4.16 Esfuerzos totales pieza 63-01-01-003

Deformaciones totales

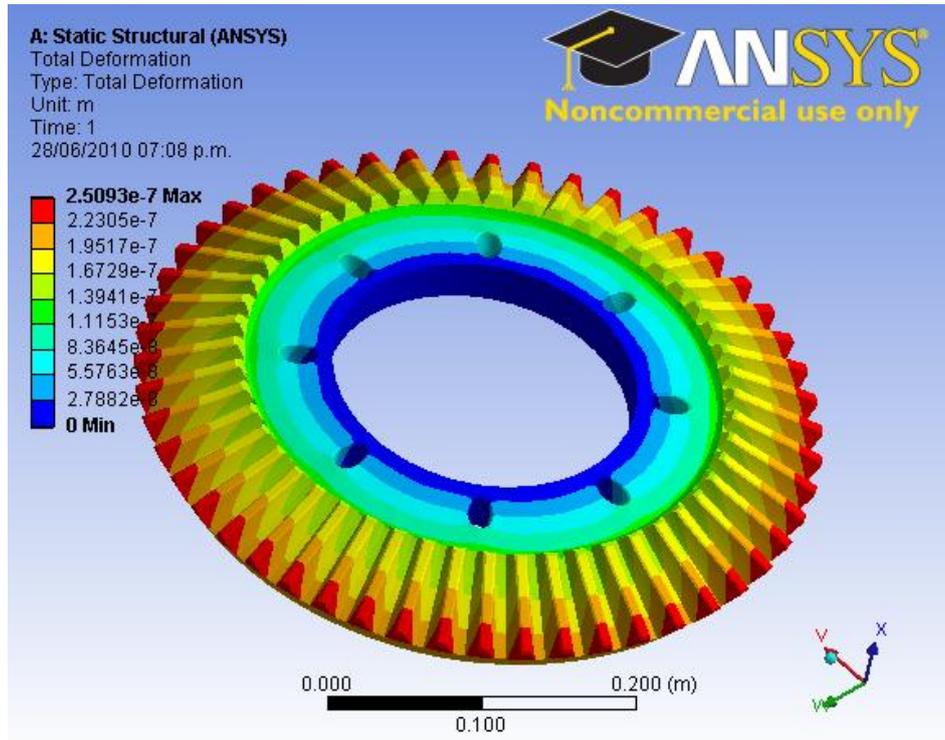


Figura 4.17 Deformaciones totales pieza 63-01-01-003

Y para cada modo de vibración

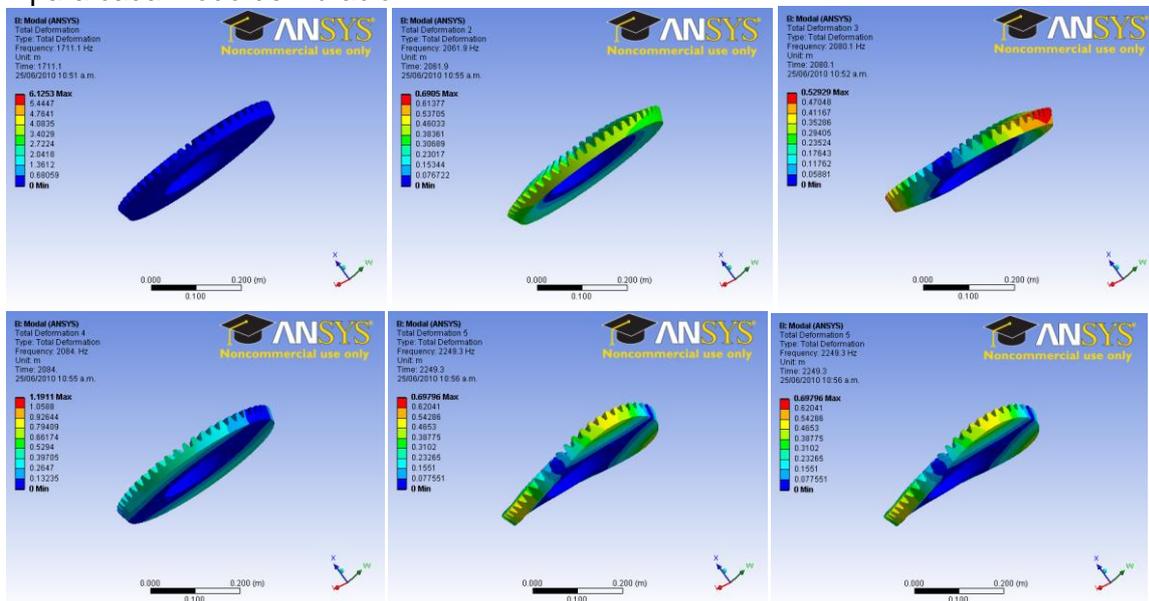


Figura 4.18 Deformaciones totales en los modos de vibración pieza 63-01-01-003

En las imágenes se observa que los mayores esfuerzos se dieron en la parte interna que es donde se encastra con el eje del rotor principal y por ese mismo empuje las mayores deformaciones ocurren en la cara exterior de la corona.

Para la pieza 63-01-01-007
Esfuerzos totales

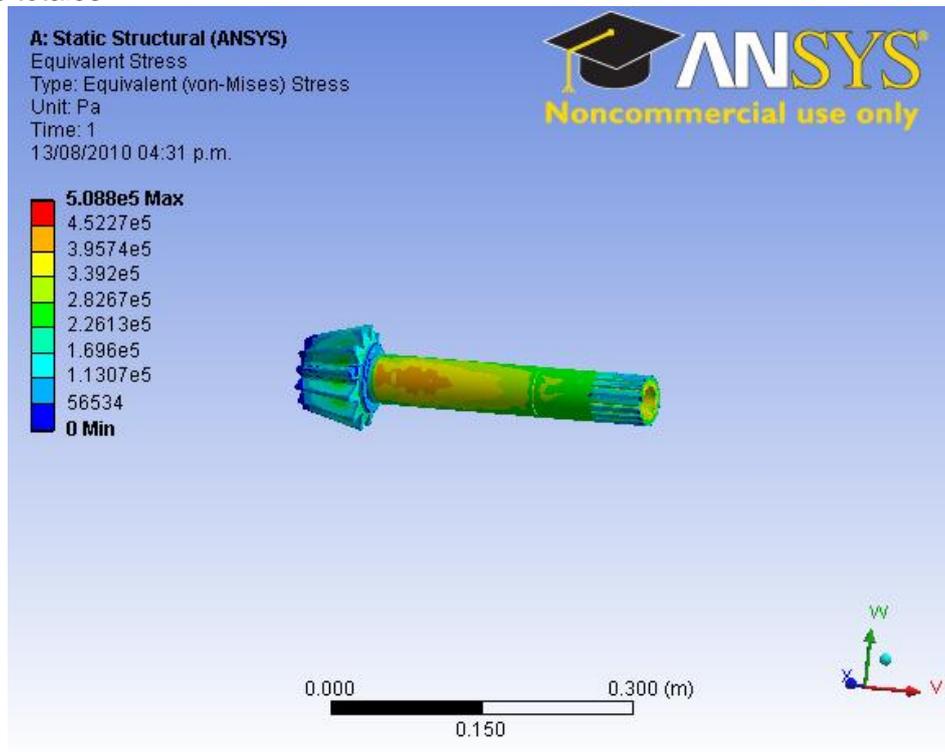


Figura 4.19 Esfuerzos totales pieza 63-01-01-007

Deformaciones totales

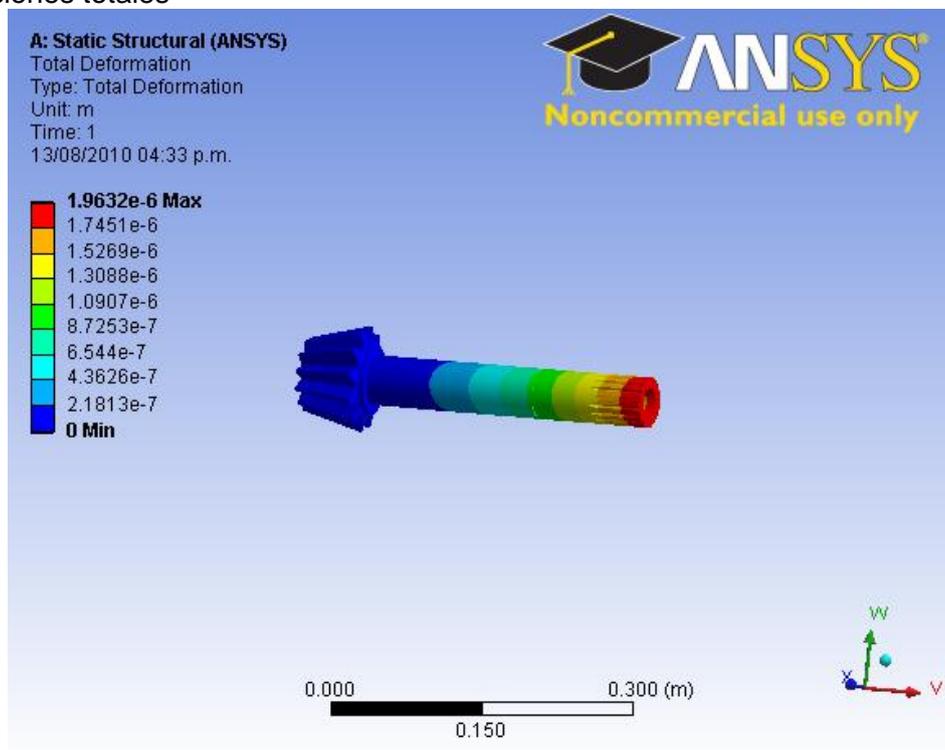


Figura 4.20 Deformaciones totales pieza 63-01-01-007

Y para cada modo de vibración en orden consecutivo

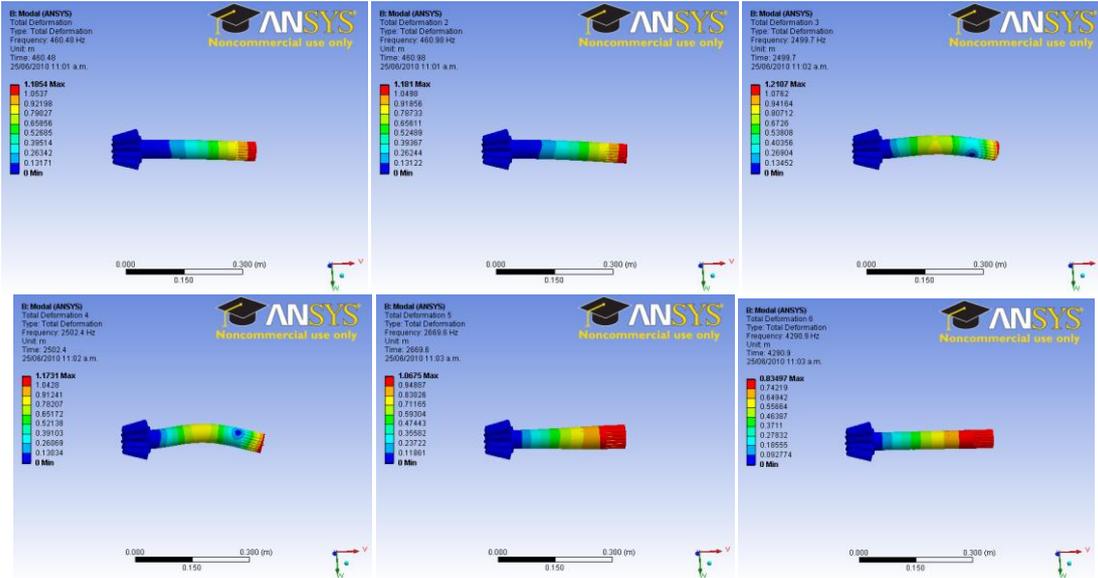


Figura 4.21 Deformaciones totales en los modos de vibración pieza 63-01-01-007

Se puede observar que las mayores deformaciones ocurrieron en donde el piñón gira con la corona debido a las diferencias de velocidades de cada uno y las mayores deformaciones ocurrieron en el extremo libre.

Para la pieza 63-01-01-008, esfuerzos totales

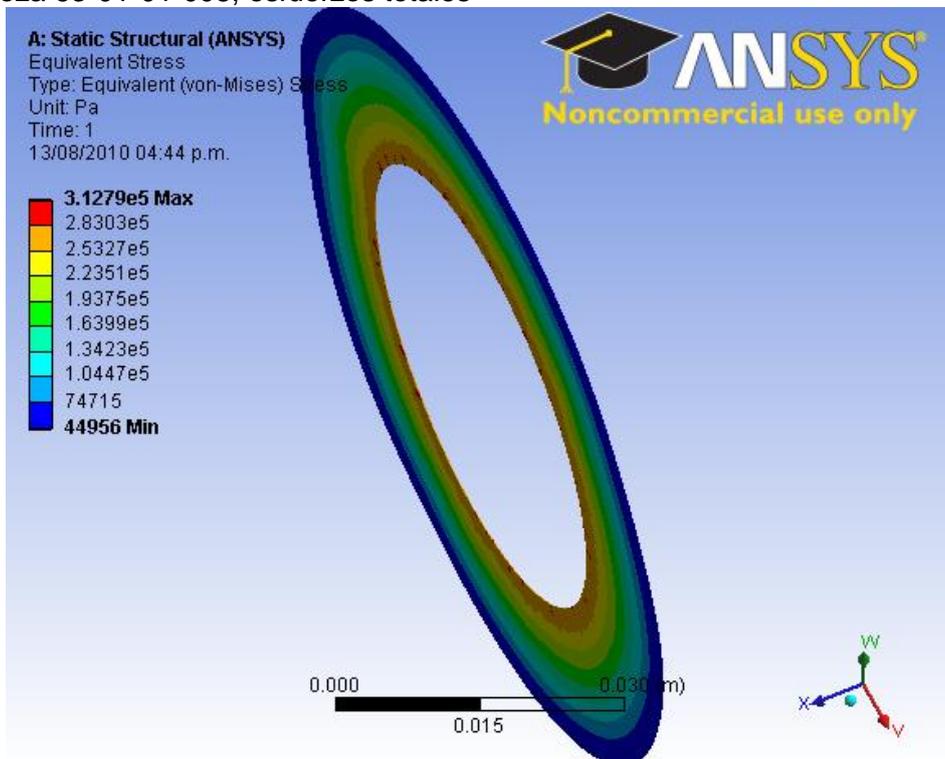


Figura 4.22 Esfuerzos totales pieza 63-01-01-008

Deformaciones totales

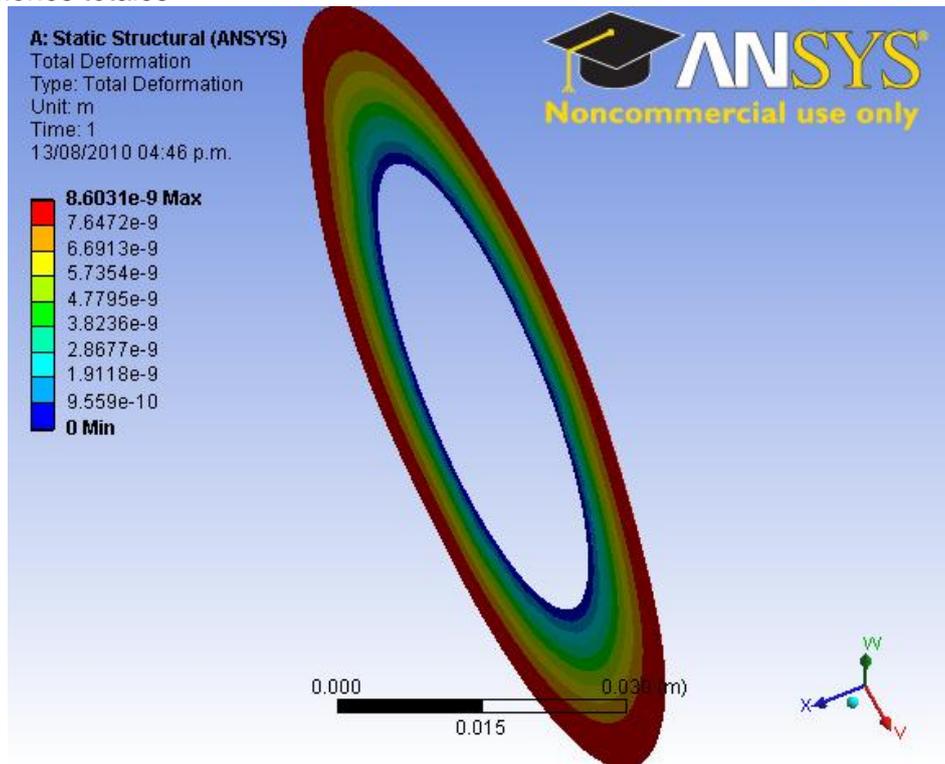


Figura 4.23 Deformaciones totales pieza 63-01-01-008

Y para cada modo de vibración

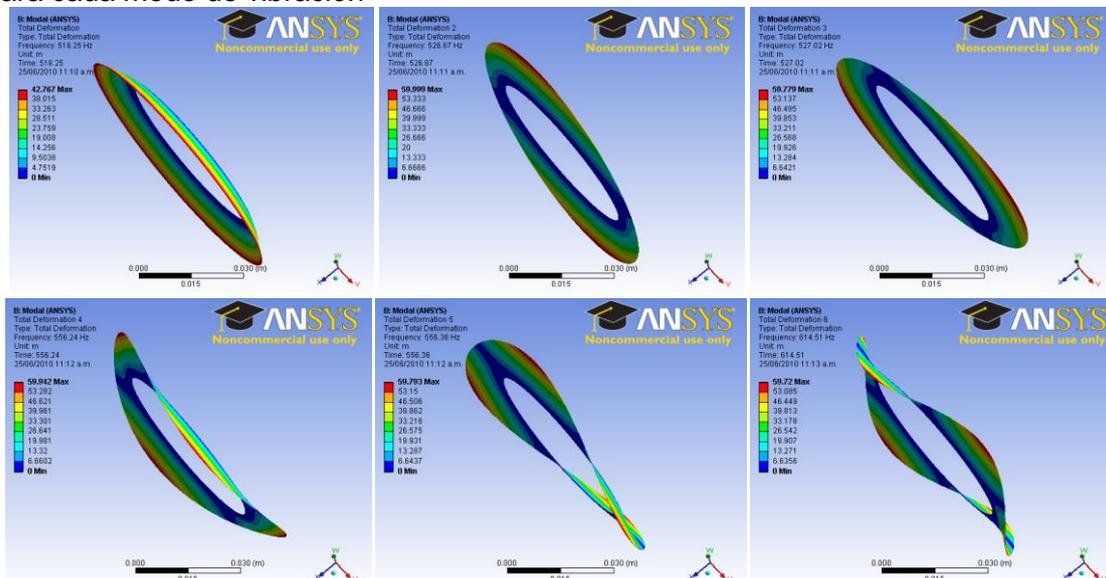


Figura 4.24 Deformaciones totales en los modos de vibración pieza 63-01-01-008

Como se puede observar en esta pieza como en las anteriores que giran junto al eje, para este caso el del rotor de cola, los mayores esfuerzos se dieron en el encastre y las mayores deformaciones en el diámetro exterior.

Para la pieza 63-01-01-009
Esfuerzos totales

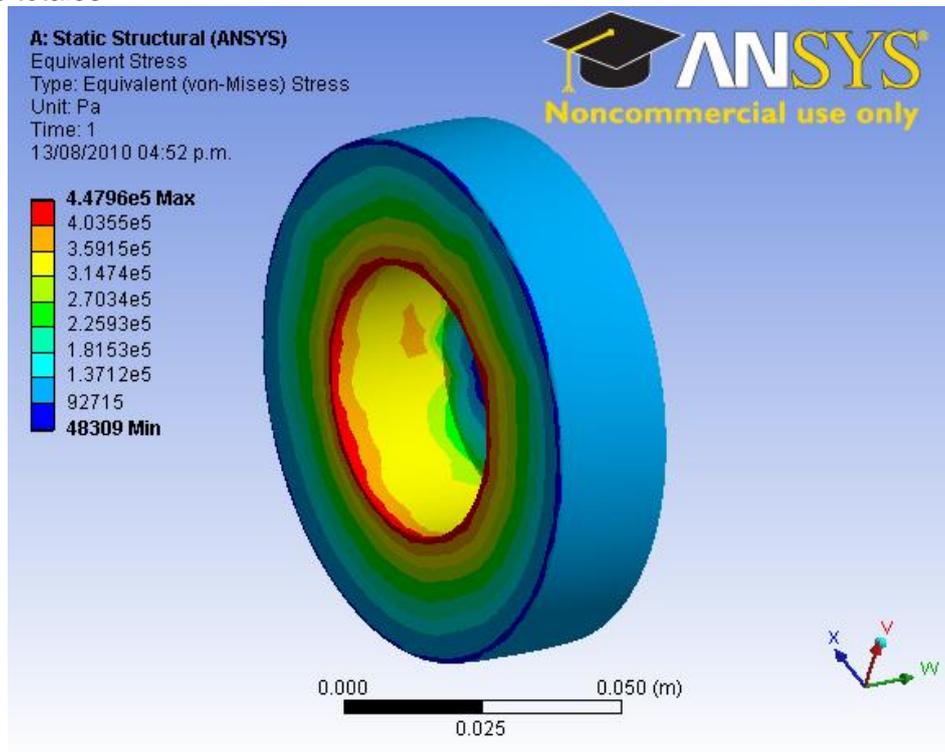


Figura 4.25 Esfuerzos totales pieza 63-01-01-009

Deformaciones totales

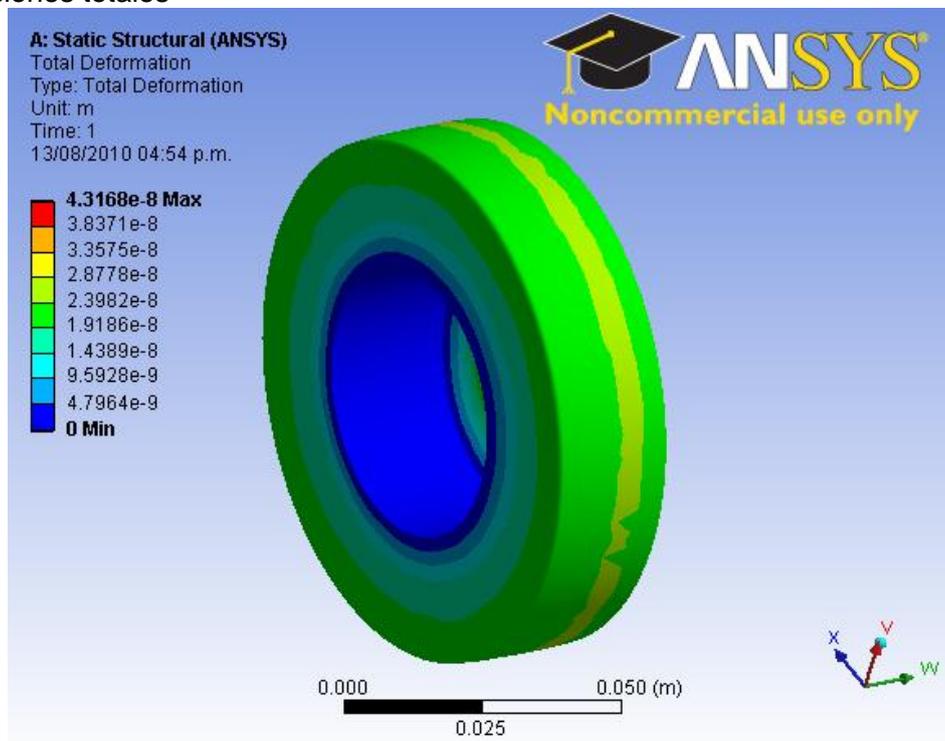


Figura 4.26 Deformaciones totales pieza 63-01-01-009

Y para cada modo de vibración

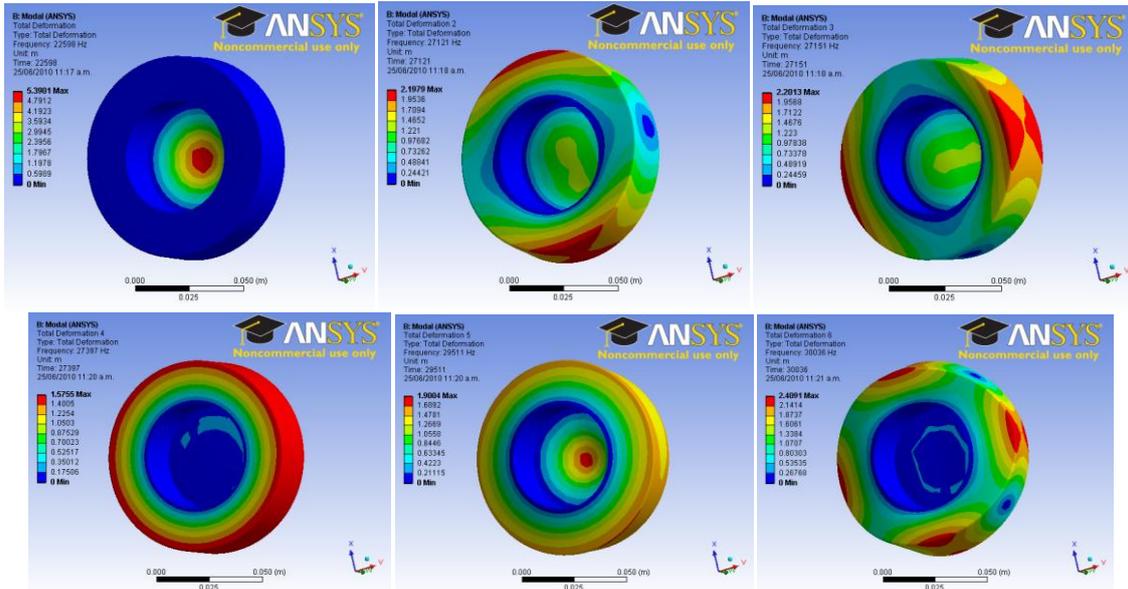


Figura 4.27 Deformaciones totales en los modos de vibración pieza 63-01-01-009

En esta pieza se observa lo visto en la anterior, los mayores esfuerzos en el diámetro interno donde se une al eje del rotor de cola y las mayores deformaciones en el diámetro exterior sólo que en esta pieza en particular las deformaciones fueron muy homogéneas debido a su geometría tan simple.

Y para el rodamiento RMS 24 que va unido al eje del rotor de cola

Esfuerzos totales

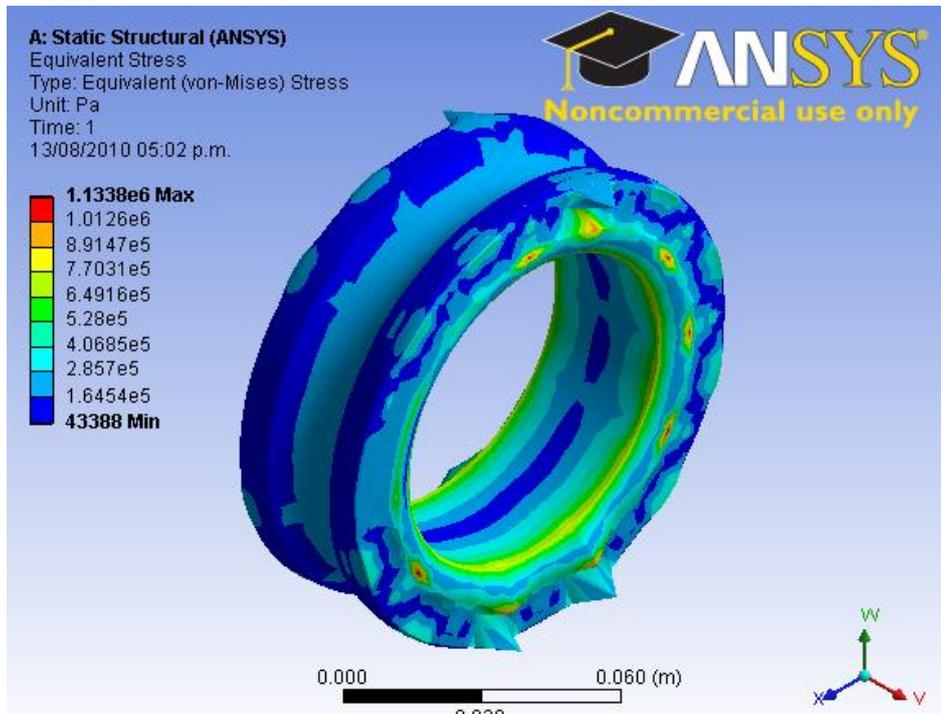


Figura 4.28 Esfuerzos totales rodamiento RMS 24

Deformaciones totales

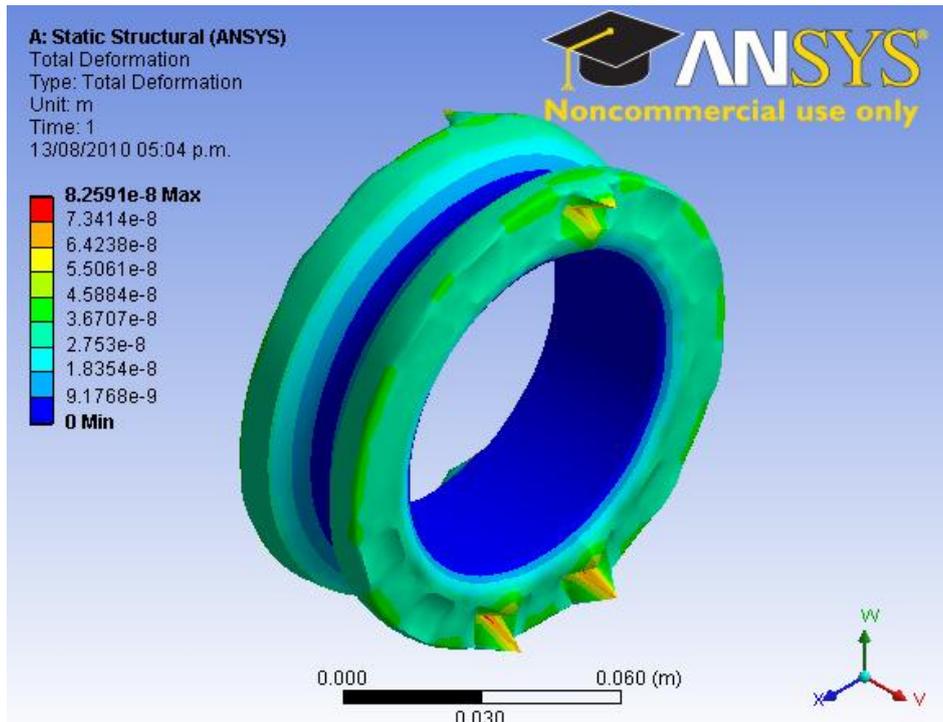


Figura 4.29 Deformaciones totales rodamiento RMS 24

Y para cada modo de vibración en orden consecutivo

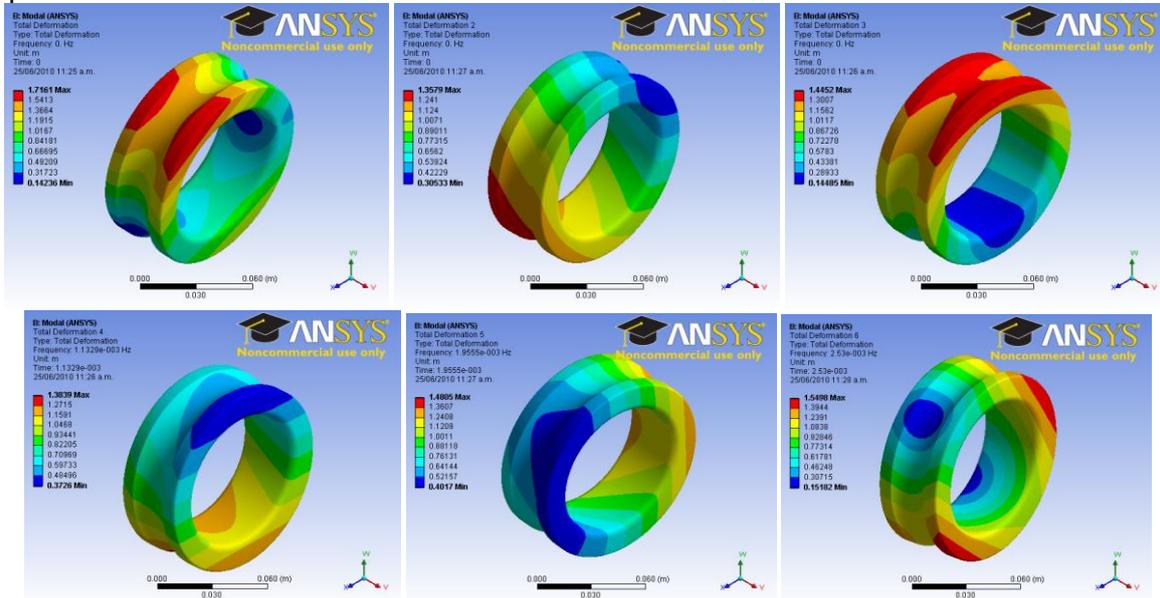


Figura 4.30 Deformaciones totales en los modos de vibración rodamiento RMS 24

Mientras que para el rodamiento RMS 32 que va fijado al eje del rotor principal
Esfuerzos totales

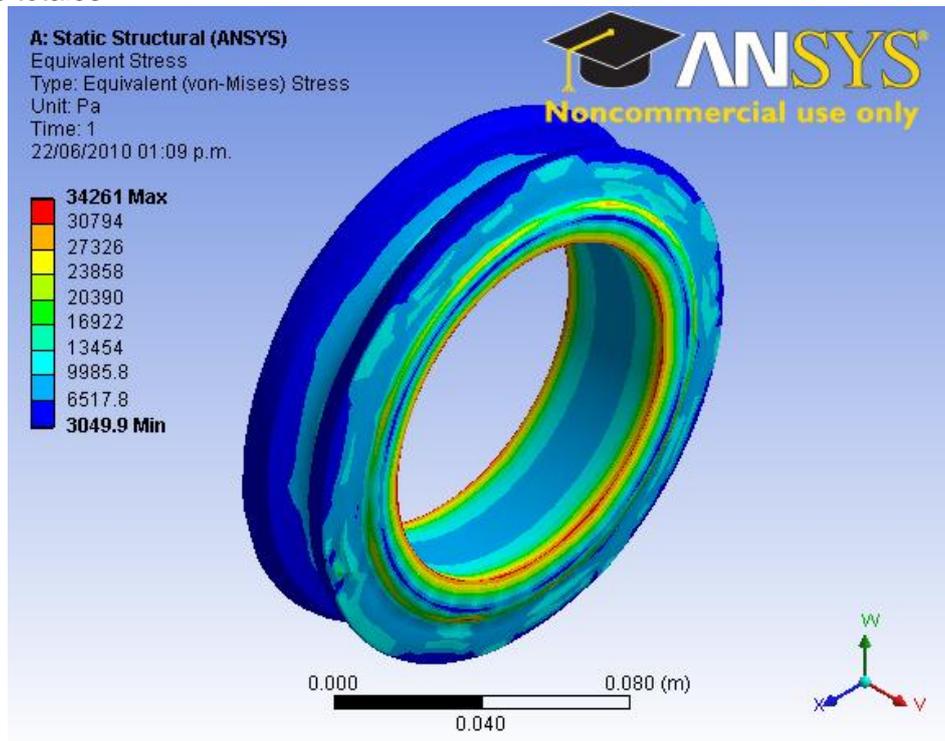


Figura 4.31 Esfuerzos totales rodamiento RMS 32

Deformaciones totales

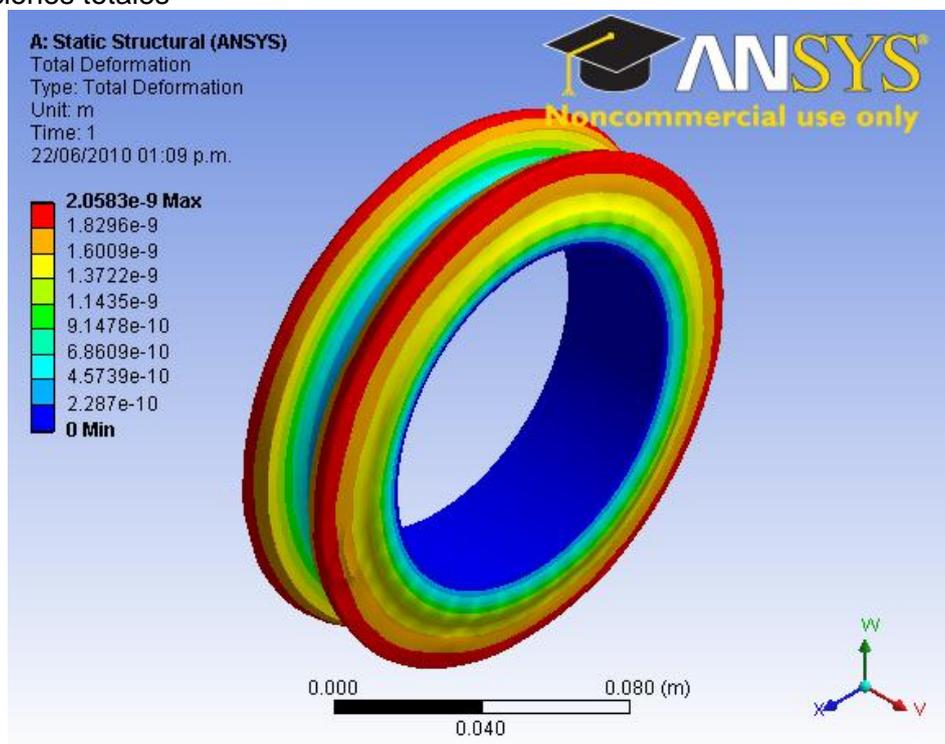


Figura 4.32 Deformaciones totales rodamiento RMS 32

Y finalmente para cada modo de vibración en orden consecutivo de izquierda a derecha

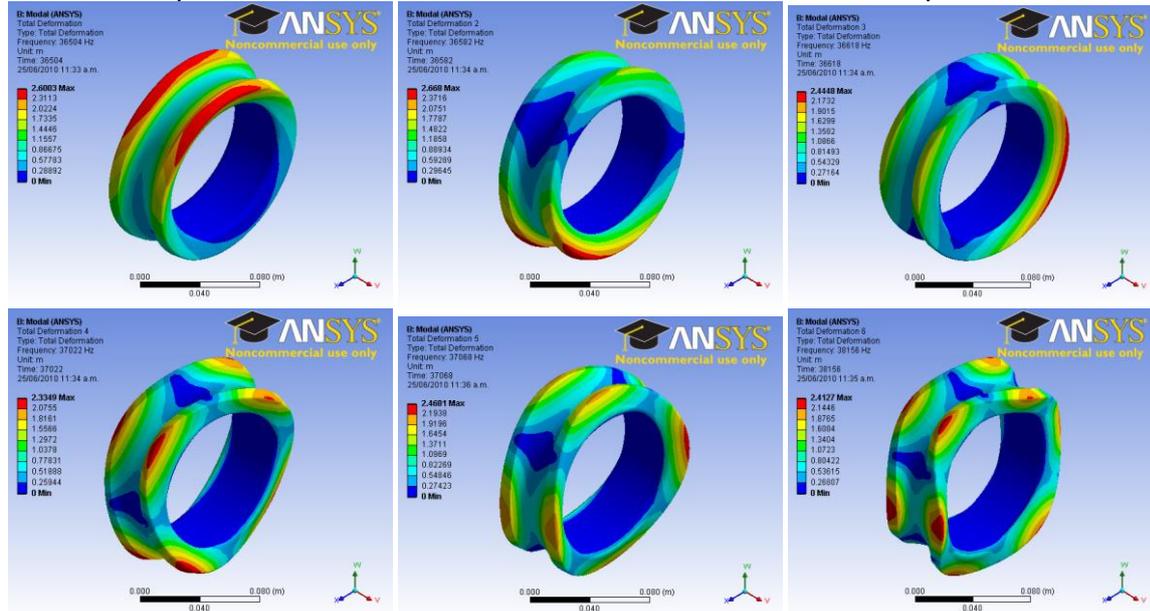


Figura 4.33 Deformaciones totales en los modos de vibración rodamiento RMS 32

En este caso se observa que los esfuerzos llegaron a valores altos en una pequeña parte de la pieza, esto debido a la robustez de su geometría y lo mismo se observó con las deformaciones que se distribuyeron en orden aumentativo según aumenta la distancia respecto al diámetro interior. Siguiendo con el procedimiento realizado, se llevaron a cabo las diferentes pruebas mediante el método de elemento finito en el software ANSYS pertinentes a las piezas anteriormente diseñadas en NX6. A la Pieza 63-01-01-010 diseñada en Structural Steel se aplicó un soporte cilíndrico en la cara interna de la pieza y una velocidad angular del rotor de cola de 282.75rad/s.

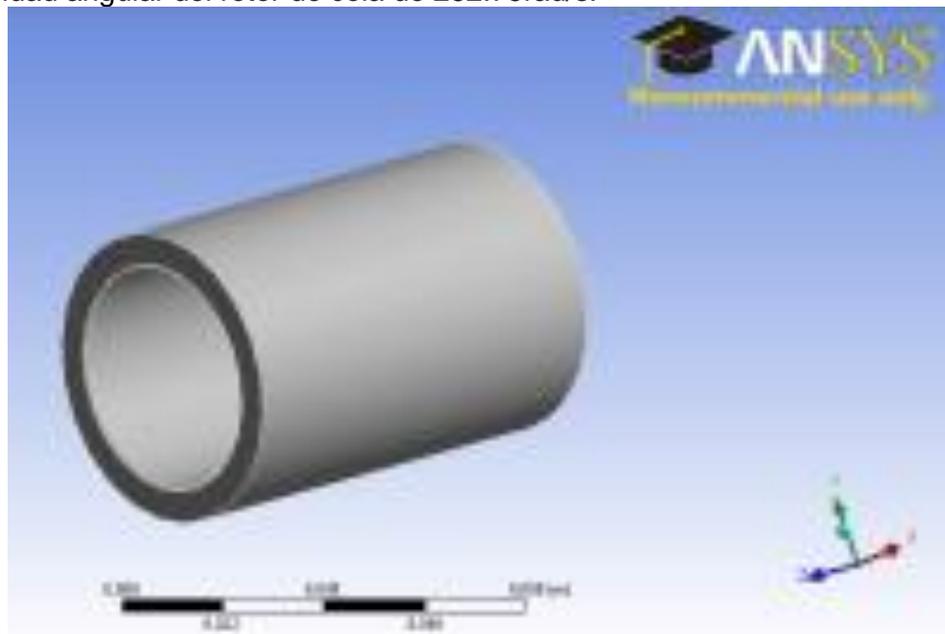


Figura 4.34 Pieza 63-01-01-010

Se realizó la prueba de Deformación total, la cual muestra la deformación siguiente.

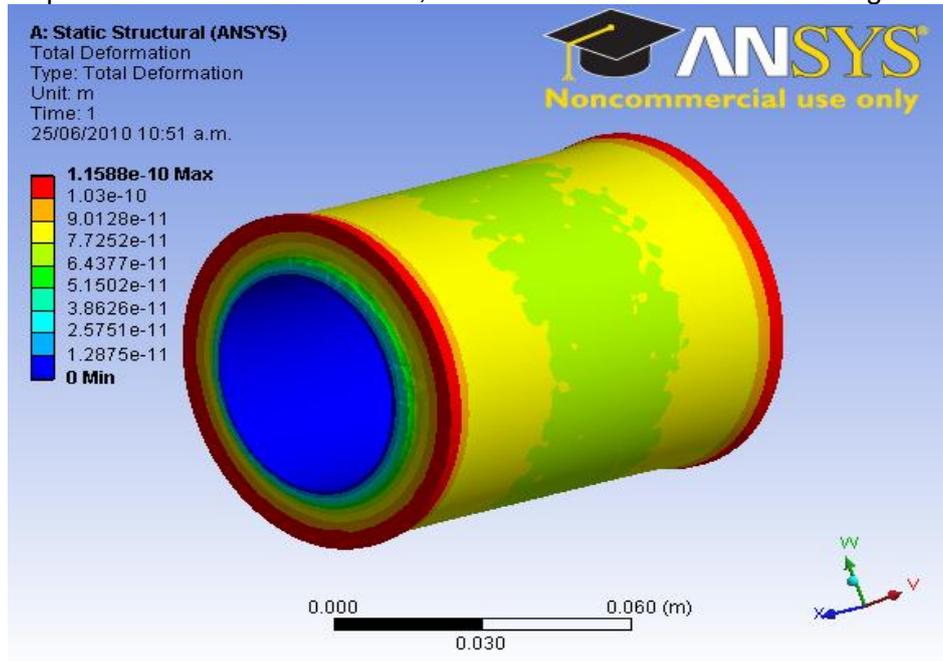


Figura 4.35 Deformaciones totales pieza 63-01-01-010

Se realizó la prueba de Stress (Von-Mises), la cual muestra el resultado siguiente

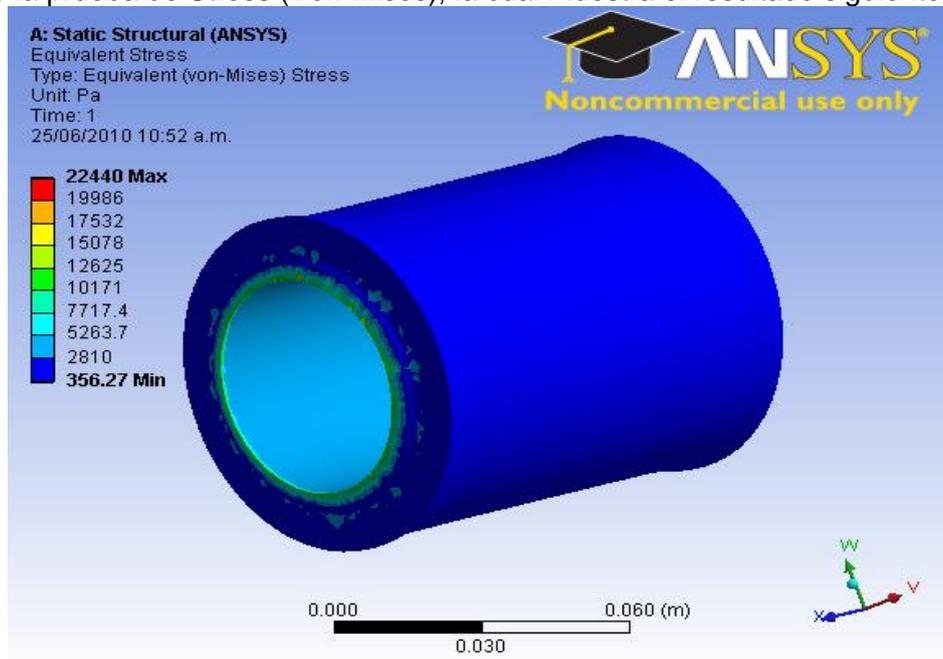


Figura 4.36 Esfuerzos totales pieza 63-01-01-010

Posteriormente se llevaron a cabo pruebas de 6 modos de vibraciones, las cuales arrojaron los siguientes resultados:

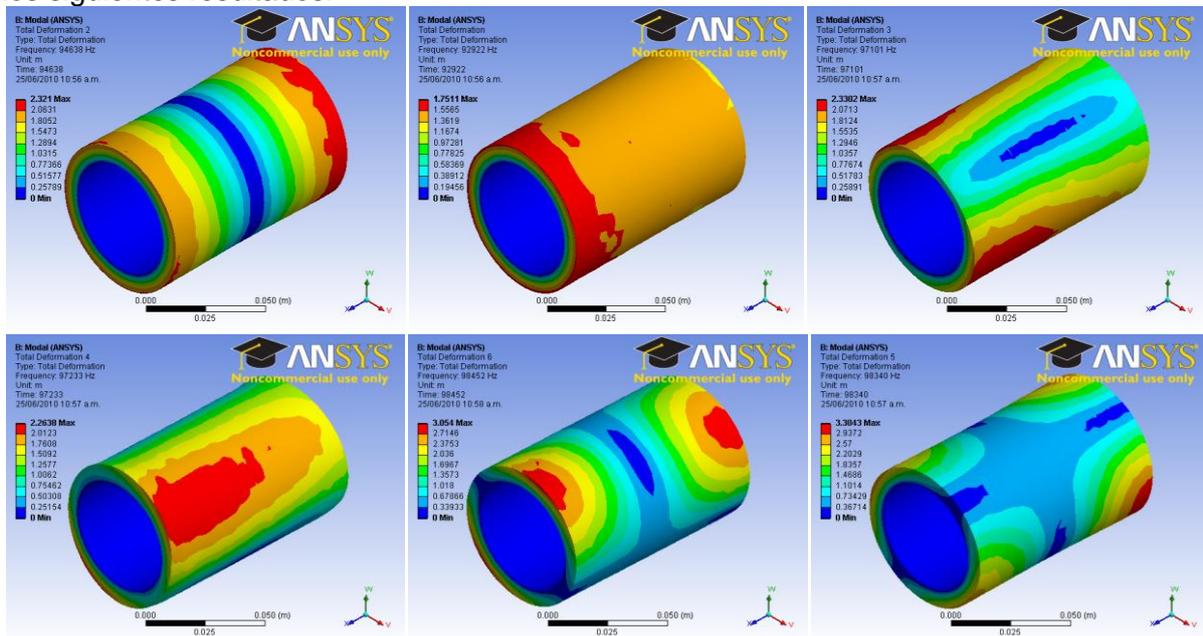


Figura 4.37 Deformaciones totales en los modos de vibración pieza 63-01-01-010

En las imágenes se puede corroborar que tanto esfuerzos como deformaciones alcanzaron valores relativamente bajos, esto debido a la geometría misma de la pieza que por ser plana y alargada no resintió mucho las cargas.

A la Pieza 63-01-01-012 diseñada en Structural Steel se aplicó un soporte cilíndrico en la cara interna de la pieza y una velocidad angular del rotor de cola de 282.75 rad/s

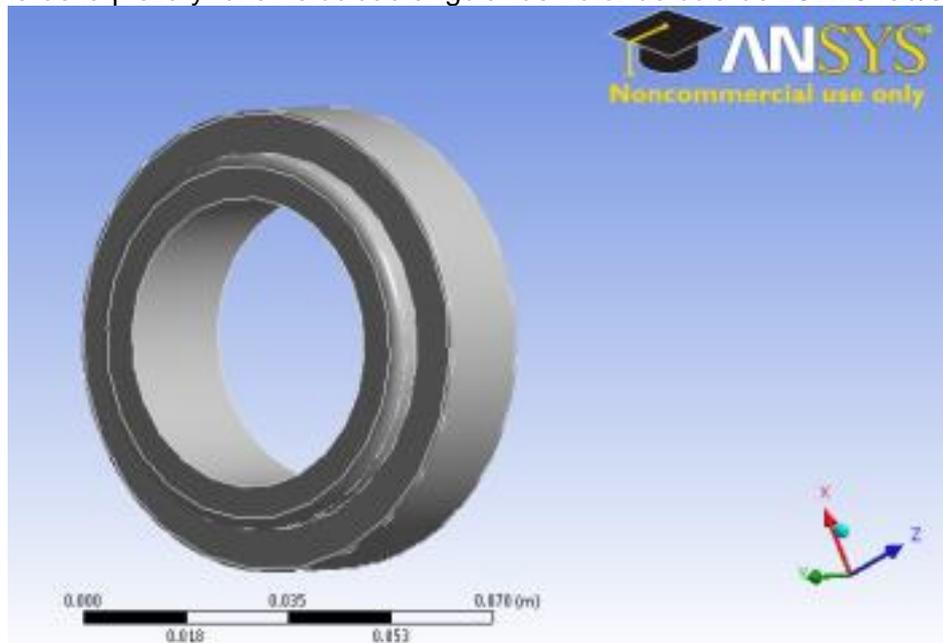


Figura 4.38 Pieza 63-01-01-012

Se realizó la prueba de Deformación total, la cual muestra la deformación siguiente.

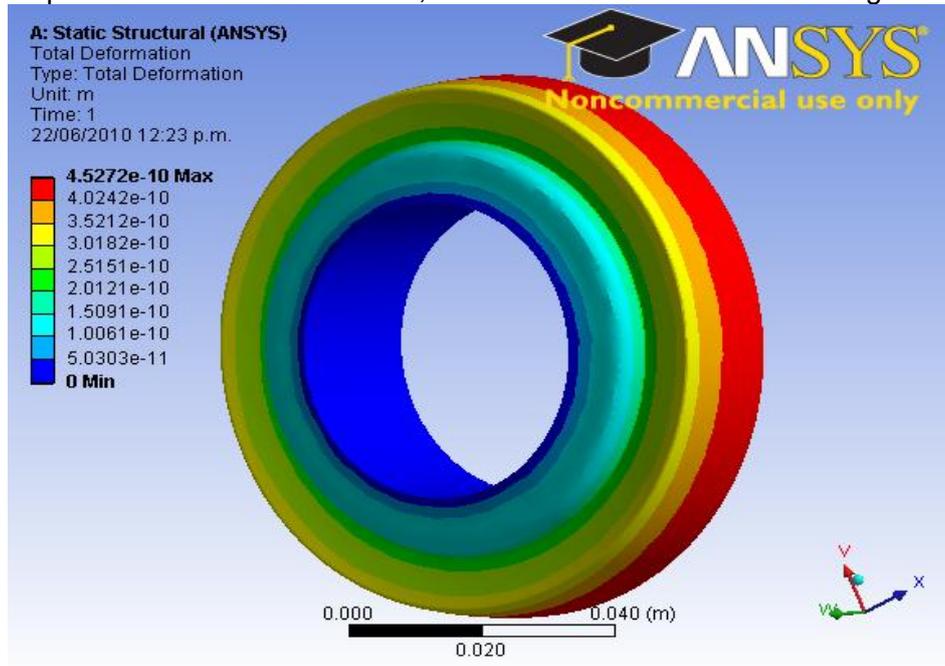


Figura 4.39 Deformaciones totales pieza 63-01-01-012

Se realizó la prueba de Stress (Von-Mises), la cual muestra el resultado siguiente.

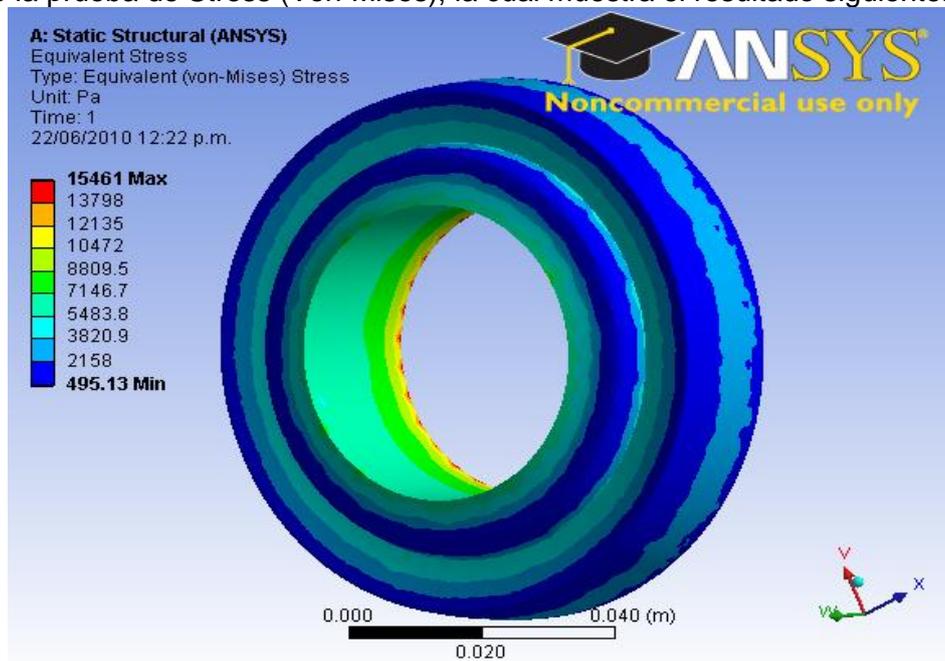


Figura 4.40 Esfuerzos totales pieza 63-01-01-012

Posteriormente se llevaron a cabo pruebas de 6 modos de vibraciones, las cuales arrojaron los siguientes resultados:

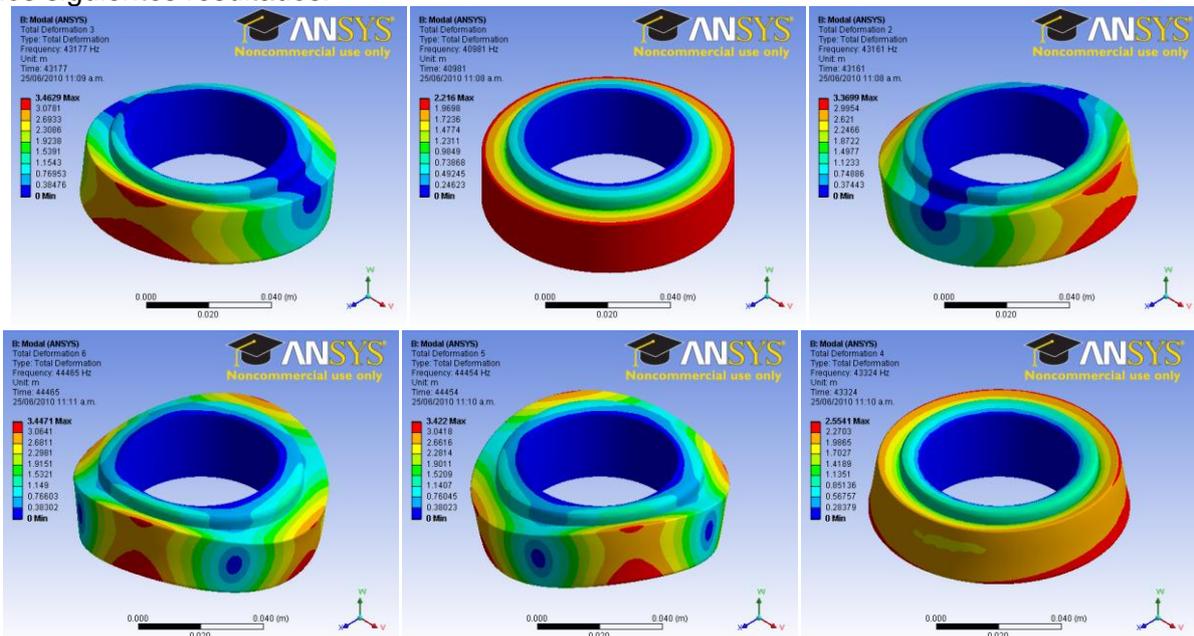


Figura 4.41 Deformaciones totales en los modos de vibración pieza 63-01-01-012

A la Pieza 63-01-01-014 diseñada en Structural Steel se aplicó un soporte cilíndrico en la cara interna de la pieza y 4 empotres en las partes destinadas a los tornillos una velocidad angular del rotor de cola de 282.75rad/s.

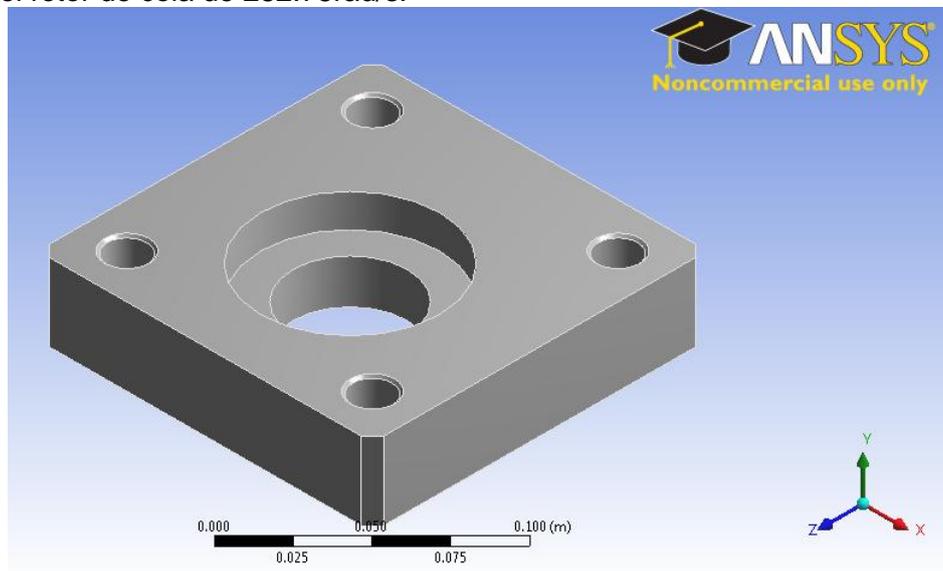


Figura 4.42 Pieza 63-01-01-014

Se realizó la prueba de Deformación total, la cual muestra la deformación siguiente

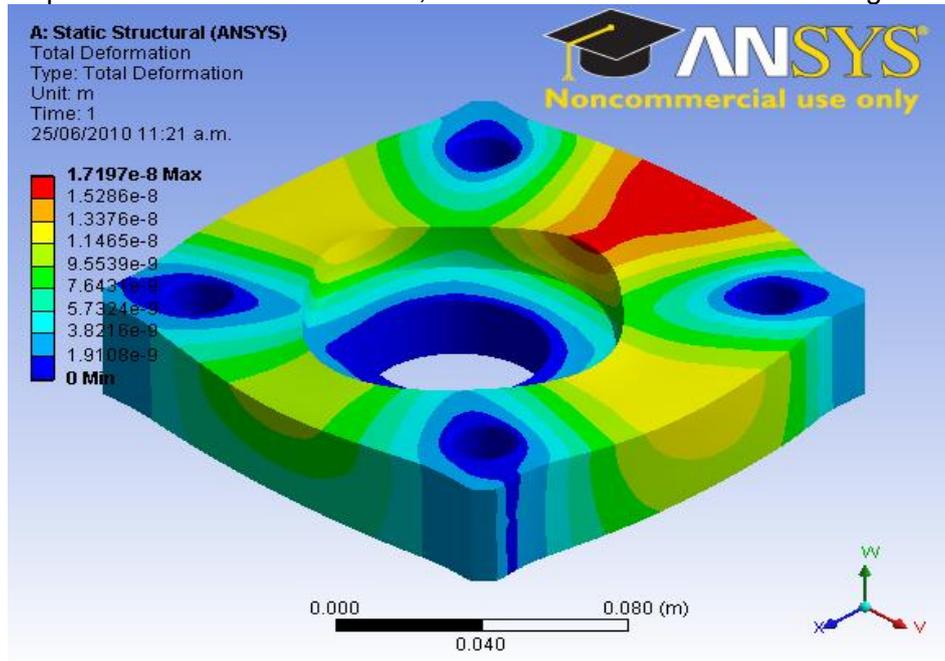


Figura 4.43 Deformaciones totales pieza 63-01-01-012

Se realizó la prueba de Stress (Von-Mises), la cual muestra el resultado siguiente.

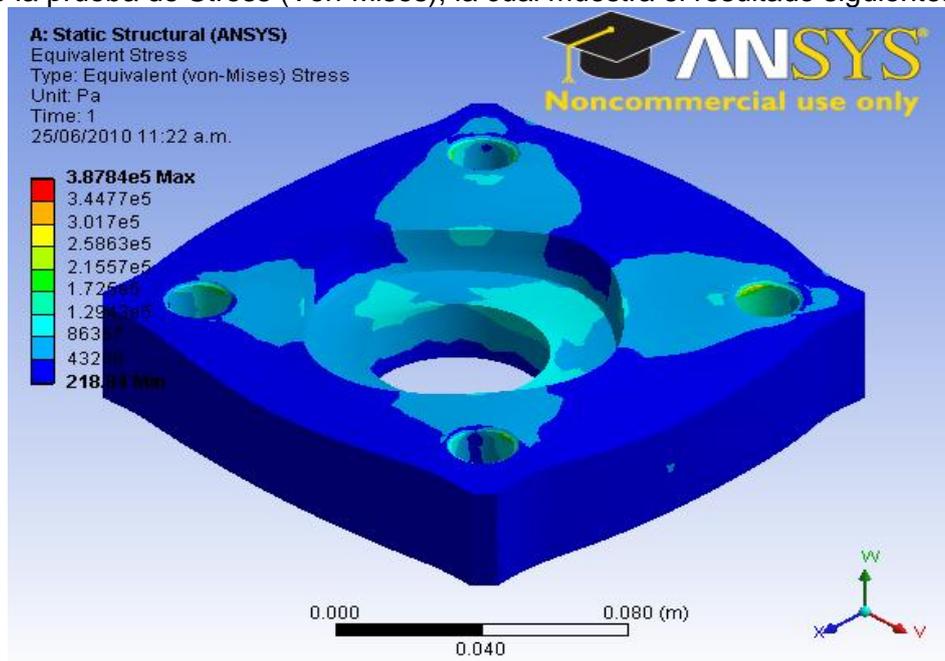


Figura 4.44 Esfuerzos totales pieza 63-01-01-014

Posteriormente se llevaron a cabo pruebas de 6 modos de vibraciones, las cuales arrojaron los siguientes resultados:

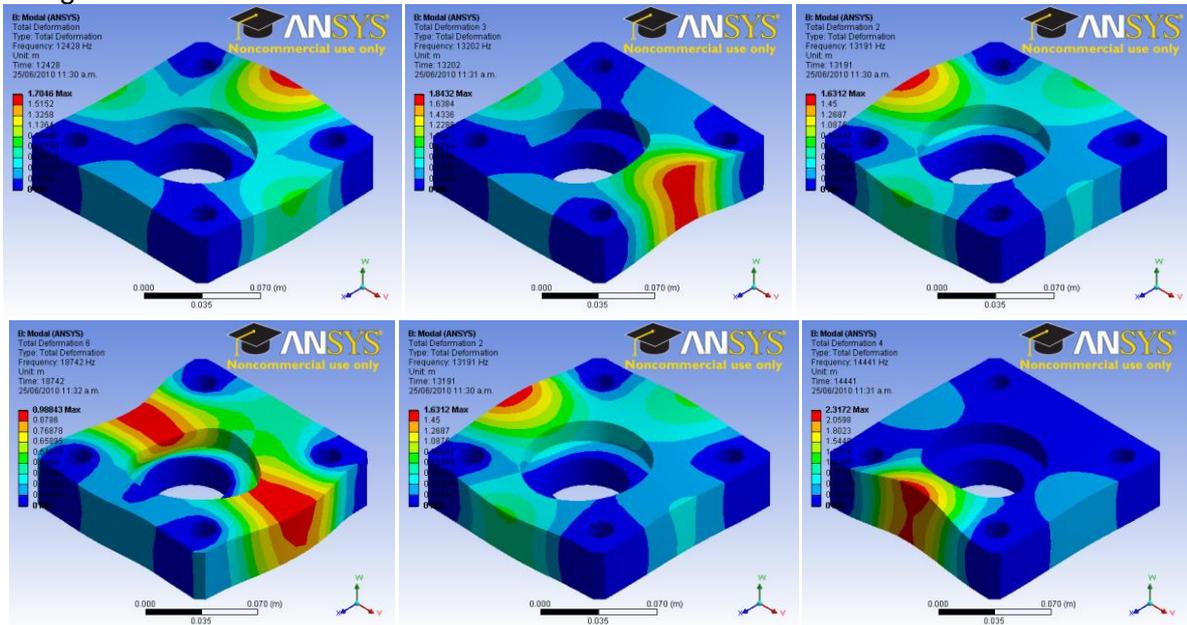


Figura 4.45 Deformaciones totales en los modos de vibración pieza 63-01-01-014

En las imágenes se puede observar que los esfuerzos y deformaciones se concentran en los huecos donde se colocan los tornillos para sujetar la pieza por lo que en lo referente a mantenimiento se debe poner especial atención en esas partes.

A la Pieza 63-01-01-020 diseñada en Structural Steel se aplicó un soporte cilíndrico en la cara interna de la pieza y una velocidad del rotor principal de 57.14 rad/s, así como empotres en las áreas correspondientes a la cara interna de los barrenos.

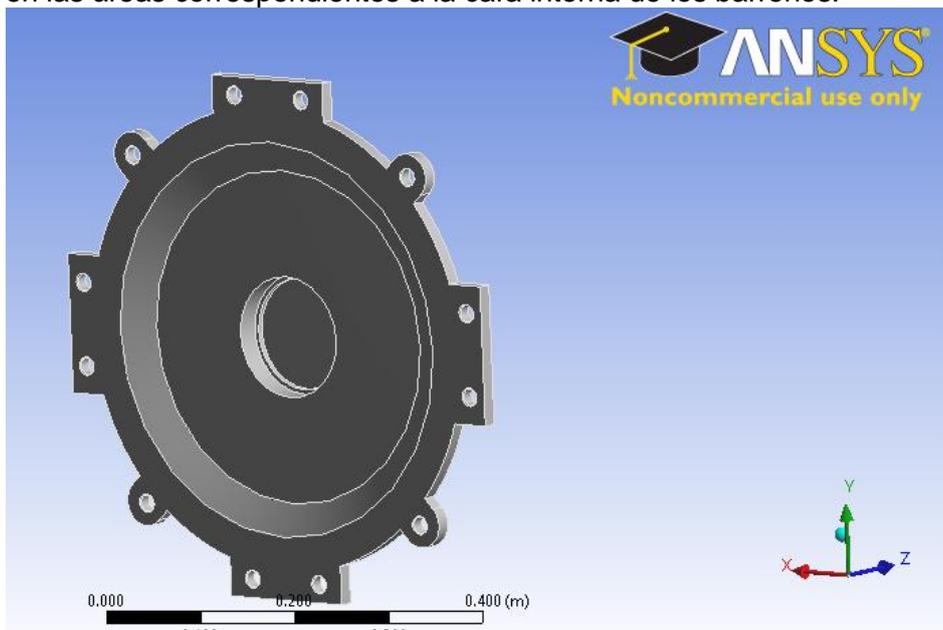


Figura 4.46 Pieza 63-01-01-020

Se realizó la prueba de Deformación total, la cual nos muestra la deformación siguiente

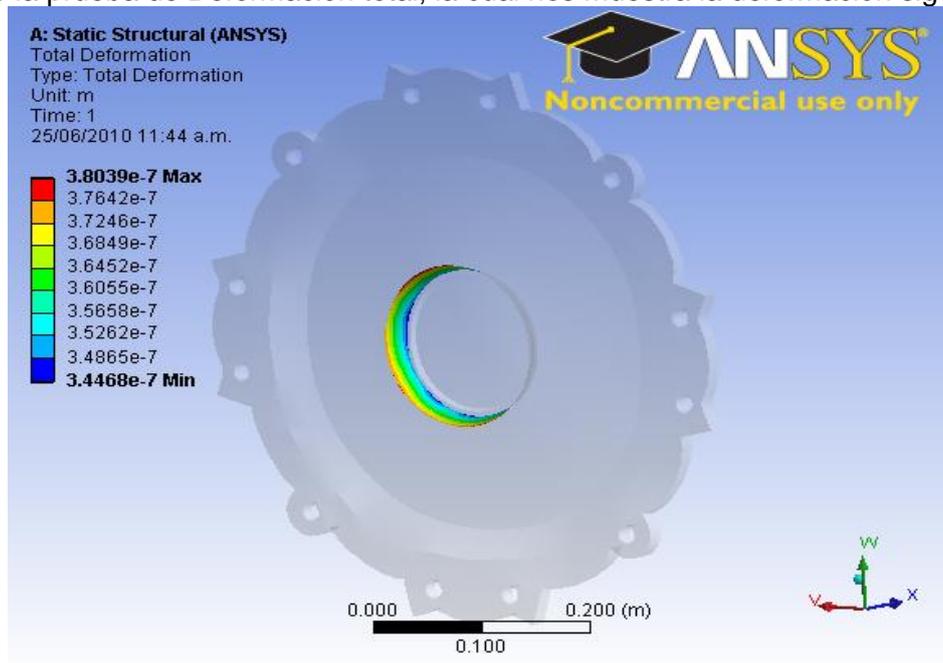


Figura 4.47 Deformaciones totales pieza 63-01-01-020

Se realizó la prueba de Stress (Von-Mises), la cual nos muestra el resultado siguiente.

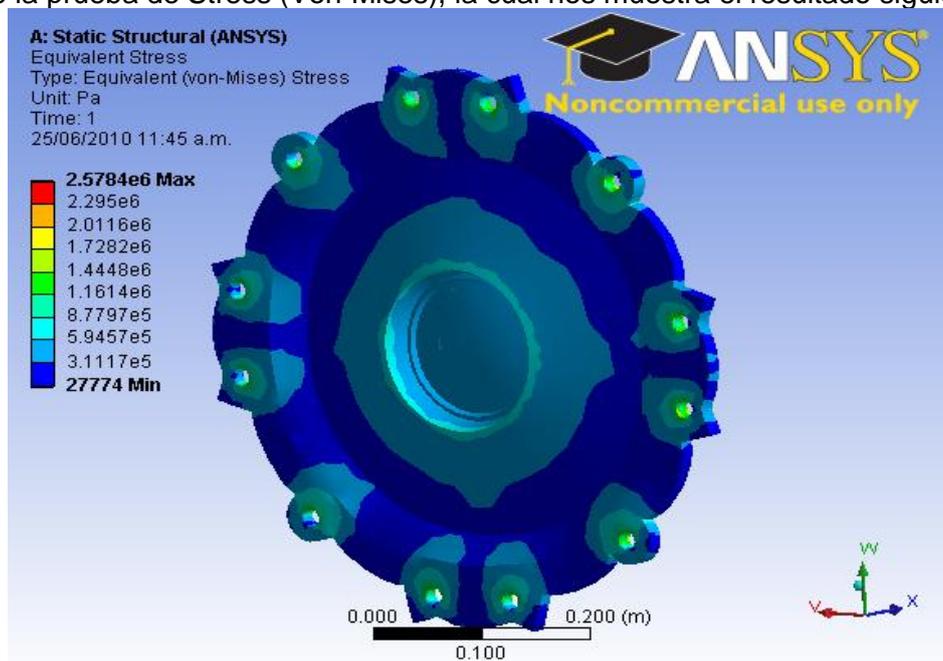


Figura 4.48 Esfuerzos totales pieza 63-01-01-020

Posteriormente se llevaron a cabo pruebas de 6 modos de vibraciones, las cuales arrojaron los siguientes resultados:

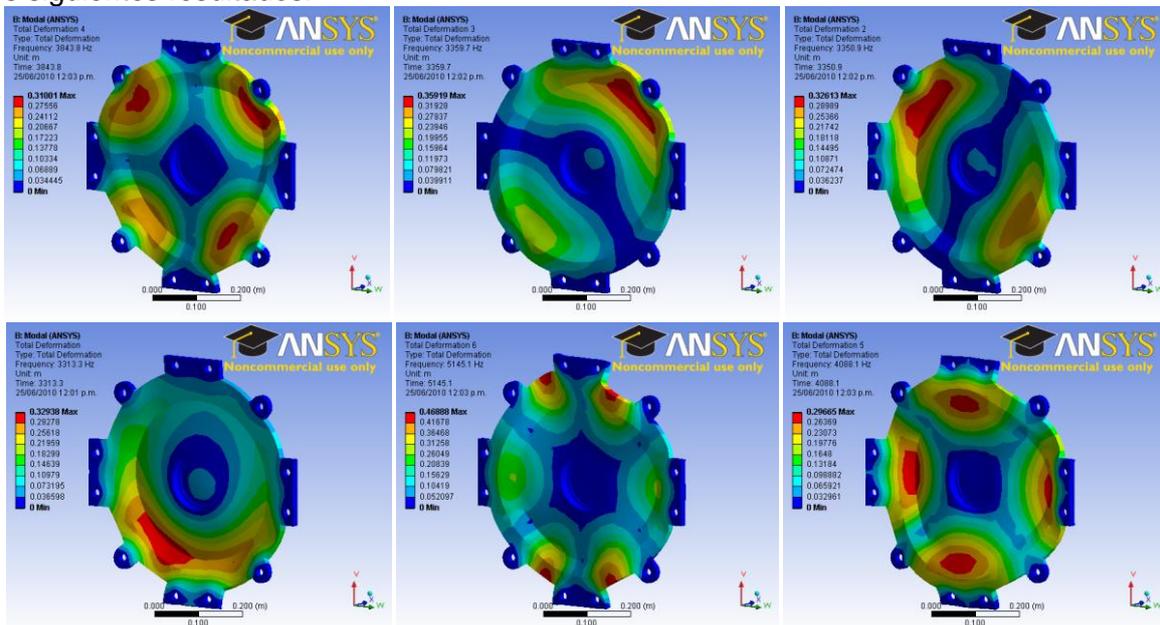


Figura 4.49 Deformaciones totales en los modos de vibración pieza 63-001-01-020

A la Pieza 63-01-01-021 diseñada en Structural Steel se aplicó un soporte cilíndrico en la cara interna de la pieza y una velocidad del rotor principal de 57.14 rad/s, así como empotes en las caras internas correspondientes a los barrenos.

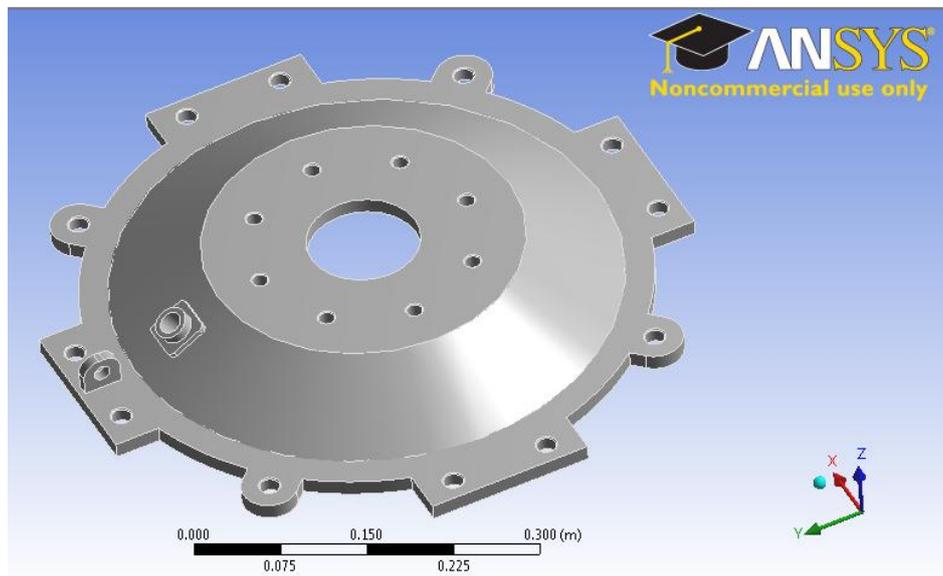


Figura 4.50 Pieza 63-01-01-021

Se realizó la prueba de Deformación total, la cual nos muestra la deformación siguiente

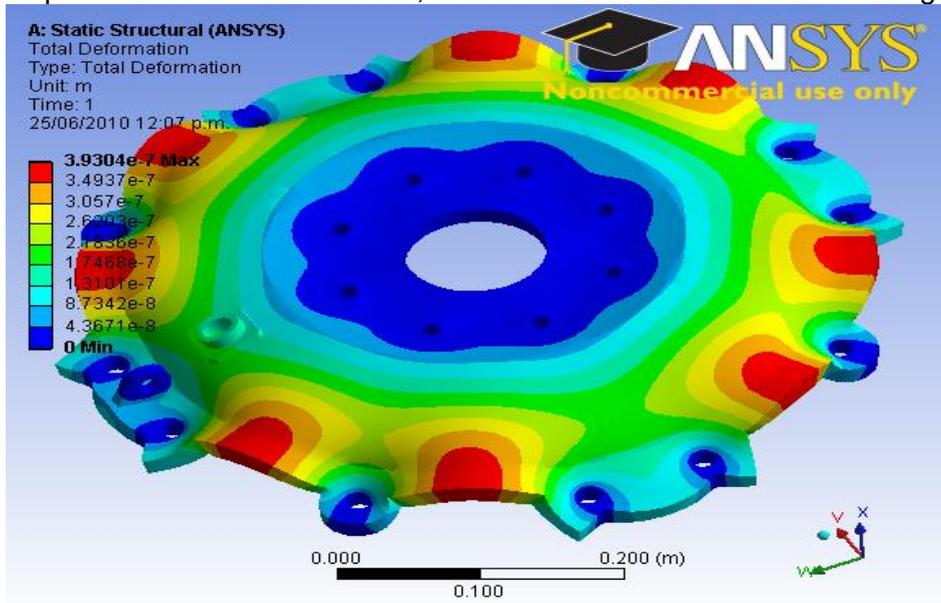


Figura 4.51 Deformaciones totales pieza 63-01-01-021

Se realizó la prueba de Stress (Von-Mises), la cual nos muestra el resultado siguiente.

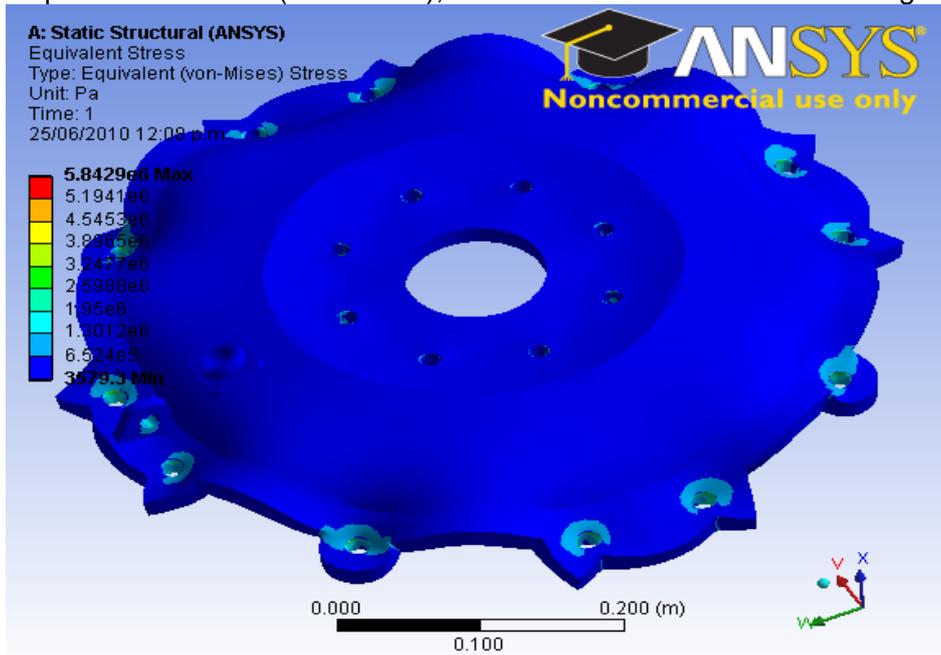


Figura 4.52 Esfuerzos totales pieza 63-01-01-021

Posteriormente se llevaron a cabo pruebas de 6 modos de vibraciones, las cuales arrojaron los siguientes resultados:

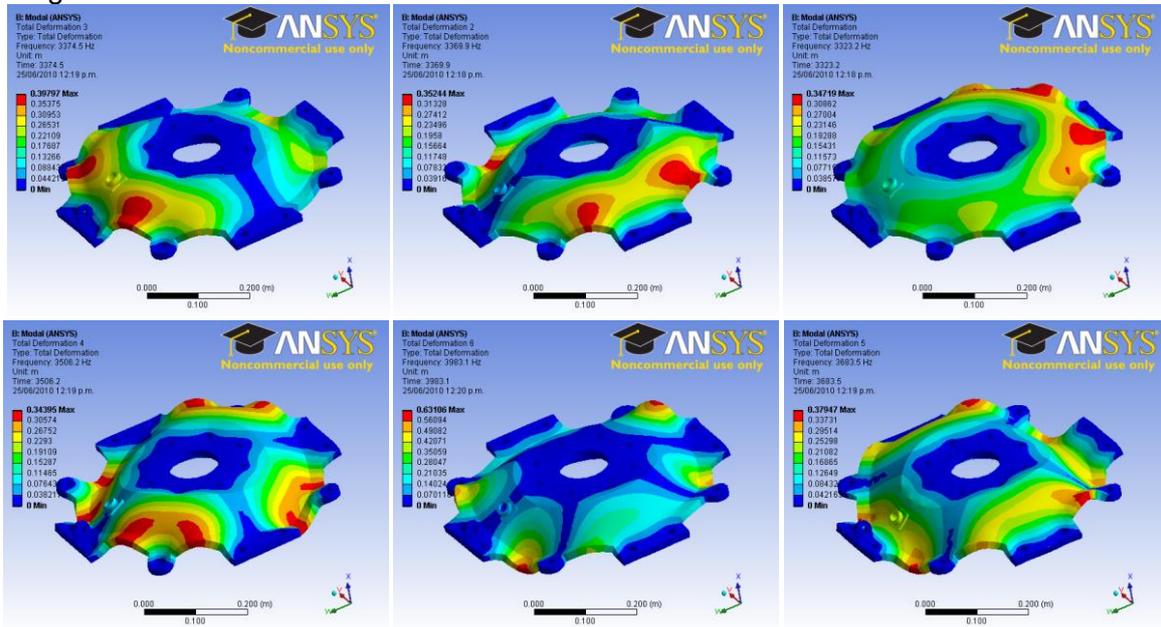


Figura 4.53 Deformaciones totales en los modos de vibración pieza 63-01-01-021

En las imágenes se observa que los esfuerzos y deformaciones se concentraron en las uniones de la pieza con la carcasa debido a que al estar sujeta los esfuerzos no pueden desplazarse fácilmente, así como también se ve que no alcanzaron valores muy altos porque prácticamente solo soportan el peso del eje del rotor principal.

A la Pieza 63-01-01-024 diseñada en Structural Steel se aplicó un soporte cilíndrico en la cara interna de la pieza y una velocidad del rotor de cola de 282.75rad/s así como 6 empotres en la superficie interna de los barrenos.

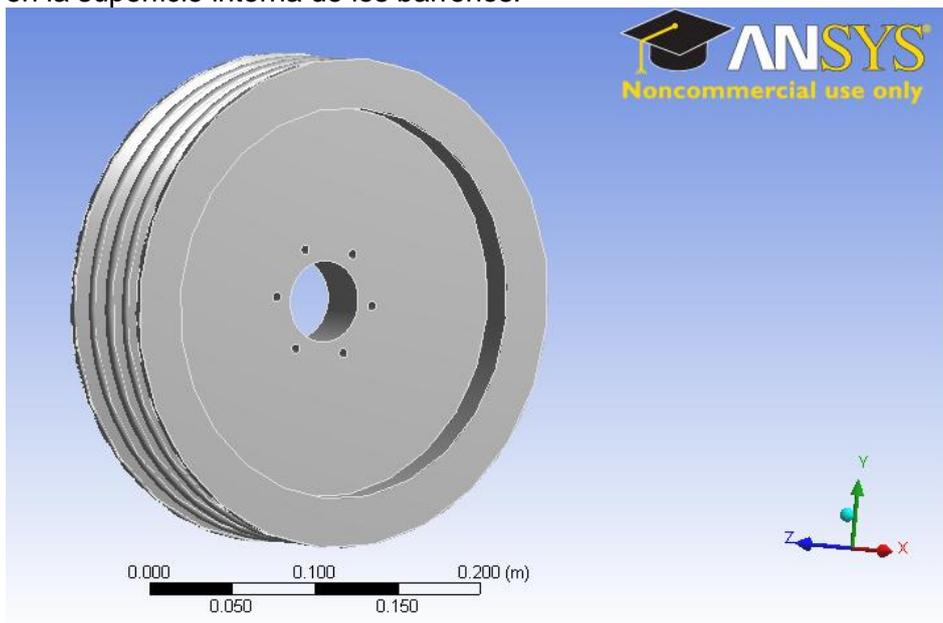


Figura 4.54 Pieza 63-01-01-024

Se realizó la prueba de Deformación total, la cual muestra la deformación siguiente

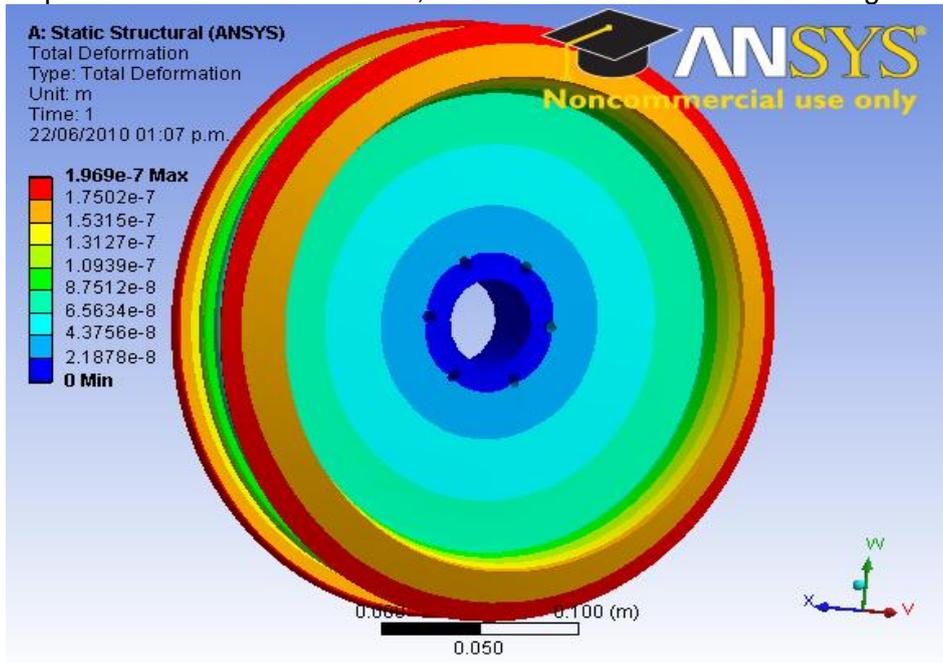


Figura 4.55 Deformaciones totales pieza 63-01-01-024

Se realizó la prueba de Stress (Von-Mises), la cual muestra el resultado siguiente.

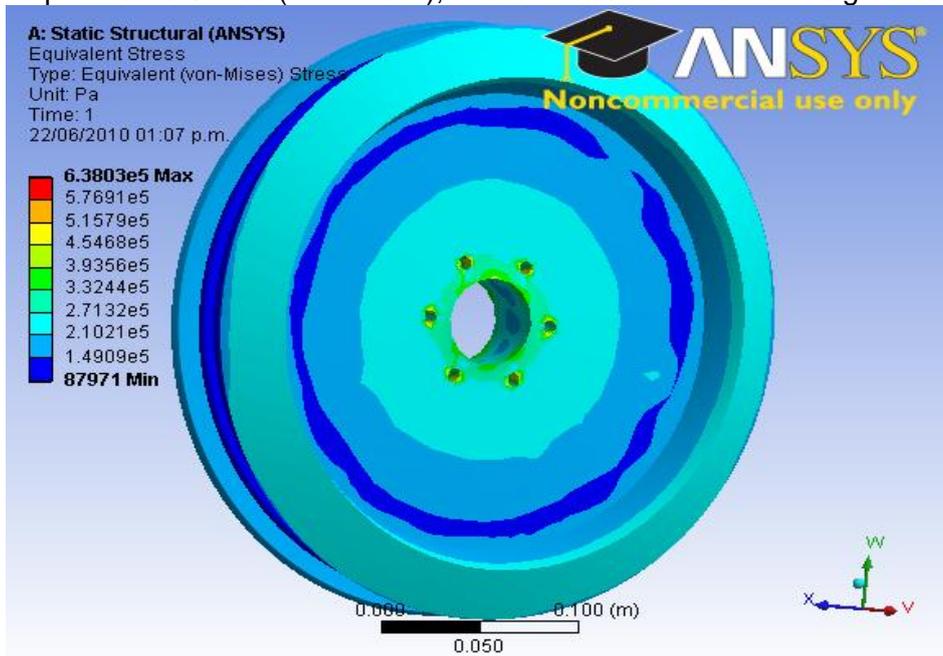


Figura 4.56 Esfuerzos totales pieza 63-01-01-024

Posteriormente se llevaron a cabo pruebas de 6 modos de vibraciones, las cuales arrojaron los siguientes resultados:

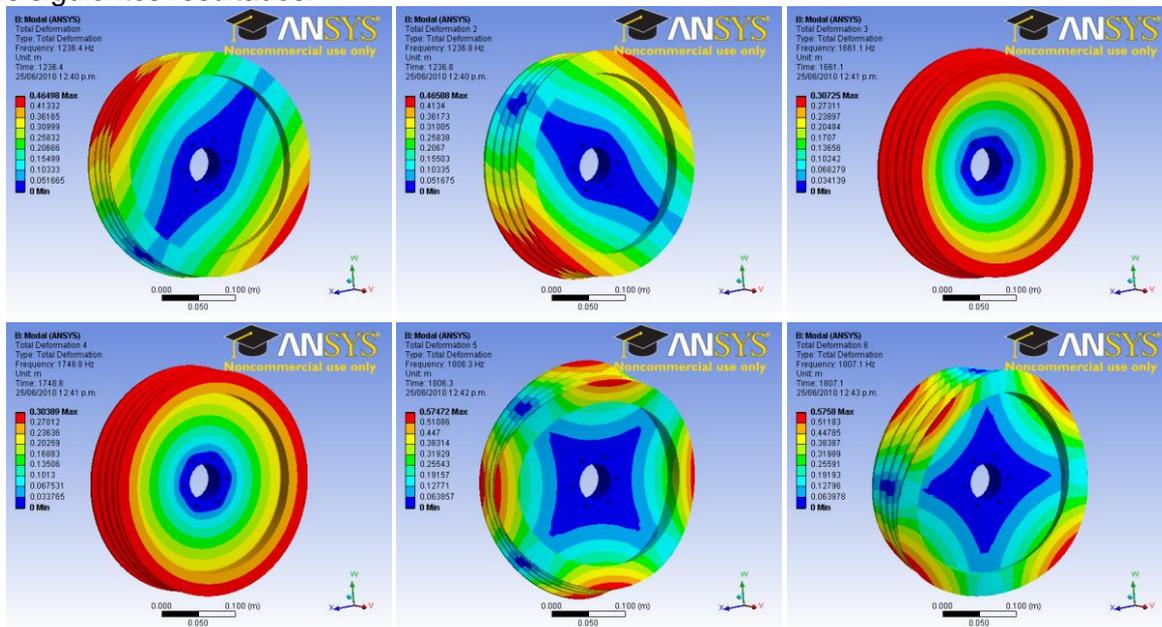


Figura 4.57 Deformaciones totales en los modos de vibración pieza 63-01-01-024

Se nota en las imágenes que una vez más, como en todas las piezas que van ajustadas al eje de algún rotor, los esfuerzos máximos se observaron en el ajuste y las mayores deformaciones en el diámetro más alejado del mismo.

4.7 Resultados

En los análisis anteriores se observa que los esfuerzos y deformaciones alcanzados con el régimen de operación establecido previamente no alcanzan valores críticos salvo en algunas secciones de las piezas por lo que se puede asumir que si cumplen su cometido, por supuesto siempre que se respete el uso del acero estructural, pues un material con menor módulo de elasticidad podría ceder a las fuerzas aplicadas además de que implicaría un mantenimiento más complicado y por lo tanto más costoso, eso sin tomar en cuenta que se trata de un material muy barato, pero tiene la desventaja de un gran peso por lo que tiene muy pocas aplicaciones en aeronáutica.

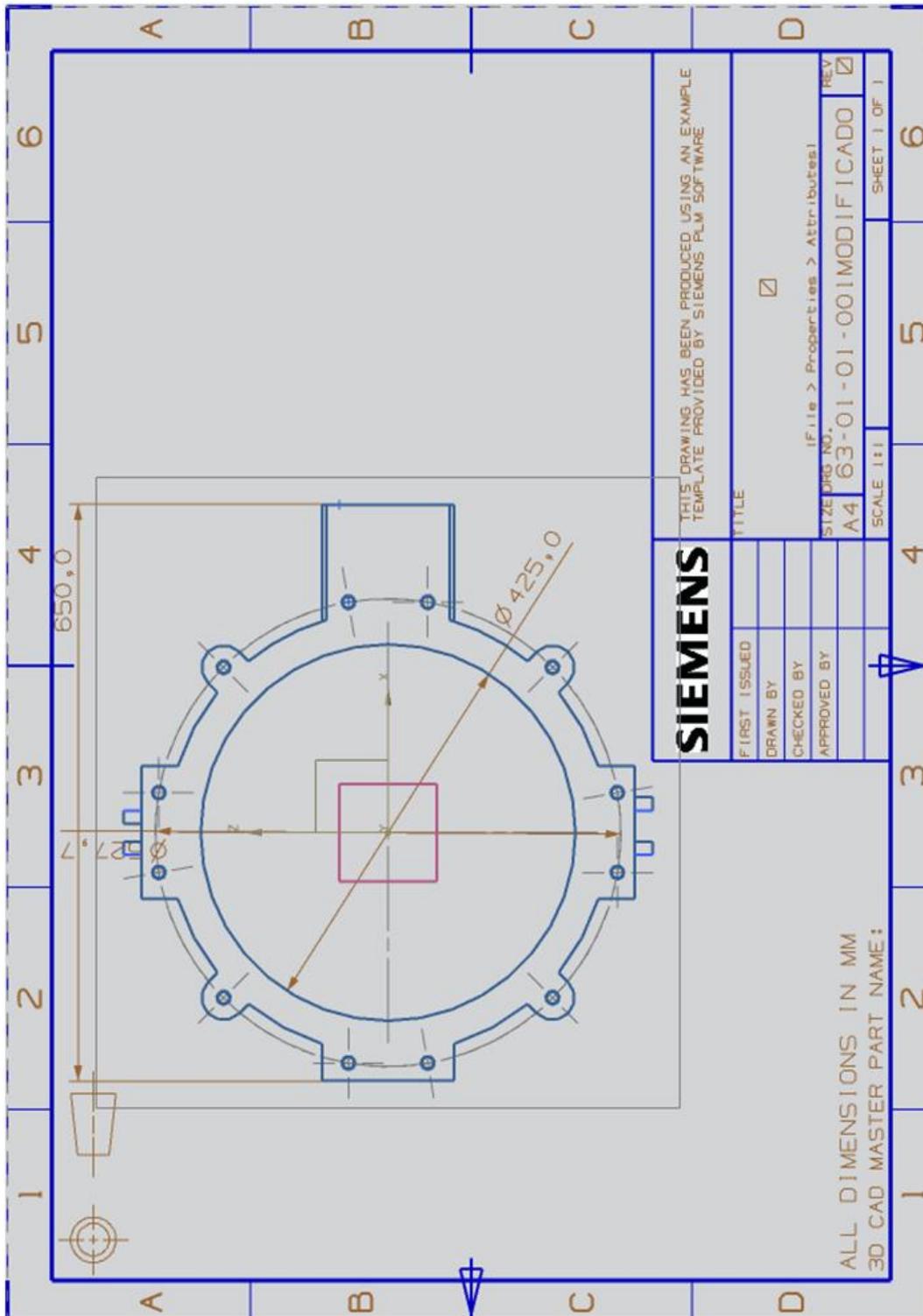


Figura 4.58 Plano de la pieza 63-01-01-001

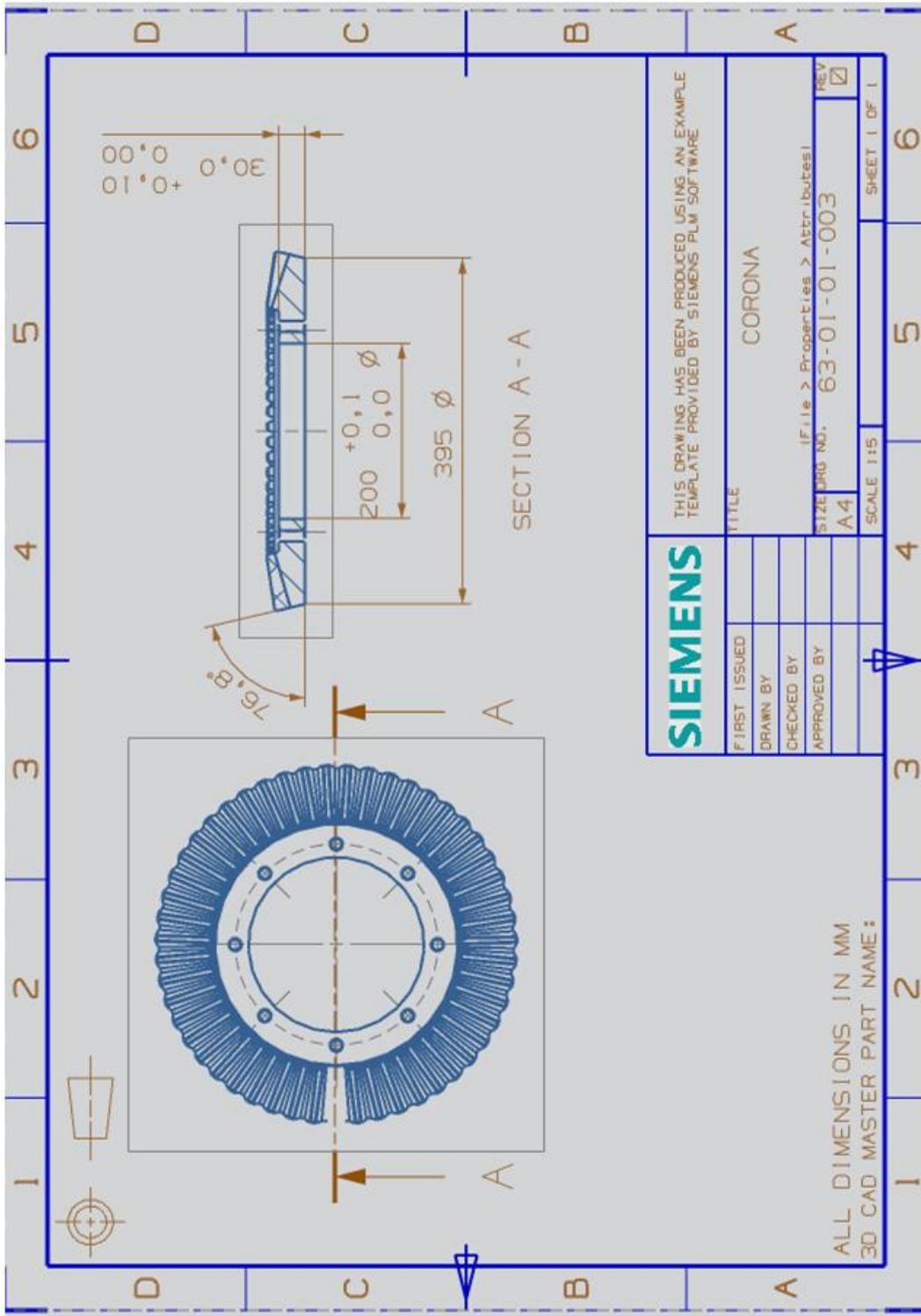


Figura 4.59 Plano de la pieza 63-01-01-003

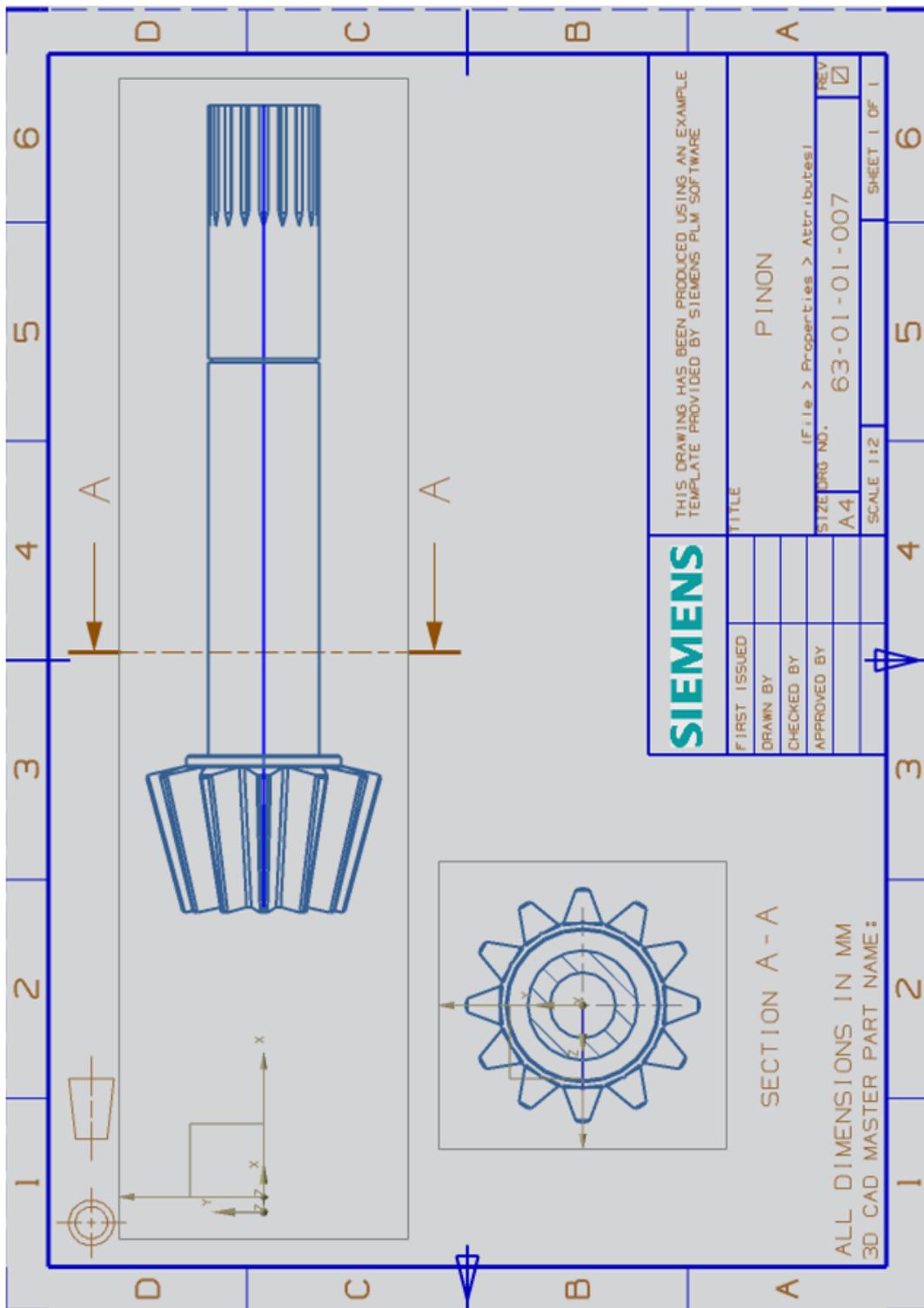


Figura 4.60 Plano de la pieza 63-01-01-007

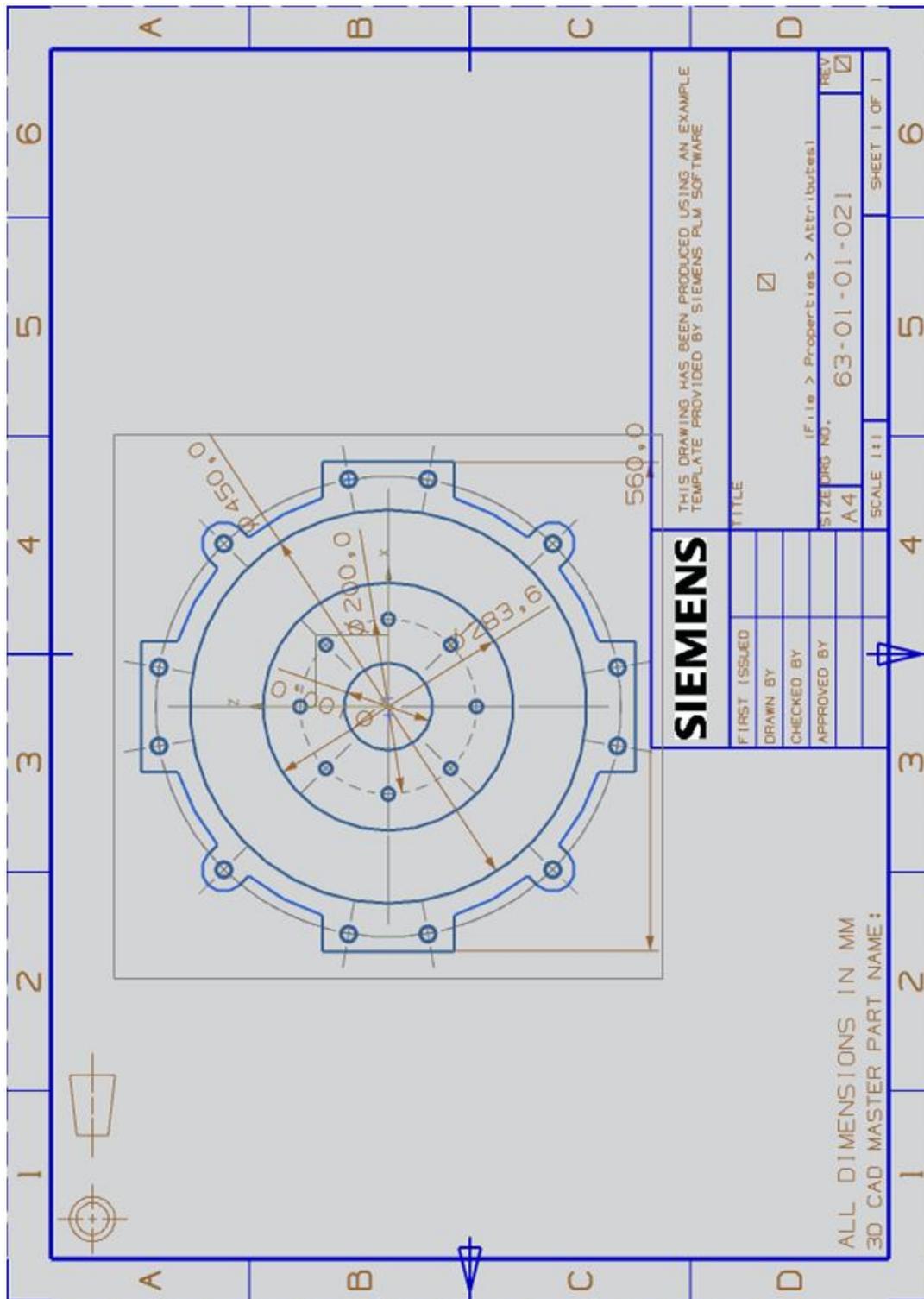


Figura 4.61 Plano pieza 63-01-01-021



Capítulo 5 Análisis estructural de los eslabones del sistema de control de los rotores principal y de cola mediante un programa de simulación basado en el método de elemento finito

5.1 Objetivo general

Someter a pruebas mecánicas las partes que componen el sistema de control de un helicóptero biplaza por medio de una simulación con software que opera sobre el método de elemento finito, con el fin de comprobar su capacidad de soportar las cargas en todas sus condiciones teóricas de operación, y en caso contrario proponer un nuevo diseño.

5.1.1 Objetivos específicos

- Determinar las cargas a las cuales estarán sometidos los componentes de los ensambles del sistema de control del rotor principal por medio de un análisis estático (ventaja mecánica) que equilibre las fuerzas generadas en el rotor con las fuerzas aplicadas en los controles de vuelo, para así definir las condiciones en las que habrá de simularse la operación de los distintos componentes del sistema de control.
- Determinar si cada componente del sistema es resistente a las cargas a las cuales estará sometido, esto, por medio de la simulación de las condiciones de operación (obtenidas con anterioridad en un análisis estático del sistema de control) en un software de análisis de elemento finito y comparando los esfuerzos obtenidos en esta simulación con los que admite el material propuesto. Esta simulación se llevará a cabo con el fin de decidir que componentes deben ser modificados en su geometría para que soporten las condiciones de operación.
- Proponer geometrías más resistentes en los casos donde las piezas existentes no soporten las cargas, aumentando el espesor en las zonas del cuerpo del componente donde los esfuerzos admisibles sean superados de modo que los distintos componentes del sistema de control soporten las condiciones de operación.

5.1.2 Justificación

Para poder lograr un desarrollo tecnológico de helicópteros en el país se requiere de un esquema con muchos factores, entre ellos la investigación y el desarrollo de nueva tecnología en aeronáutica. El objetivo de este seminario constituye un avance en dicho esquema, por lo que a la larga es un paso más en el progreso de la Ingeniería en Aeronáutica nacional. El objetivo a largo alcance de realizar este proyecto en el seminario es el de llegar a fabricar un prototipo a escala, un prototipo en tamaño real y eventualmente producirse en serie, en ese sentido, el seminario anterior propuso la geometría del helicóptero, el paso siguiente es llevar a cabo las simulaciones correspondientes para evaluar y robustecer el proyecto.



5.1.3 Alcance

- Llevar a cabo la simulación de elemento finito con las condiciones de frontera que recreen la operación del sistema.
- Determinar materiales más adecuados para los componentes del sistema en base a la simulación.
- Mejorar geometrías ya establecidas en caso de que el componente no pueda resistir las condiciones teóricas de operación.

5.2 Estimación de las cargas en los sistemas de control

El sistema de control propuesto en el capítulo de Modelado Geométrico de los Controles de Vuelo en la fase anterior fase del seminario de Desarrollo de Proyectos en Ingeniería de Diseño consiste en distintos ensambles mecánicos que se sirven de palancas, levas, varillas acopladoras y poleas para transmitir fuerzas y desplazamientos desde los controles de vuelo hasta los rotores, principal y de cola, teniendo como resultado el cambio de paso. Lo anterior coincide con [5.2] en que los controles de vuelo modifican el ángulo de paso del rotor principal y de cola de manera que el piloto puede controlar la actitud, velocidad y dirección del helicóptero.



Figura 5.1 Mecanismo de cambio de paso cíclico y colectivo



Figura 5.2 Mecanismo de cambio de paso del rotor de cola

Para proceder en la simulación mecánica de los componentes, una vez que se ha definido la geometría y se han propuesto materiales, son necesarias las magnitudes las cargas que recreen a las que se presentan en las condiciones de operación del sistema. Un mecanismo es un dispositivo mecánico que tiene el propósito de transferir el movimiento y/o fuerza de una fuente a una salida [5.5]. La definición anterior coincide con la descripción del sistema con el que se cuenta, se observa entonces que es aplicable alguno de los métodos de análisis de mecanismos para estimar las cargas que se presentan en los componentes a consecuencia de la transmisión de fuerzas y pares.

5.2.1 Métodos de análisis de mecanismos

Como parte de los métodos de análisis para determinar las fuerzas y pares en mecanismos se encuentran los de ventaja mecánica, cinetostático y dinámico. El primero contempla eslabones a los que no afectan las fuerzas de inercia y los dos últimos examinan eslabones bajo los efectos de la aceleración.



Tabla 5.1 Métodos de análisis de fuerzas y pares en mecanismos

	Método		
	Estático (ventaja mecánica)	Cinetostático	Dinámico
Información de entrada (masas)	Cero	Especificada	Especificada
Carga	Especificada o parametrizada	Especificada en cada posición	Especificada en términos de posición, velocidad y o tiempo
Movimiento	Posiciones especificadas	Posición, velocidad y aceleración especificadas	Desconocido
Información de salida	Fuerza de entrada requerida para equilibrar la carga/Ventaja mecánica en cada posición/Reacciones en los pasadores	Fuerza de entrada requerida para mantener el movimiento supuesto/Reacciones en los pasadores	Posición, velocidad y aceleración de cada miembro en función del tiempo
Herramientas analíticas requeridas	Estática, álgebra lineal	Principio de D'Alembert, estática, álgebra lineal	Planteo de ecuaciones diferenciales del movimiento, solución por computadora

Cualquiera de los métodos antes mencionados supone que los eslabonamientos consisten de eslabones rígidos conectados por juntas sin fricción y sin holgura en las juntas.

5.2.2 Diagrama cinemático de mecanismos

Suele ser difícil visualizar el movimiento de un eslabonamiento de lazos múltiples, especialmente cuando aparecen otros componentes sobrepuestos en el mismo diagrama. El primer paso en el análisis del movimiento de mecanismos es esbozar el diagrama o esqueleto cinemático.

El diagrama cinemático asume una de dos formas: un croquis (proporcional, pero no exactamente a escala) y el diagrama cinemático a escala (usado generalmente para un análisis adicional de: posición, desplazamiento, velocidad, aceleración, transmisión de fuerzas y pares).

Es práctica común, para identificarlos, numerar los eslabones y asignar letras a las juntas.

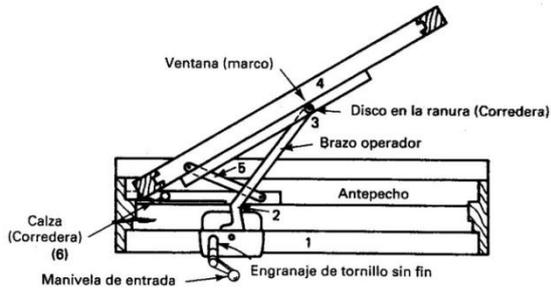


Figura 5.3 Ventana corrediza

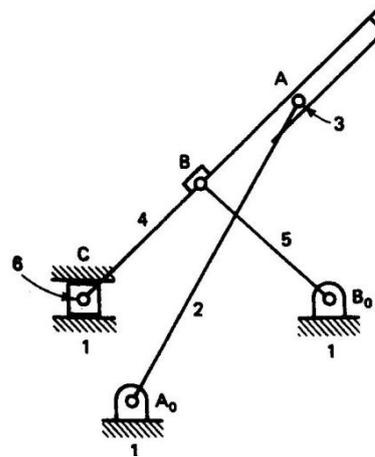


Figura 5.4 Diagrama cinemático equivalente

Un propósito del diagrama cinemático es proporcionar un esquema de los movimientos relativos en los mecanismos. Por ejemplo, una junta de pasador describe una rotación relativa, una corredera describe una traslación relativa en línea recta, y así sucesivamente.

5.2.3 Diagrama cinemático del eslabonamiento del sistema de control

En el análisis mecánico del conjunto de control se han analizado los ensambles que dan lugar a las cuatro actuaciones en los dos rotores de las aeronaves. Es decir; los cambios de paso, cambios de paso cíclico longitudinal y lateral, cambio de paso colectivo y cambio de paso en el rotor de cola. Para cada uno de ellos se construyó un diagrama cinemático equivalente a partir de proyecciones sobre cada uno de los ensambles, donde se representan palancas, levas, varillas acopladoras y correderas. Los eslabones se indican como líneas rectas entre las juntas, y las articulaciones representan los pernos sobre los que las piezas giran.



Figura 5.5 Ensamble, conjunto de control del rotor principal

Figura

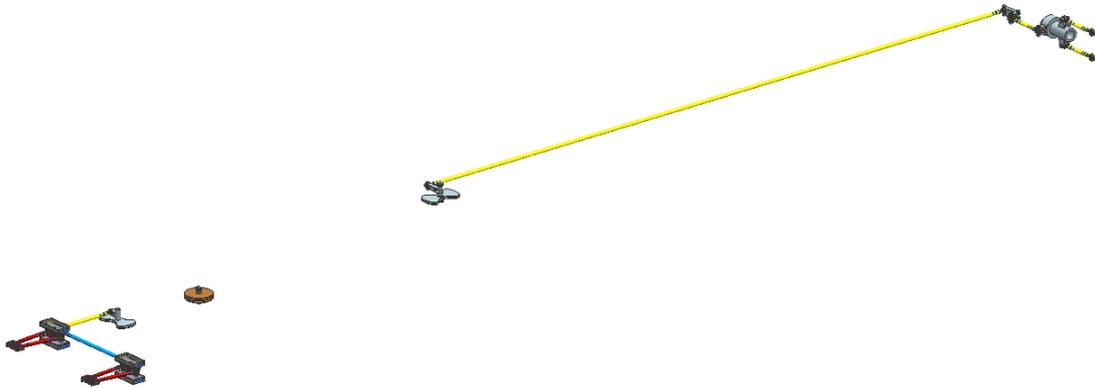


Figura 5.6 Ensamble, conjunto de control del rotor de cola

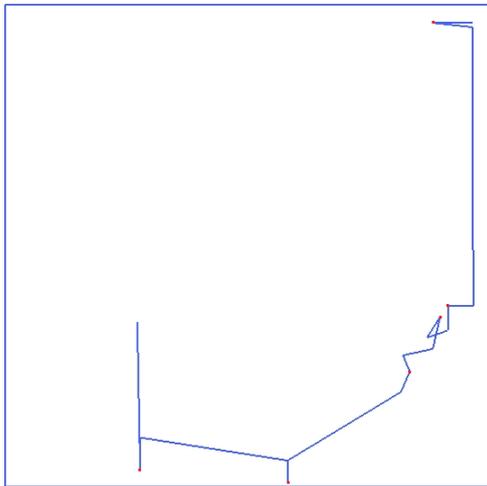


Figura 5.7 Diagrama cinemático equivalente, paso cíclico longitudinal

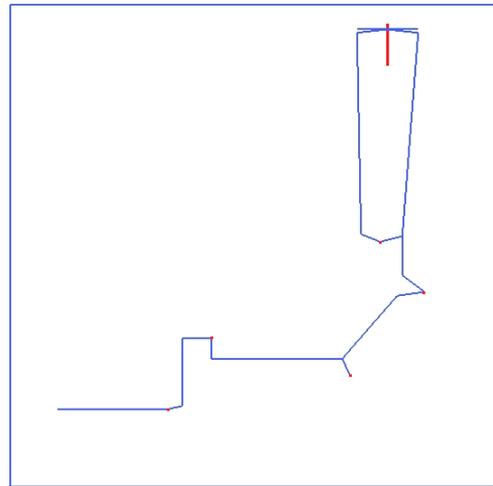


Figura 5.8 Diagrama cinemático equivalente, paso cíclico lateral

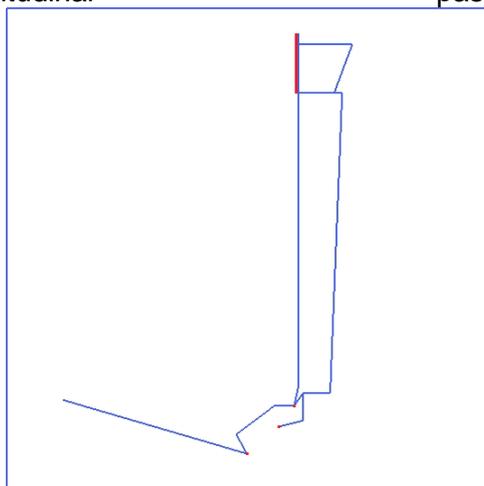


Figura 5.9 Diagrama cinemático equivalente, paso colectivo

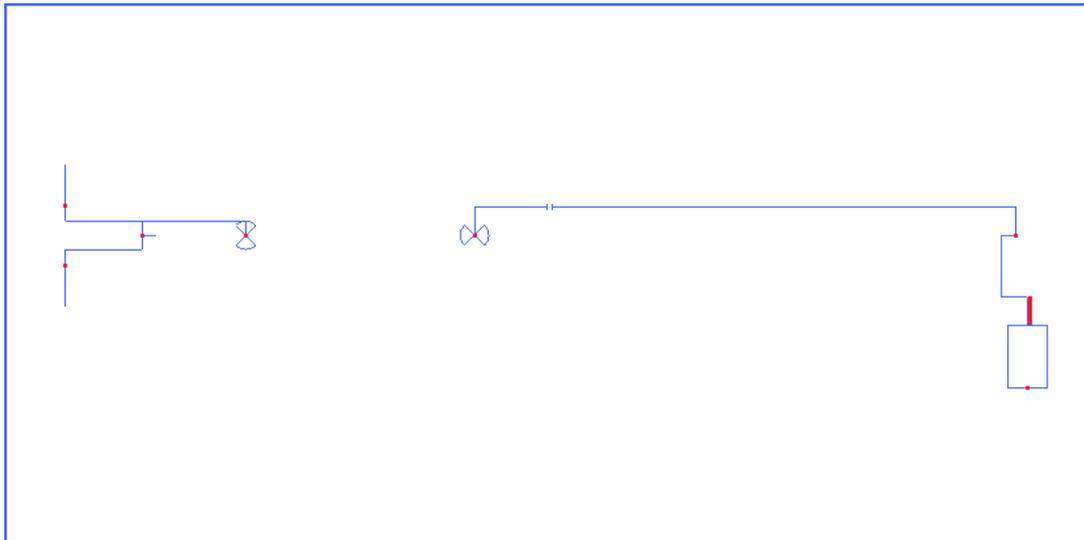


Figura 5.10 Diagrama cinemático equivalente, paso del rotor de cola

5.2.4 Estimación de las cargas en el sistema de control del rotor principal

Ya se ha hecho referencia a métodos de análisis de mecanismos, ventaja mecánica, cinetostático y dinámico, y en la descripción de cada uno queda claro que mientras en los dos últimos, cinetostático y dinámico, la masa de los componentes es una entrada requerida, en el método de ventaja mecánica, que es un método estático, no precisa de esta información porque no considera los efectos de la inercia.

Aunque el método de ventaja mecánica es el menos exacto de los tres resulta en una buena primera aproximación, tomando en cuenta que en esta fase del diseño se puede requerir de modificar la longitud de algunos eslabones, lo cual en un análisis dinámico implicaría la variación del peso de estos componentes.

Los conjuntos cinemáticos que representan a los ensambles del sistema de control pueden describirse, de manera general, como series consecutivas de cadenas de cuatro barras, unidas por elementos ternarios, que tienen su entrada en una palanca y su salida en una corredera.

El método de análisis de mecanismos de ventaja mecánica es un método estático que analiza la proporción de la fuerza que se aplica a la entrada del mecanismo y el resultado que se obtiene en la salida. Una fuerza mayor a la salida que a la entrada indica una ventaja mecánica favorable y que se requiere un menor esfuerzo para realizar un trabajo, en este caso, equilibrar las fuerzas que se presentan en los rotores. Se estableció que se tratará con mecanismos de dos tipos, que son, cadena de cuatro barras y corredera.

Basados en [5.6] se establecen las relaciones de las fuerzas en los eslabones de mecanismos de cuatro barras en función de los ángulos que se forman entre el eslabón de acoplamiento y los eslabones de entrada y salida. Mientras que en [5.7] es posible encontrar las mismas relaciones pero para mecanismos de corredera.

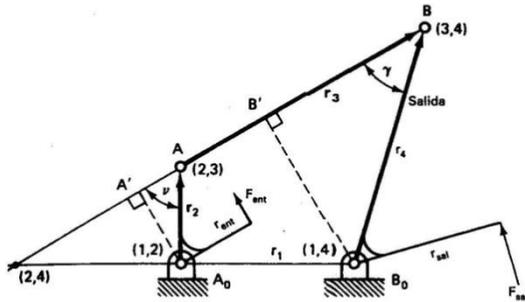


Figura 5.11 Mecanismo de cuatro barras

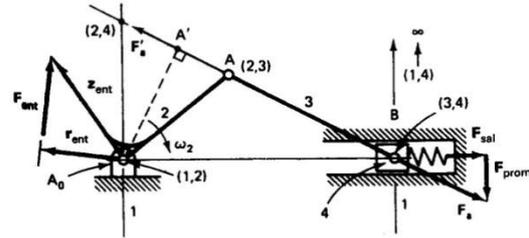


Figura 5.12 Mecanismo de corredera

Las relaciones para un mecanismo de cuatro barras son:

$$V.M. = \frac{F_{sal}}{F_{ent}} \quad (5.1)$$

$$F_{sal} = F_{ent} * V.M \quad (5.2)$$

$$F_{sal} = F_{ent} * \frac{\text{sen}\gamma}{\text{sen}\vartheta} \quad (5.3)$$

$$F_{ent} = F_2 * \text{sen}\vartheta \quad (5.4)$$

$$F_{sal} = F_2 * \text{sen}\gamma \quad (5.5)$$

En donde V.M. es la ventaja mecánica; F_{ent} y F_{sal} las fuerzas de entrada y salida respectivamente, ambas perpendiculares a los eslabones en los que inciden; F_2 es la fuerza a lo largo de el eslabón acoplador; ϑ es el ángulo que se forma entre el eslabón de entrada y el eslabón acoplador o su complementario, el que sea menor a noventa grados, y γ es el que se forma entre el eslabón de salida y el acoplador o su complementario, el que sea menor a noventa grados.

Las relaciones para un mecanismo de corredera son:

$$V.M. = \frac{F_{sal}}{F_{ent}} \quad (5.6)$$

$$\frac{F_{sal}}{F_{ent}} = \frac{r_{ent}}{(1,2 - 2,4)} \quad (5.7)$$

En donde V.M. es la ventaja mecánica; F_{ent} es la fuerza perpendicular aplicada al eslabón de entrada y F_{sal} es la fuerza con la que el bloque que se desliza empuja o jala a lo largo de la corredera; $(1,2-2,4)$ es la distancia al centro instantáneo $(2,4)$ medida desde $(1,2)$.

En el análisis a desarrollar en el presente trabajo se considera que, en todo momento, las fuerzas en los controles equilibran estáticamente el levantamiento en las palas evitando que estas últimas aleteen en la articulación de batimiento. Y también que el empuje se transmite al plato oscilante estacionario y a partir de ahí a las varillas de control y al conjunto de control.

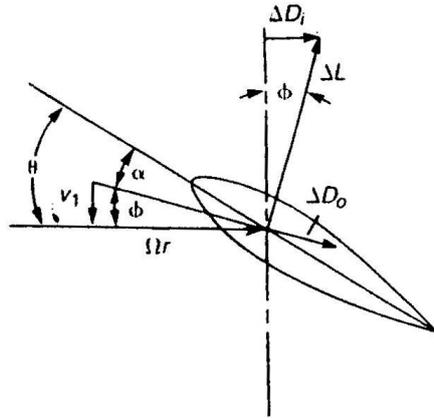


Figura 5.13 Diagrama de velocidades

Las relaciones que permiten calcular el levantamiento son:

$$V_i = \sqrt{\frac{F}{2\rho A}} \quad (5.8)$$

$$c_T = \frac{F}{\rho A (\omega R)^2} \quad (5.9)$$

$$\sigma = \frac{bcR}{A} \quad (5.10)$$

$$\theta_t = 57.3 \left[\frac{4c_T}{a\sigma} + \sqrt{\frac{\sigma c_T / \sigma}{2}} \right] \quad (5.11)$$

$$\varphi_T = \tan^{-1} \frac{V_i}{\omega R} \quad (5.12)$$

$$L = \frac{\rho}{2} \omega^2 R^2 acR \left(\frac{\theta_T - \varphi_T}{2} \right) \quad (5.13)$$

$$T = bL \quad (5.14)$$

$$= b \frac{\rho}{2} \omega^2 R^2 acR \left(\frac{\theta_T - \varphi_T}{2} \right)$$

En donde F es el peso máximo al despegue; ρ , la densidad del aire; A, el área del disco rotor; c_T , el coeficiente de tracción; ω , la velocidad angular; R la longitud de pala; ωR , es el producto de la velocidad angular y la longitud de pala, equivalente a la velocidad tangencial de punta de pala; σ , la solidez; c, la cuerda del perfil en la pala; a, la pendiente de la curva de levantamiento; θ_T , el paso geométrico en la punta de la pala; φ_T , el ángulo de la velocidad inducida en la punta de la pala [5.8].

Evaluando numéricamente para obtener el levantamiento y la fuerza de tracción:

$$V_i = \sqrt{\frac{(6376.5000N)}{2(1.2250Kg/m^3)(38.4845m^2)}} = 8.2237m/s \quad (5.15)$$

$$c_T = \frac{(6376.5000N)}{(1.225Kg/m^3)(38.4845m^2)(200m/s)^2} \quad (5.16)$$

$$= 3.3814E - 3$$

$$\sigma = \frac{3(0.1700m)(3.5000m)}{(38.4845m^2)} = 0.0464 \quad (5.17)$$

$$\theta_T = 57.3^\circ/\text{rad} \left[\frac{4}{\left(\frac{6}{\text{rad}}\right)} \frac{(0.0034)}{(0.0464)} + \sqrt{\frac{(0.0464)(0.0034)}{0.0464}} \right] = 5.1391^\circ \quad (5.18)$$

$$\varphi_T = \tan^{-1} \frac{(8.2237\text{m/s})}{(200\text{m/s})} = 2.3546^\circ \quad (5.19)$$

$$L = \frac{(1.2250\text{Kg/m}^3)}{2} (200\text{m/s})^2 (0.1047^\circ) (0.1700\text{m}) (3.5000\text{m}) \left(\frac{5.1391^\circ - 2.3546^\circ}{2} \right) \quad (5.20)$$

$$L = 2126.8014\text{N} \quad (5.21)$$

$$T = bL = 3(2126.8014\text{N}) = 6380.4042\text{N} \quad (5.22)$$

Ahora es posible calcular el efecto de la fuerza de tracción en el sistema de control. El análisis de las cargas en los eslabones del conjunto de control se realizó en distintas posiciones de del plato del rotor, estas posiciones son las que describe el conjunto cuando el rotor se encuentra en el límite inferior, punto neutro y límite superior de los pasos cíclico, colectivo y de rotor de cola. Los ángulos y desplazamientos de las distintas posiciones se obtuvieron de bocetos restringidos en la aplicación “sketch” del programa NX6 que funcionan como diagramas cinemáticos. En todos los casos se aplicó el método de ventaja mecánica.

5.2.4.1 Cargas en la actuación longitudinal del paso cíclico

El bastón cíclico inclina el disco rotor. Moviendo el bastón cíclico hacia adelante o hacia atrás inclina el disco en su eje de cabeceo. El ensamble del cíclico longitudinal consiste de cinco mecanismos de cuatro barras sucesivos, donde la salida de cada uno alimenta a la entrada del siguiente. Para estimar las cargas se elaboró una hoja de cálculo usando las relaciones de ventaja mecánica, en donde la ventaja es función de los ángulos internos del mecanismo [5.9]. Se midieron los ángulos en tres posiciones y se calcularon las cargas para estas tres configuraciones. Aquí se incluye una tabla extraída de la hoja de cálculo, que corresponde al conjunto en su posición neutra. La tabla consiste en un listado de los componentes, referidos por el número de parte y el número de eslabón que los representan en su respectivo diagrama cinemático, junto con las cargas que transmiten y sus ángulos de entrada y salida.

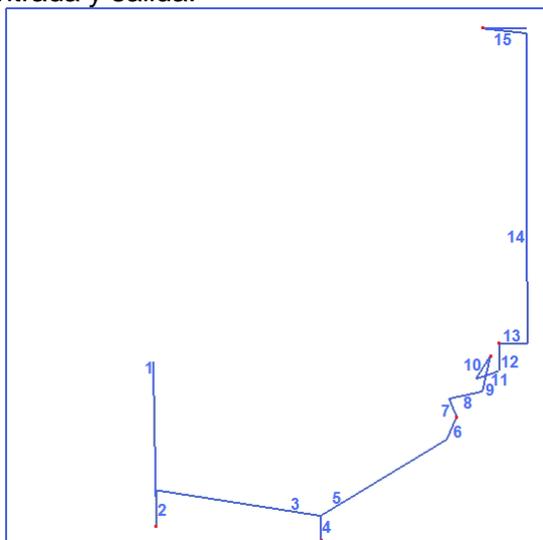


Figura 5.14-a Diagrama cinemático numerado

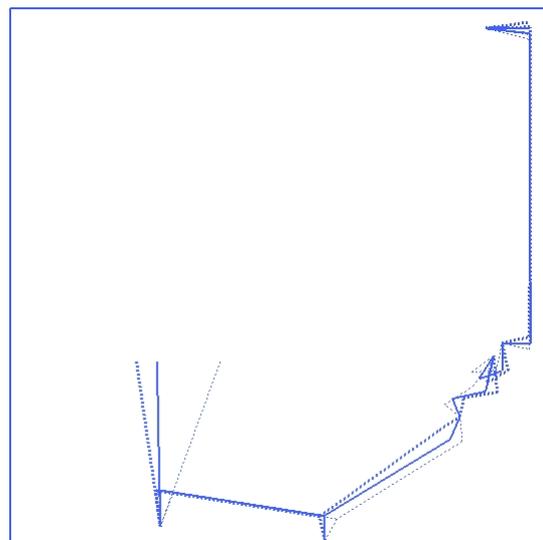


Figura 5.14-b Diagrama del cíclico longitudinal en tres posiciones

Tabla 5.2 Cargas en los componentes del ensamble de control del paso cíclico longitudinal (0°)

Número de parte	Carga(N)	Longitud(mm)	v	Y
(15)	3170.18	158.47	83.58	89.92
67-09-01-008 (14)	3190.20	1095.90		
67-08-01-005 (13)	3190.20	99.60		
67-08-01-005 (12)	3216.03	98.80	70.79	38.78
67-08-01-004 (11)	3405.67	86.27		
67-08-01-001 (10)	2133.10	97.16		
67-08-01-001 (9)	1598.08	129.68	65.11	79.50
67-07-01-002 (8)	1761.75	119.75		
67-07-01-001 (7)	1732.28	68.94		
67-07-01-001 (6)	1369.16	87.22	35.57	60.34
67-04-01-002 (5)	2353.84	519.99		
67-04-01-007 (4)	2045.48	87.50	79.41	80.95
67-04-01-003 (3)	2080.93	584.31		
67-02-02-003 (2)	2055.02	128.50		
67-02-02-004/.../67-02-01-002 (1)	453.73	582.00		

5.2.4.2 Cargas en la actuación lateral del paso cíclico

Moviendo el bastón cíclico lateralmente inclina el disco en su eje de alabeo. La representación cinemática del conjunto cíclico longitudinal consiste de seis mecanismos de cuatro barras. De igual manera que en el caso anterior, se dispuso el mecanismo en sus pasos inferior, neutro y superior, se midieron los ángulos al interior de los mecanismos y se construyó una hoja de cálculo para cada posición. Ahora se incluye la tabla para la posición neutra.

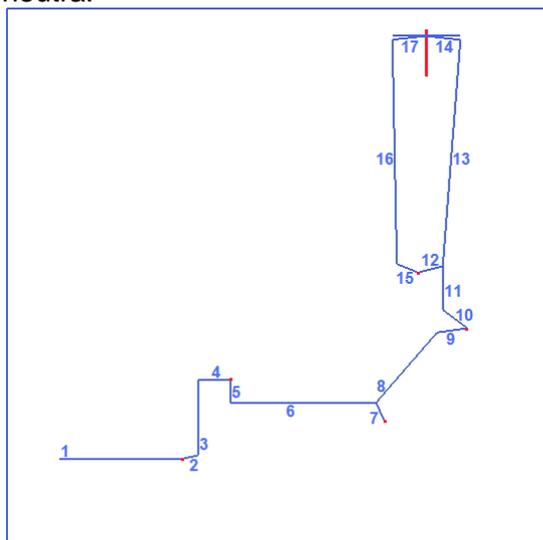


Figura 5.15-a Diagrama cinemático numerado

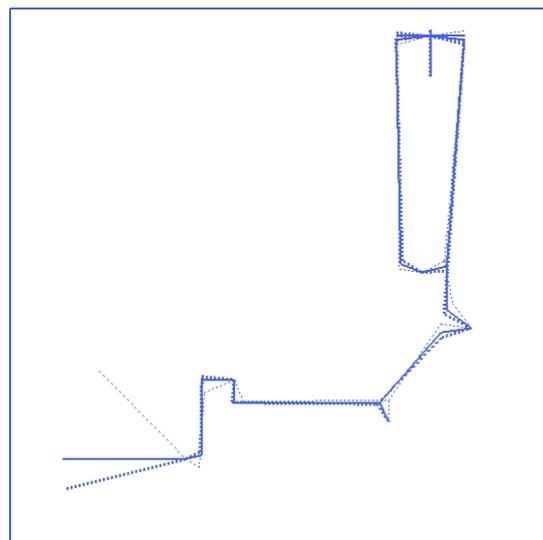


Figura 5.15-b Diagrama del cíclico lateral en tres posiciones

Tabla 5.3 Cargas en los componentes del ensamble de control del paso cíclico lateral (0°)

Número de parte	Carga(N)	Longitud(mm)	v	Y
(14)	1594.25	158.50	88.13	71.07
67-09-01-010 (13)	1595.10	1057.27		
(12)	1508.81	118.20		
(17)	1588.61	158.50	84.83	66.77
67-09-01-009 (16)	1595.10	1043.95		
67-08-01-006 (15)	1465.81	106.20		
67-08-01-006 (12')	2825.81	118.20	75.50	53.14
67-08-01-008 (11)	2918.78	203.00		
67-07-01-003 (10)	2335.27	142.86		
67-07-01-003 (9)	2335.27	142.86	40.98	65.44
67-04-01-002 (8)	3560.99	431.29		
67-04-01-007 (7)	3238.84	87.50	65.44	90.00
67-04-01-001 (6)	3560.99	672.50		
67-04-01-001 (5)	3560.99	105.10		
67-03-01-005 (4)	2471.99	151.40	90.00	77.60
67-03-01-001 (3)	2471.99	349.90		
67-02-02-003 (2)	2414.33	75.50		
67-02-02-004/67-02-02-003 (1)	319.46	570.60		

5.2.4.3 Cargas en la actuación de cambio de paso colectivo

El bastón de control del paso colectivo controla el levantamiento del rotor principal variando colectivamente el paso. Este eslabonamiento consiste de tres mecanismos de cuatro barras coronado por un mecanismo de corredera. Se elaboró el diagrama cinemático en los límites inferior y superior, para obtener los ángulos entre los eslabones y medir la distancia al centro instantáneo de la corredera en cada posición. También se elaboró la hoja de cálculo para este mecanismo y se incluyó la tabla para su paso neutro.

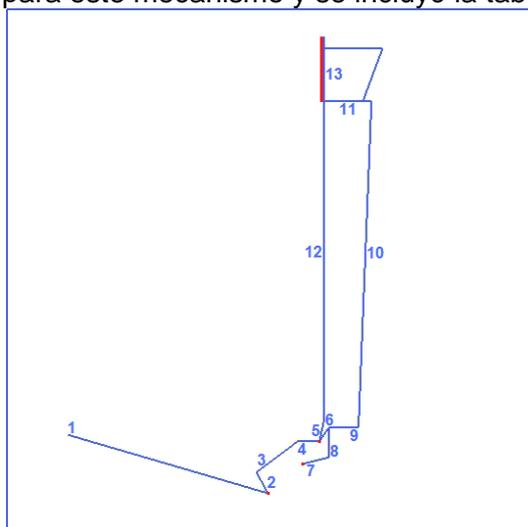


Figura 5.16-a Diagrama cinemático numerado

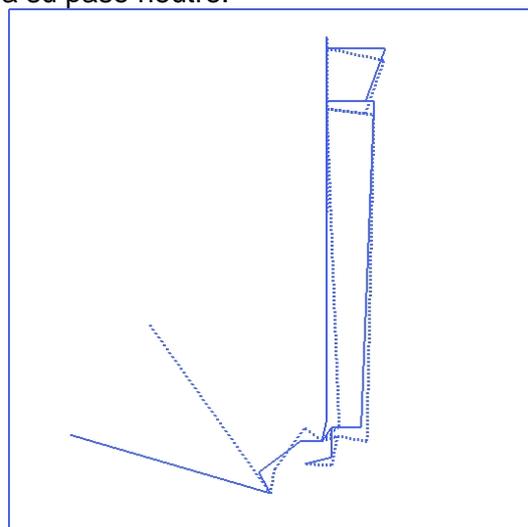


Figura 5.16-b Diagrama del paso colectivo en dos posiciones

Tabla 5.4 Cargas en los componentes del ensamble de control del paso colectivo (0°)

Número de parte	Carga(N)	Longitud(mm)	v	Y
(13)	3190.20		0	11.68
67-09-01-010/67-09-01-009 (12)	15754.63	1062.00		
67-08-01-002/67-08-01-006 (5)	3190.20	73.50		
(11)	3190.20	157.50	87.73	87.73
67-09-01-008 (10)	3192.72	1090.77		
67-08-01-005 (9)	3190.20	99.60		
67-08-01-002/67-08-01-005 (6)	1774.10	53.02	33.79	75.77
67-08-01-005 (8)	3190.20	98.90		
67-08-01-004 (7)	3092.35	90.09		
67-08-01-002 (4)	4525.40	72.60	35.80	81.70
67-08-01-003 (3)	7736.29	171.20		
67-06-01-002/67-06-01-004 (2)	2928.90	80.00		
67-05-01-002/67-05-01-004 (1)	339.09	691.00		

5.2.5 Estimación de las cargas en el sistema de control del rotor de cola

5.2.5.1 Cargas en la actuación de cambio de paso del rotor de cola

Los pedales de control de guiñada modifican la fuerza de tracción del rotor de cola. El conjunto para el control de paso del rotor de cola puede describirse con cinco mecanismos de cuatro barras, un conjunto de poleas y un mecanismo de corredera. Las cargas se determinaron en la hoja de cálculo para un paso negativo, neutro y positivo. Enseguida se muestra la tabla para el paso neutro.

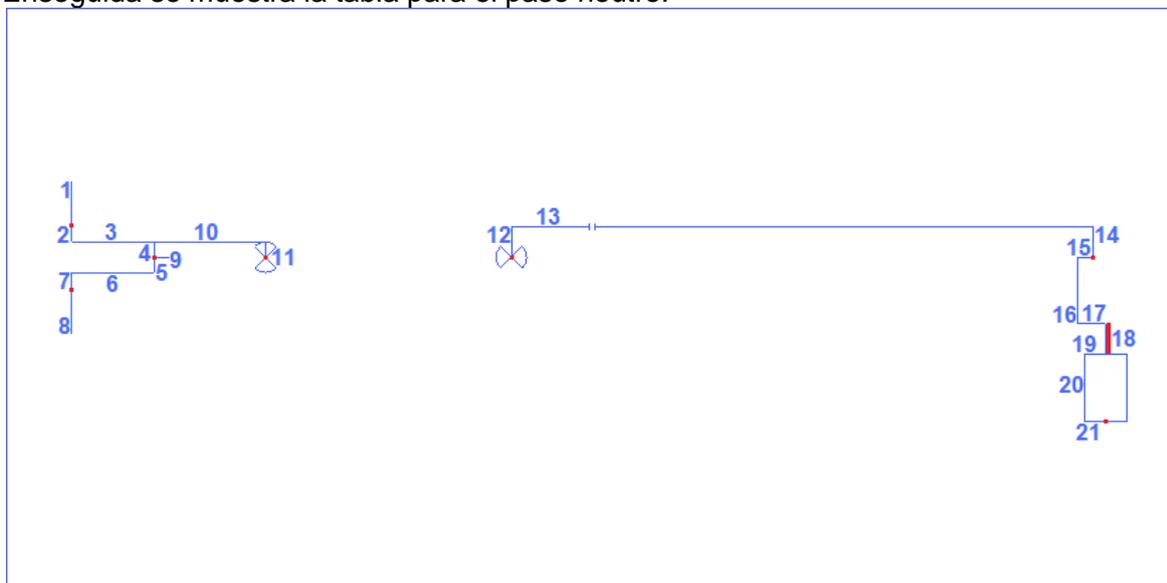


Figura 5.17-a Diagrama cinemático numerado

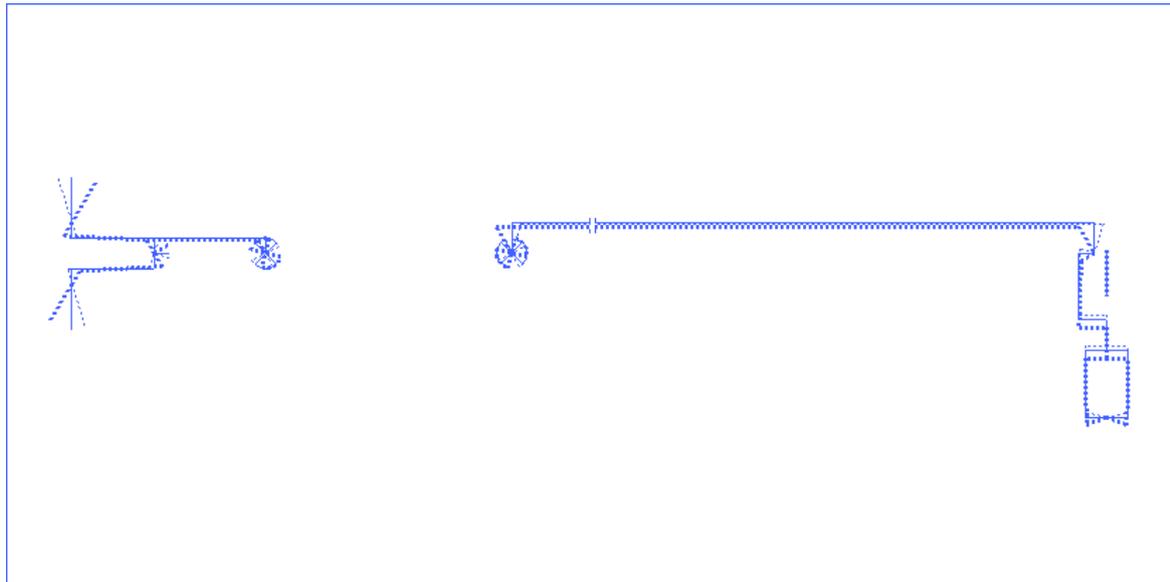


Figura 5.17-b Diagrama del paso del rotor de cola

Tabla 5.5 Cargas en los componentes del ensamble de control del rotor de cola (0°)

Número de parte	Carga(N)	Longitud(mm)	v	Y	(1,2)-(2,4)	rent
(21)	182.50	70.00	90	90		
67-01-04-015 (20)	182.50	217.00				
67-01-04-007/-006 (19)	182.50				70.00	70.00
(21')	182.50	70.00				
67-01-04-015 (20')	182.50	217.00				
67-01-04-007/-006 (19')	182.50					
67-01-04-007 (17)	365.00		0	90	50.00	50.00
67-01-04-015 (16)	365.00	217.00				
67-01-04-008 (15)	365.00	50.00				
67-01-04-008 (14)	182.50	100.00	90	90		
67-01-04-001 (13)	182.50	3789.50				
67-01-03-026 (12)	182.50	100.00				
67-01-03-001 (11)	365.00	50.00	90	90		
67-01-02-036 (10)	365.00	362.00				
67-01-02-012 (4)	365.00	50.00	90	90		
67-01-02-003 (3)	365.00	267.50				
67-01-01-002 (2)	365.00	50.00				
67-01-01-001/-002 (1)	121.67	150.00				
67-01-02-012 (9)	365.00	50.00				
67-01-02-012 (5)	365.00	50.00	90	90		
67-01-02-003 (6)	365.00	267.50				
67-01-01-002 (7)	365.00	50.00				
67-01-01-001/-002 (8)	121.67	150.00				



5.2.6 Recomendaciones

El realizar el análisis mecánico de los distintos ensambles, hace posible el conocer la fuerza necesaria del piloto para accionar los controles de vuelo, representados por el último elemento de cada eslabonamiento. A continuación se incluyen las fuerzas requeridas por los controles en posiciones representativas.

Tabla 5.6 Fuerzas en el bastón de paso cíclico accionado longitudinalmente

Paso(°)	10	0	-8
Fuerza(N)	512.6894	453.7278	287.5243

Tabla 5.7 Fuerzas en el bastón de paso cíclico accionado lateralmente

Paso(°)	8.5	0	-6.5
Fuerza(N)	65.6222	319.4561	510.0094

Tabla 5.8 Fuerzas en el bastón de paso colectivo

Paso(°)	0	12
Fuerza(N)	339.0911	228.0514

Tabla 5.9 Fuerzas en los pedales del rotor de cola

Paso(°)	21	0	-12
Derecho(N)	-122.0763	121.6667	110.7128
Izquierdo(N)	119.3775	-121.6667	-125.4488

Como es sabido, la fuerza disponible por parte del piloto es limitada [5.1]. Ahora se comparan dichas fuerzas con las requeridas por la configuración antes propuesta del ensamble de control.

Tabla 5.10 Fuerzas limite del piloto

Control	Fuerza máxima requerida (N)	Fuerza limite del piloto (N)
Bastón cíclico (longitudinal)	512.6894	444.8222
Bastón cíclico (lateral)	510.0094	298.0309
Bastón colectivo	339.0911	444.8222
Pedales	121.6667	578.2688

Se advierte que dos de los cuatro conjuntos exceden las capacidades del piloto, y con el fin de reducir la magnitud del impulso requerido, se sugiere plantear una nueva configuración cinemática de los conjuntos que no pueden ser operados dentro de las fuerzas límite o incorporar sistemas que amplifiquen la potencia de entrada.

En resumen, se recomienda:

- Amplificar la fuerza del piloto por medios mecánicos o hidráulicos
- Modificar la configuración del conjunto de control

En párrafos sucesivos se describe en qué consisten los sistemas empleados para potenciar la fuerza del operador, además, se presenta la propuesta de una nueva configuración para el conjunto de cambio de paso colectivo longitudinal.



5.2.6.1 Potencia adicional para el sistema de control

A la potencia que proporciona el operador se pueden sumar la de amplificadores mecánicos, además, se puede disponer de arreglos de resortes para reducir el esfuerzo necesario para alcanzar o mantener una cierta posición de los controles. Se recomienda el uso de sistemas de asistencia a la potencia de control, aún cuando los conjuntos operen por debajo de la fuerza límite del piloto (que va desde los 298 hasta los 578 Newtons para los distintos conjuntos), debido a la dificultad para maniobrar de manera prolongada bajo esta carga para nada despreciables. Algunos manuales dan una idea de las fuerzas a las que normalmente operan los controles de vuelo de algunos helicópteros, por ejemplo, el bastón de paso colectivo debe romper su posición inicial al tirar de él con una fuerza de 49 a 62 Newtons [5.3]. Se sugiere la asistencia de potencia, de ser posible, para bajar la fuerza requerida hasta los 35 Newtons para el cíclico lateral, 50 Newtons para el cíclico longitudinal y el colectivo, y 65 Newtons para los pedales.

La incorporación de un sistema de servo actuadores hidráulicos facilitaría en mucho la tarea de controlar el aparato, multiplicando la fuerza en los controles y relevando al piloto de un gran esfuerzo, pero se debe tener presente que la adición de un nuevo sistema y sus accesorios implica una menor potencia disponible del motor y un mayor peso de la aeronave, además de que deberá disponerse de espacio para nuevos componentes como depósito, bomba, filtro, conductos y reserva.

El bastón de paso colectivo tiende a la posición de paso neutro, pero la tarea de elevarlo es menos demandante, pues se cuenta con la ayuda de un par de resortes que asisten en levantar la carga. Lo anterior se menciona como un ejemplo de la utilidad de los arreglos de resortes para mitigar las fuerzas en los controles de vuelo [5.4].

5.2.6.2 Configuración alternativa

Se observa que el conjunto de control previo cumple la función de transmitir el impulso desde los controles hasta los platos de cambio de paso y al rotor de cola. También cumple la función de reducir la fuerza requerida del piloto, o visto de otro modo, de amplificar la entrada en los controles. Pero la ventaja que se tiene desde los controles no es lo suficientemente grande para que la fuerza sea comparable a las capacidades del piloto. Baste recordar que la fuerza límite del piloto para un bastón con desplazamiento longitudinal es de 445 Newtons, y que en el bastón de cambio de paso cíclico longitudinal se llega a presentar una carga de 513 Newtons, pero hay que reconocer que ésta equilibra a la carga de 3177. Newtons en el plato. También se aprecia que la fuerza en el bastón para el cambio de paso cíclico lateral supera las capacidades del piloto, pero aún cuando la igualara o fuera menor (como en el colectivo o los pedales) sigue siendo una carga elevada para el operador. Por lo anterior, se deben proponer nuevas configuraciones del sistema de control o asistir con potencia adicional a los controles de vuelo, buscando, en primer, lugar reducir la carga de operación a la fuerza límite del piloto, y en segundo lugar, reducir la carga aún más, de manera que sea posible manipular los controles de manera prolongada sin que esto represente un esfuerzo considerable.

En las líneas siguientes se muestra el ejercicio llevado a cabo para proponer dos configuraciones alternativas para el conjunto de cambio de paso longitudinal. Recordando la configuración original:

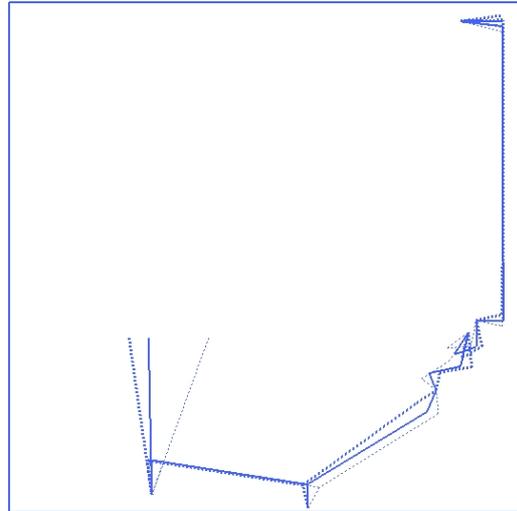
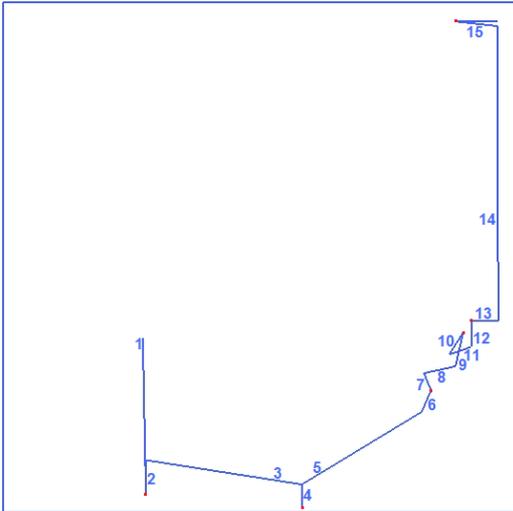


Figura 5.18 Configuración original del conjunto de cambio de paso cíclico longitudinal

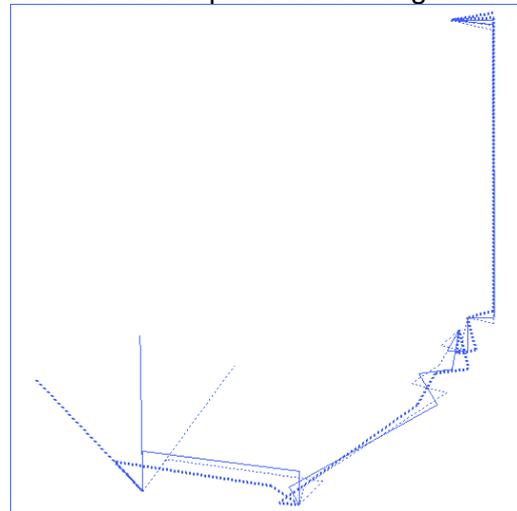
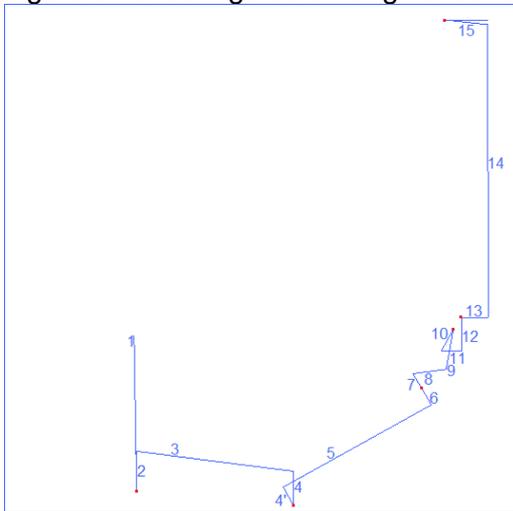


Figura 5.19 Primera configuración alternativa al conjunto de cambio de paso cíclico longitudinal

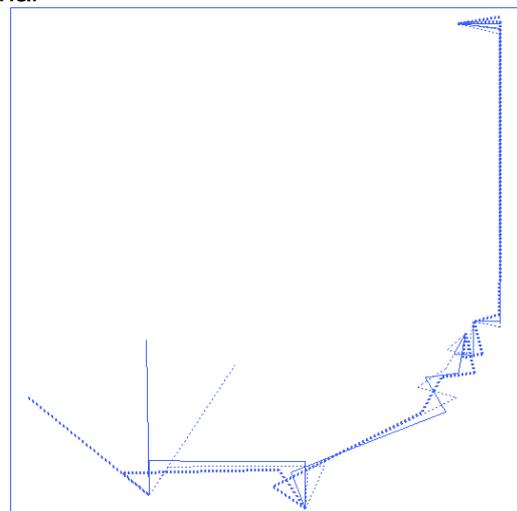
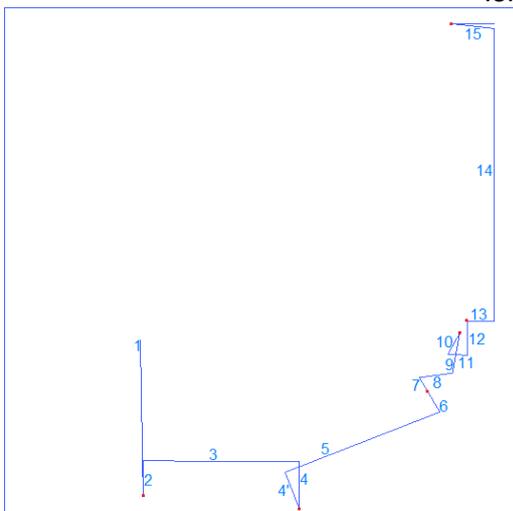


Figura 5.20 Segunda configuración alternativa al conjunto de cambio de paso cíclico longitudinal



En el momento en que se analizaba que cambios llevar a cabo se asumió la convención de variar la longitud y ángulo de los eslabones manteniendo los puntos de apoyo (puntos rojos) en su posición original. Comparando los tres diagramas cinemáticos, se pueden apreciar los cambios en los eslabones del tres al doce.

Las modificaciones se realizaron en dos sentidos, primero, aprovechar el efecto de palanca en los eslabones de dos brazos que actúan como levas, y, segundo, disponer los eslabones de manera que el acoplador y el de salida estén lejos de alinearse.

El primer sentido de las modificaciones, se refiere a mejorar la ventaja mecánica debida al efecto de palanca en los eslabones que representan levas con dos “cuernos”, como son 1-2, 4-4', 6-7, 9-10 y 12-13. En 1-2, que representa al bastón y al “cuerno” de salida, respectivamente, se observa que la fuerza perpendicular aplicada en 1 se convierte en un momento el cual es transmitido a 2, que a su vez, por efecto de la palanca, entrega una mayor fuerza a la salida. Del mismo modo, se buscó que los brazos de las levas que recibían cargas provenientes del bastón, fueran más largos que los brazos de aquellas que tenían salida hacia el plato, es decir, 4 (que recibe del bastón) tenía que ser más largo que 4' (que entrega al plato), 6 más largo que 7, 9 más largo que 10 y 12 más largo que 13.

Del análisis de mecanismos se sabe de la inconveniencia de que, en un eslabonamiento de cuatro barras, el acoplador y el eslabón de salida formen una sola línea. En primer lugar, la alineación de estos dos eslabones significa el fin de recorrido o carrera del eslabón de entrada, y en segundo lugar, cuando los mismos eslabones se alinean debido a la tracción del eslabón de entrada la fuerza, en teoría, es infinita, de hecho, a medida que los eslabones se tienden a alinearse la carga aumenta. Todo lo dicho con anterioridad se puede apreciar en la configuración original cuando se actúa el bastón hacia adelante y de manera muy prematura la palanca encuentra el límite de su carrera debido a que 5 y 6 ya se alinearon, sin olvidar que la fuerza que se presenta entre ellos dos es ahora considerable. Ahora, si se acciona el bastón hacia atrás, este recorre una mayor distancia hasta que finalmente se detiene cuando 8 y 9 están por alinearse. En las propuestas se buscó que el ángulo entre el eslabón de entrada con el acoplador y el ángulo entre el eslabón de salida y el acoplador fueran lo más cercano a noventa grados, lo que se aprecia mejor en el eslabonamiento formado por 4', 5 y 6, con el fin de permitir una carrera más amplia del bastón. También se buscó que cuando el plato alcanzará el ángulo límite hacia adelante y hacia atrás, los ángulos 5-6 y 8-9 estuvieran lejos de igualar los ciento ochenta grados.

Aunque el recurso de aumentar el efecto de palanca en los eslabones con dos brazos permite incrementar de manera conveniente la ventaja mecánica, éste también trae como consecuencia el aumento de la carrera del bastón, por ejemplo, a medida que la ventaja aumenta el límite hacia adelante del bastón tiende a la horizontal, de manera que la ventaja también está condicionada por la carrera que se puede permitir.

Aún cuando se calcularon las cargas para todos los componentes de ambos arreglos, sólo se incluye un extracto de la hoja de cálculo mostrando las fuerzas en la palanca de cambio de paso y se comparan con las que se presentan en la configuración original.



Tabla 5.11 Fuerza requerida en posiciones características

Posición del plato de cambio de paso	Configuración original	Primera propuesta	Segunda propuesta
10°	512.6894	311.433625	185.818449
0°	453.7278	160.733396	160.441569
-8°	287.5243	300.714914	300.714914

Tabla 5.12 Fuerza máxima requerida

	Fuerza límite del piloto	Configuración original	Primera propuesta	Segunda propuesta
Cíclico (longitudinal)	444.8222	512.6894	311.433625	300.714914

Se aprecia que, de llevar a cabo las modificaciones, la fuerza solicitada sería menor que en la configuración original, sin embargo, la carga sigue siendo considerable, por lo que se recomienda, de ser posible, asistir con potencia adicional al sistema de control.

5.3 Simulación del efecto de las cargas en los componentes de los sistemas de control

5.3.1 Análisis de esfuerzo y deformación de los componentes del ensamble de cambio de paso cíclico

Las geometrías obtenidas anteriormente se simularon en ANSYS Workbench, bajo las cargas teóricas a las cuales trabaja el sistema completo de controles de vuelo, a continuación se analiza el comportamiento de cada una de las partes del sistema cíclico longitudinal de la aeronave.

En la tabla 5.13 se listan los componentes por número de parte que corresponden al análisis de esfuerzos y deformación del sistema cíclico longitudinal.

Tabla 5.13 Identificación y cargas máximas en los componentes del ensamble de control del paso cíclico longitudinal

Número de parte	Tipo de componente	Carga máxima de trabajo (N)
67-02-02-003	Brazo leva	2322
67-04-01-002	Varilla	3165
67-04-01-003	Varilla	2364
67-04-01-007	Brazo leva	2293
67-07-01-001	Brazo leva	3619
67-07-01-002	Varilla	3807
67-08-01-001	Brazo leva	2133
67-08-01-004	Varilla	3405
67-08-01-005	Brazo leva	3216
67-09-01-008	Varilla	3190



Tabla 5.14 Identificación y cargas máximas en los componentes del ensamble de control del paso cíclico lateral

Número de parte	Tipo de componente	Carga máxima de trabajo (N)
67-07-01-003	Brazo leva	2578
67-03-01-005	Brazo Leva	4335
67-09-01-010	Varilla	1595
67-02-02-003	Brazo leva	3854
67-03-01-001	Varilla	4355
67-09-01-009	Varilla	1595

A continuación se presenta una lista de los pasos seguidos en el proceso de análisis de esfuerzos:

1. Exportar. Del programa NX6 se exportó la parte correspondiente como STEP 203, esto provoca que el programa ANSYS Workbench reconozca la parte como un sólido.
2. Importar. Abierto Workbench se importa la parte en una nueva geometría y se genera.
3. Activar modo de simulación. Se ejecuta una nueva simulación con la parte activa y se elige el tipo de análisis a que se desea practicar, que en el presente caso será un análisis estructural.
4. Elección de material. Se propone el material, que para el análisis es aleación ligera de Aluminio.
5. Mallado. Se hace un mallado previo y se genera, seguido de esto se refina la malla y después se puede empezar a simular el tipo de soporte y cargas a las que será sometida nuestra pieza.
6. Restricciones. Se aplica el tipo de restricción de movimiento necesaria en las caras correspondientes así como las cargas a las cuales se somete el elemento.
7. Tipo de solución. Se elige el tipo parámetros que se requiere se muestren en la solución, siendo éstos, deformación total, esfuerzos y factor de seguridad.

5.3.1.1 Factor de seguridad

El factor de seguridad es un parámetro muy importante para el análisis ya que es el número de veces de carga máxima que puede resistir un elemento de trabajo. La principal solución o primera alternativa es la modificación de la geometría de la pieza, en segunda instancia el cambio de material y si fuera necesario el cambio de geometría y material.

5.3.1.2 Análisis de los componentes

En este apartado se resumen las simulaciones que se llevaron a cabo de dos de los componentes más representativos del sistema cíclico longitudinal de la aeronave.

Iniciando con la parte 67-08-01-001. Se tomó el componente original se le consideró al Aluminio como material, se generó una malla con un refinamiento de 3 y se sometió a una carga de 2133 N.

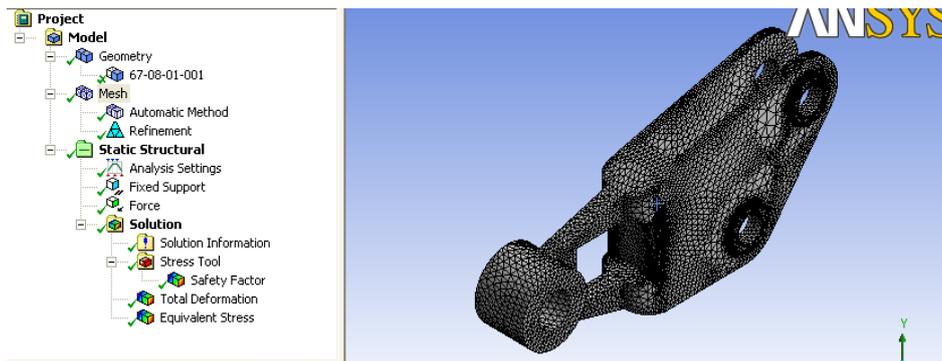


Figura 5.21 Parte 67-08-01-001 (mallado con refinamiento de 3)

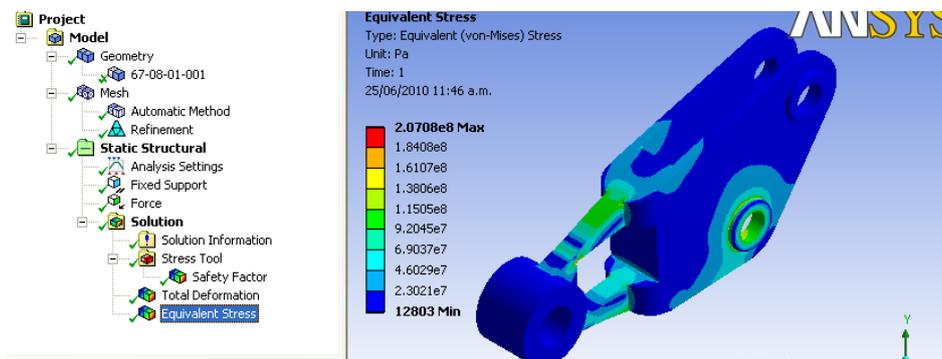


Figura 5.22 Parte 67-08-01-001 (esfuerzo máximo de 2.07e8 Pa)

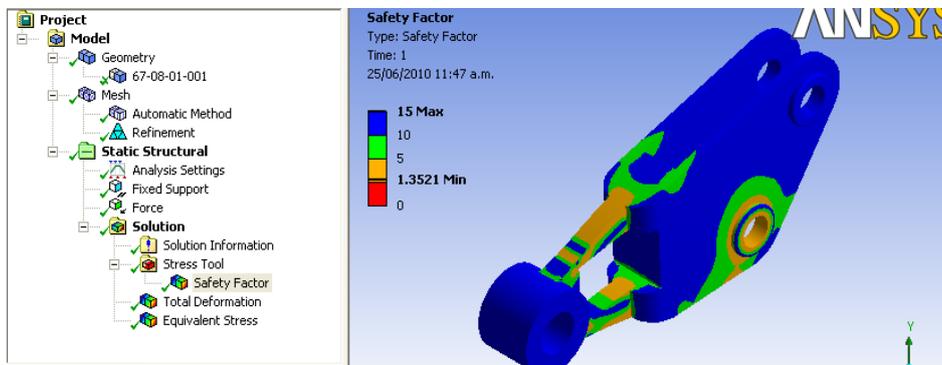


Figura 5.23 Parte 67-08-01-001 (análisis del factor de seguridad)

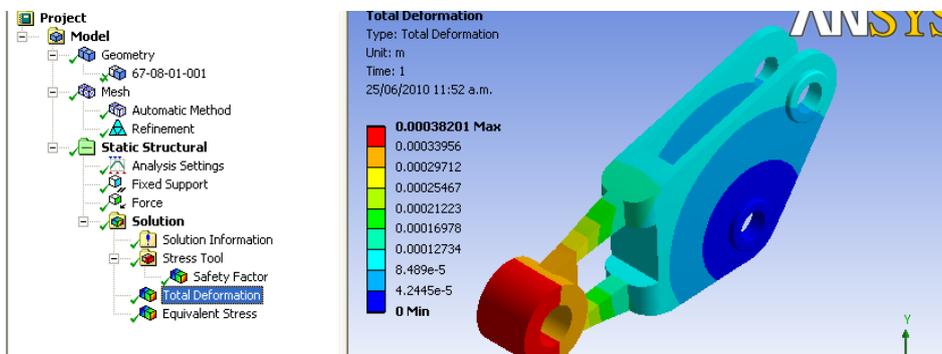


Figura 5.24 Parte 67-08-01-001 (análisis de deformación total)

Los análisis arrojan un esfuerzo máximo de 2.07×10^8 Pa y un factor de seguridad de 1.35. El valor del factor de seguridad indica que la parte 67-08-01-001 necesita sólo un cambio de geometría y no de material, se aumenta el espesor en el área donde se encuentra empotrada la pieza y en la parte del cuello de la misma ya que es donde se presentan los mayores esfuerzos.

Se continuó con la parte 67-08-01-004. Teniendo en cuenta la geometría original del componente, se tomo al Aluminio como el material para la simulación, se generó una malla con un refinamiento de 3 y se sometió a una carga de 3257 N.

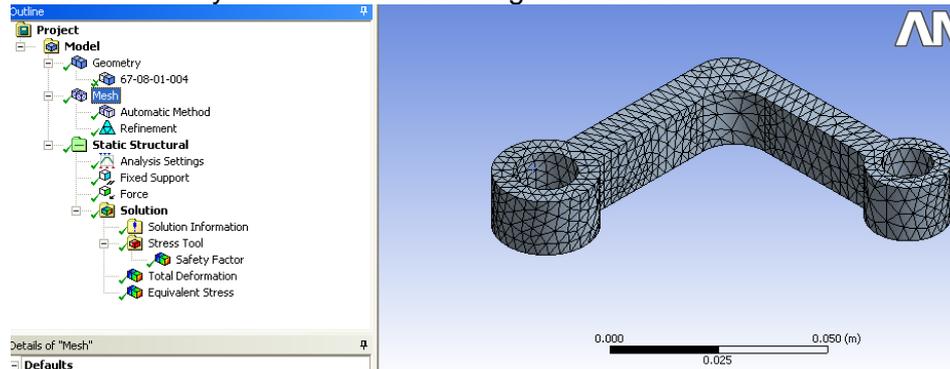


Figura 5.25 Parte 67-08-01-004 (mallado con refinamiento de 3)

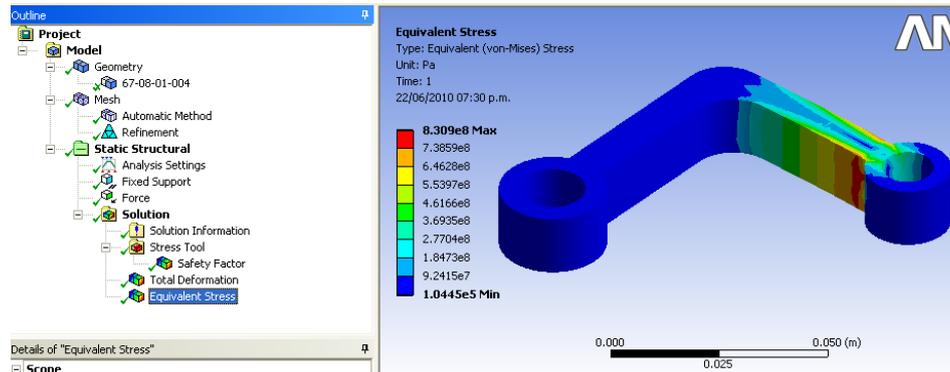


Figura 5.26 Parte 67-08-01-004 (esfuerzo máximo de 8.3×10^8 Pa)

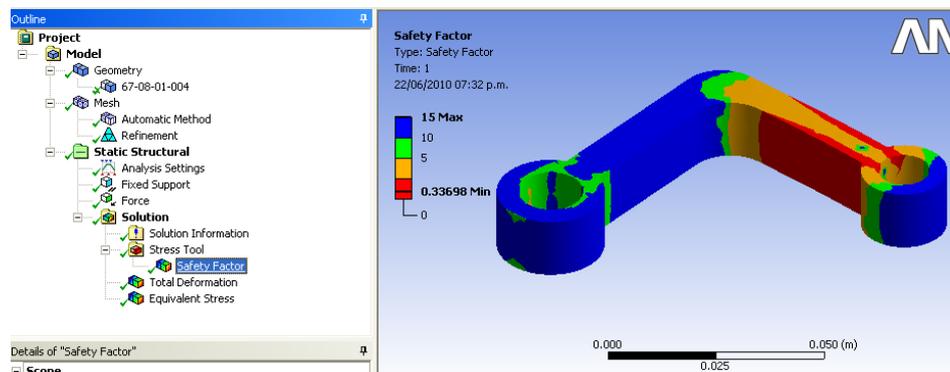


Figura 5.27 Parte 67-08-01-004 (análisis del factor de seguridad)

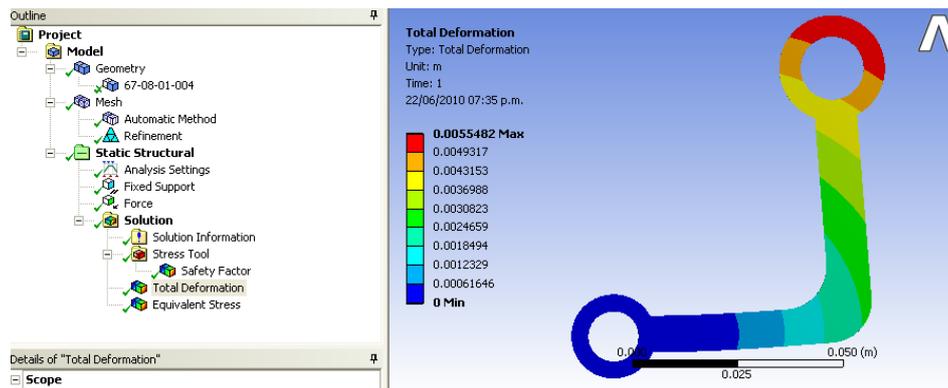


Figura 5.28 Parte 67-08-01-004 (análisis de deformación total)

Con un esfuerzo máximo de $8.3e8$ Pa y un factor de seguridad de 0.33, las partes en rojo representan las zonas críticas, las cuales no se puede ignorar. Este factor indica que la parte 67-08-01-004 no resiste, cuando menos, la mitad de la carga calculada a la cual está sometida dicha pieza, por lo tanto se propone cambiar del material, de Aluminio a Titanio, o incrementar los espesores en la geometría.

5.3.1.3 Análisis con material propuesto

Sabiendo ahora que la geometría original, de Aluminio, no soporta las cargas de operación. Se utilizó Titanio, en lugar de Aluminio, para llevar a cabo la simulación, en un primer esfuerzo para incrementar la resistencia del componente.

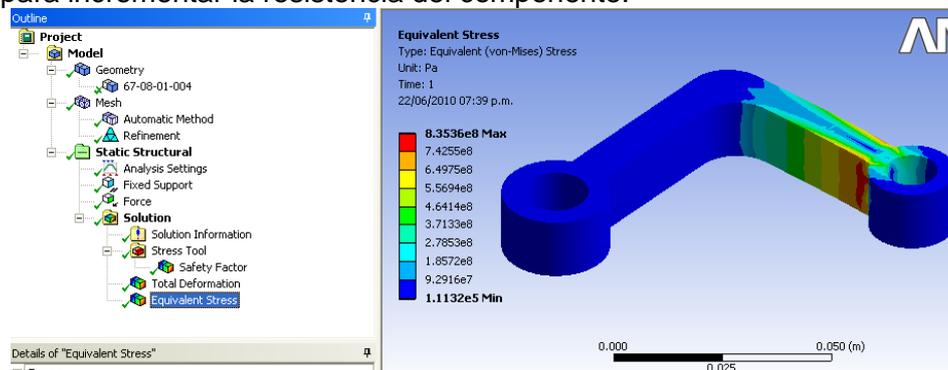


Figura 5.29 Parte 67-08-01-004 (análisis de esfuerzos)

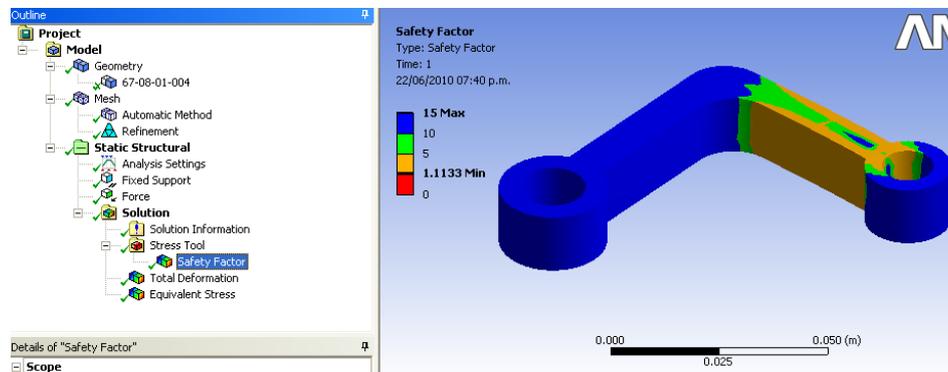


Figura 5.30 Parte 67-08-01-004 (análisis del factor de seguridad)

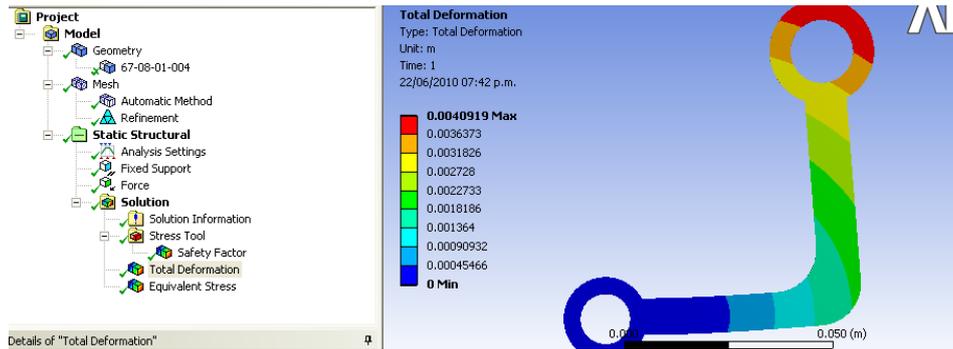


Figura 5.31 Parte 67-08-01-004 (análisis de deformación total)

Pero, contrario a lo que se esperaba, el factor de seguridad resultante es de 1.13, lo que indica que aunque el material sea diferente es necesario modificar la geometría para poder alcanzar el factor de seguridad buscado, que es de 1.5.

Aunque el material es un factor importante para mejorar el comportamiento de los esfuerzos en esta pieza, se prefiere modificar la geometría. Ya que es probable que aumentando el espesor en las orejas de la pieza aumente el factor de seguridad.

5.3.1.4 Análisis de geometría alternativa

Después de llevar a cabo la simulación de los componentes, se pudo saber cuáles debían mejorar su resistencia. En los casos en que se decidió reforzar el cuerpo de las piezas, se recurrió al incremento de espesores y a la adición de material en zonas con esfuerzos elevados.



Figura 5.32 Propuesta para 67-08-01-001 (esfuerzo máximo de 1.466e8 Pa)



Figura 5.33 Propuesta para 67-08-01-001 (factor de seguridad de 1.9)

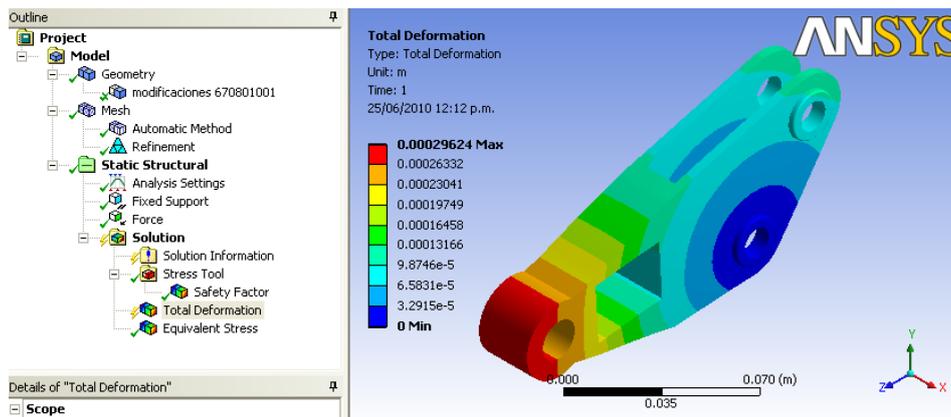


Figura 5.34 Propuesta para 67-08-01-001 (análisis de deformación total)

Para la nueva geometría de la parte 67-08-01-001, se obtuvo un esfuerzo máximo de $1.466e8$ Pa y un factor de seguridad de 1.9, y ya que el nuevo espesor de material no interfiere con el ensamble original, es factible modificar el componente, en adición a esto, el incremento de peso debido a la adición de material no es considerable.

En lo que respecta a la parte 67-08-01-004, el cambio de material no fue suficiente para obtener la resistencia buscada, por lo que, además de emplear Titanio, en vez de Aluminio, también se modificó la pieza.

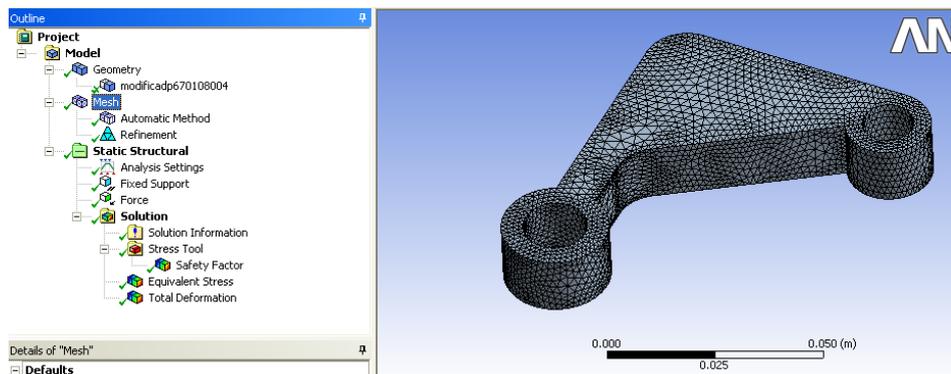


Figura 5.35 Parte 67-08-01-004 (mallado, material titanio y refinamiento de 3)

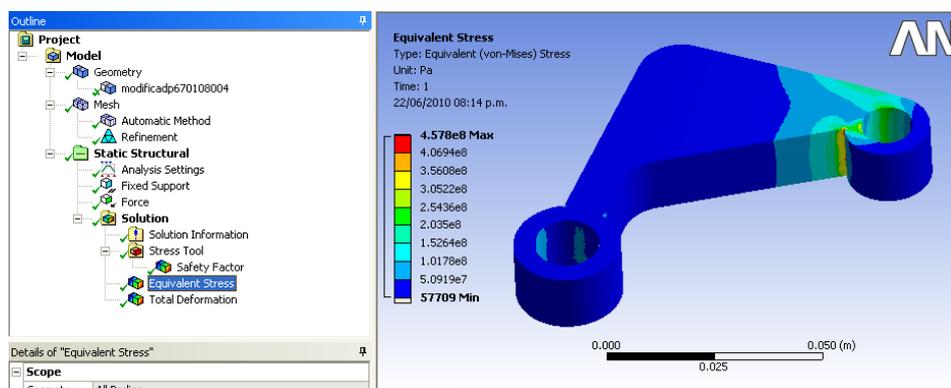


Figura 5.36 Parte 67-08-01-004 (esfuerzo máximo de $4.57e8$ Pa)

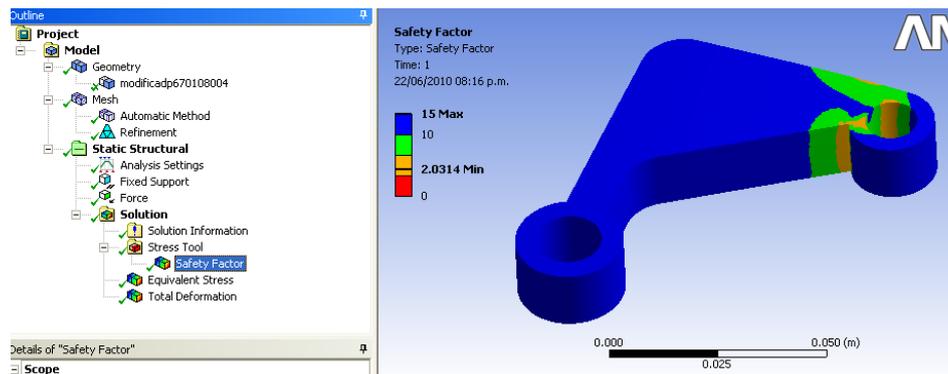


Figura 5.37 Parte 67-08-01-004 (análisis del factor de seguridad)

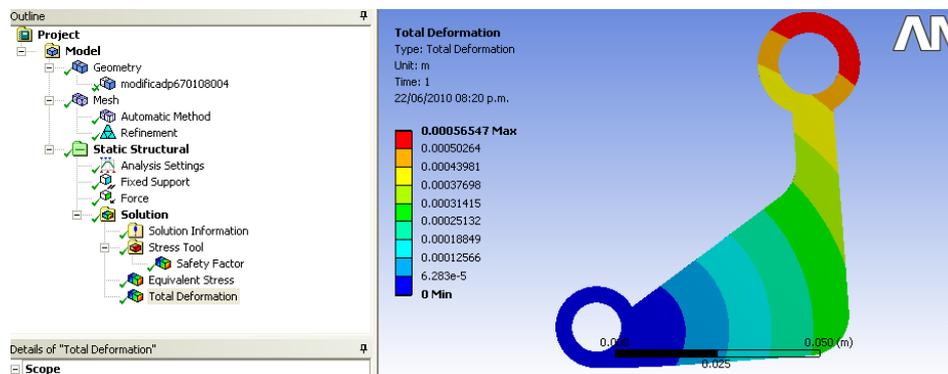


Figura 5.38 Parte 67-08-01-004 (análisis de deformación total)

Finalmente, después de seleccionar un material distinto y una nueva forma para el componente 67-08-01-004, se obtuvo un esfuerzo máximo de $4.57e8$ Pa y un factor de seguridad de 2.03.

5.3.1.5 Resultados

Ahora, se incluye un resumen de los resultados de la simulación de distintos componentes.

Tabla 5.15 Resumen de los resultados

No. de parte	Máxima Deformación (m)	Esfuerzo Máximo (Pa)	Factor mínimo de seguridad	Material	Factor de seguridad suficiente	Modificación de geometría
67-03-01-005	0.003	$7.04e8$	1.6	Titanio	si	no
67-07-01-003	$4.38e-5$	$5.28e7$	5	Aluminio	si	no
67-08-01-001	0.0002	$1.466e8$	1.9	Aluminio	si	si
67-08-01-004	0.0005	$4.57e8$	2.03	Titanio	si	si
67-08-01-005	0.0006	$3.86e8$	2.4	Titanio	si	no
67-04-01-007	$2.7e-5$	$1.64e7$	Máximo	Aluminio	si	no

5.3.2 Análisis de esfuerzo y deformación de los componentes del ensamble de cambio de paso colectivo

En este apartado se presentan los resultados de la simulación de los efectos de las cargas de operación en los componentes del conjunto de control involucrado en modificar el paso colectivo del rotor principal. A continuación se listan los componentes junto con la carga máxima que afecta a cada uno.

Tabla 5.16 Identificación y cargas máximas en los componentes del ensamble de control del paso colectivo

Número de parte	Tipo de componente	Carga máxima de trabajo (N)
67-09-01-010/67-09-01-009	(12)Varillas	15754.6344
67-08-01-002/67-08-01-006	(5)Brazo leva	3190.2021
67-09-01-008	(10)Varilla	3192.71842
67-08-01-005	(9)Brazo leva	3190.20
67-08-01-002/67-08-01-005	(6)Brazo leva	1774.10
67-08-01-005	(8)Varilla	3190.20
67-08-01-004	(7)Brazo leva	3092.35457
67-08-01-002	(4)Brazo leva	4525.40478
67-08-01-003	(3)Varilla	7736.29
67-06-01-002/67-06-01-004	(2)Brazo leva	2928.89919
67-05-01-002/67-05-01-004	(1)Brazo leva	339.09



Figura 5.39 Conjunto de control del rotor principal

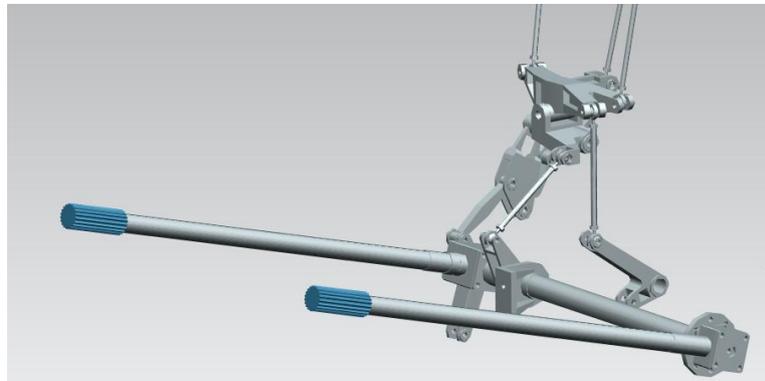


Figura 5.40 Bastón de cambio de paso colectivo

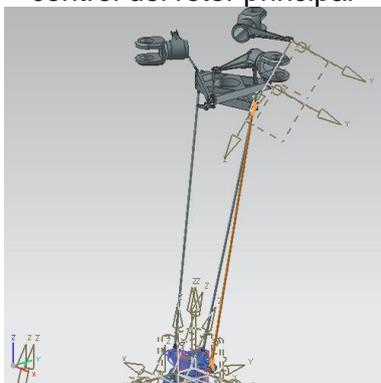


Figura 5.41 Componente 67-09-01-010

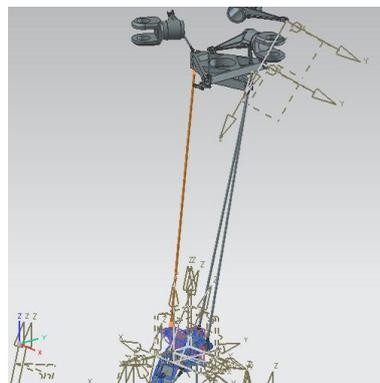


Figura 5.42 Componente 67-01-09-009

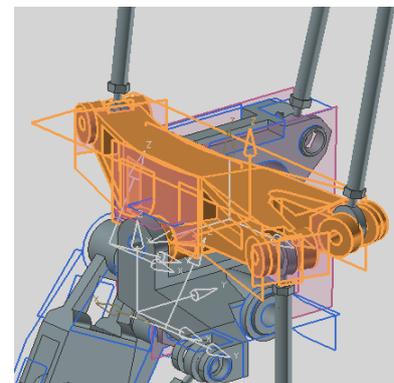


Figura 5.43 Componente 67-08-01-006

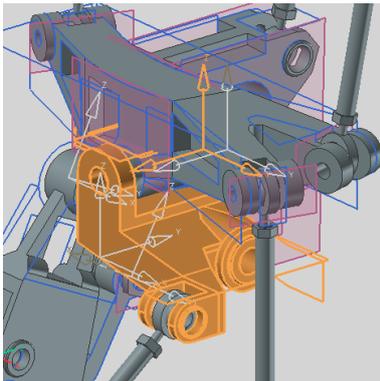


Figura 5.44 Componente 67-08-01-002

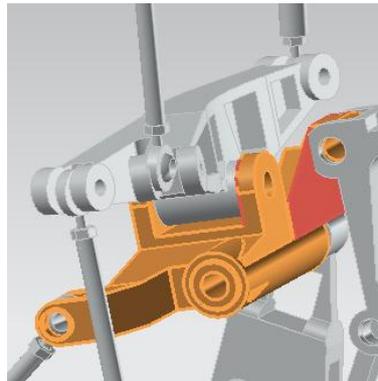


Figura 5.45 Nueva geometría propuesta para 67-08-01-002



Figura 5.46 Componente 67-09-01-008



Figura 5.47 Componente 67-08-01-005

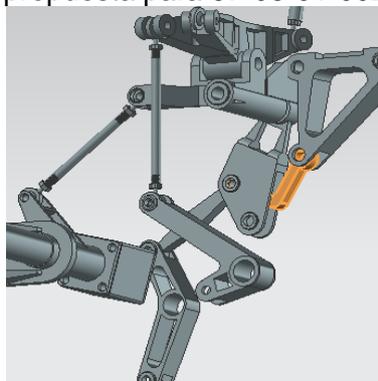


Figura 5.48 Componente 67-08-01-004

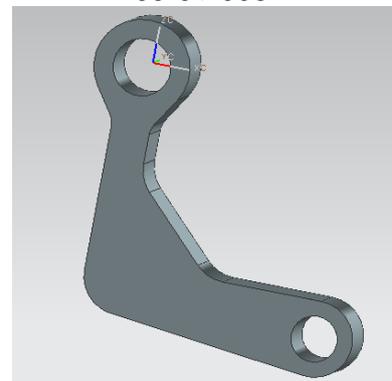


Figura 5.49 Nueva geometría propuesta para 67-08-01-004

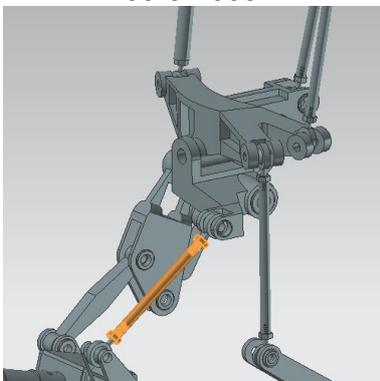


Figura 5.50 Componente 67-08-01-003

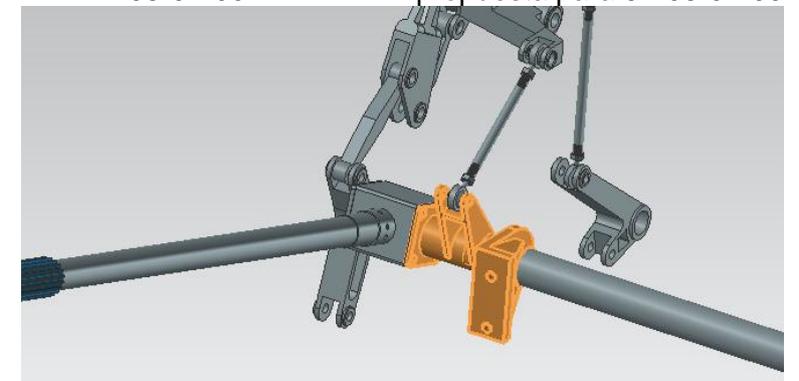


Figura 5.51 Componentes 67-06-01-002 y 67-06-01-004

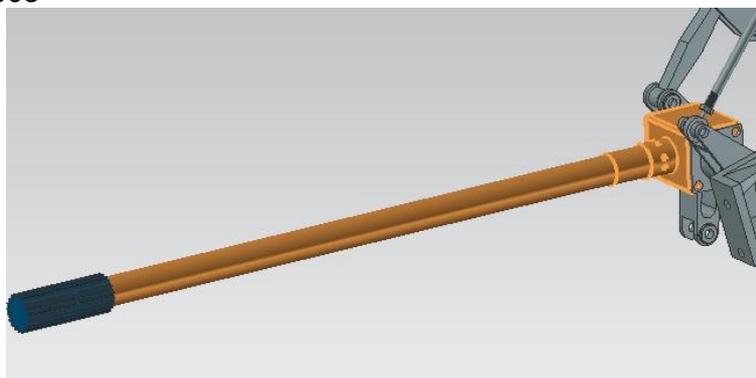


Figura 5.52 Componentes 67-05-01-002 y 67-05-01-004

Se realizó una simulación para la varilla con número de parte 67-09-01-010. Se aplicó una carga de 15754N y se utilizó una aleación de Titanio, obteniendo un esfuerzo equivalente máximo de 576.17MPa, un factor de seguridad de 1.61 y una deformación total de 3.78mm.

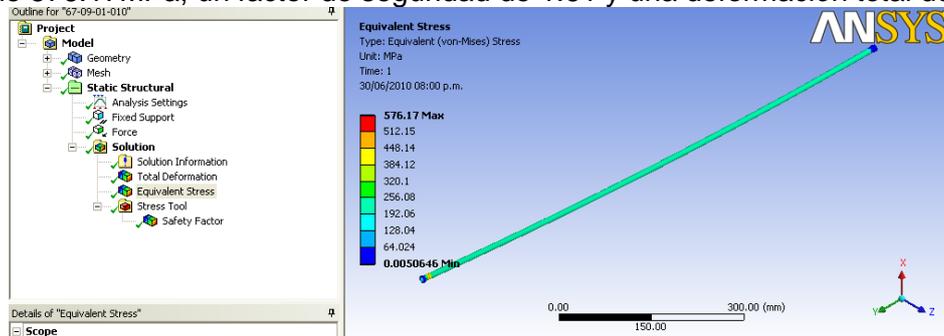


Figura 5.53 Análisis de esfuerzos de la parte 67-09-01-010

Después de analizar la pieza 67-01-09-009 con la carga de 15755N, se obtiene un esfuerzo equivalente máximo de 662.33MPa, un factor de seguridad de 0.42 y una deformación máxima de 4.57mm con considerando por material al aluminio. Siendo que el factor de seguridad no es favorable, habrá de proponerse el cambio de material.

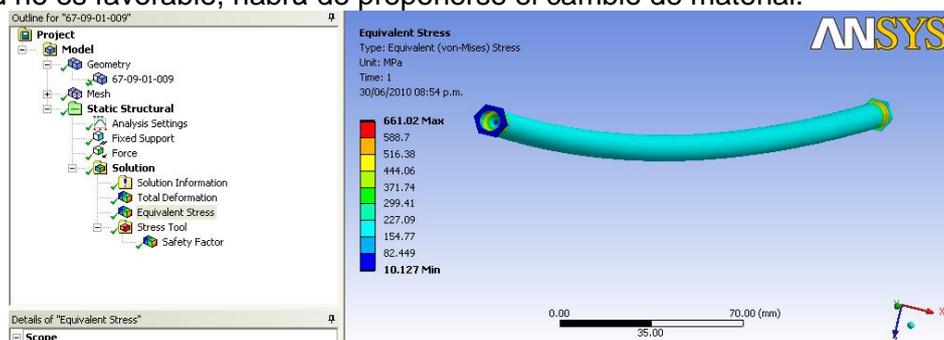


Figura 5.54 Análisis de esfuerzos de la parte 67-01-09-009 en Aluminio

Al ensayar la parte 67-01-09-009, cambiando el material por aleación de Titanio, bajo una carga de 15755N, se obtiene un esfuerzo equivalente máximo de 661MPa un factor de seguridad de 1.4 y una deformación máxima de 3.38 mm. Siendo que, a pesar del cambio de material, el factor de seguridad no es satisfactorio, se optó por hacer una modificación a esta pieza, la cual consiste en aumentar el diámetro de la varilla de 10 a 15 mm, y al ensayarse con aluminio y la carga de 15755N se obtienen por resultados un esfuerzo equivalente máximo de 171.69MPa, un factor de seguridad de 1.63 y una deformación máxima de 1.26 mm por lo cual se recomienda incorporar esta pieza al ensamble, ya que, al cambiar este diámetro mejoran las propiedades mecánicas y no interfiere con las demás piezas del ensamble, y además, no representa un peso adicional excesivo al mecanismo.

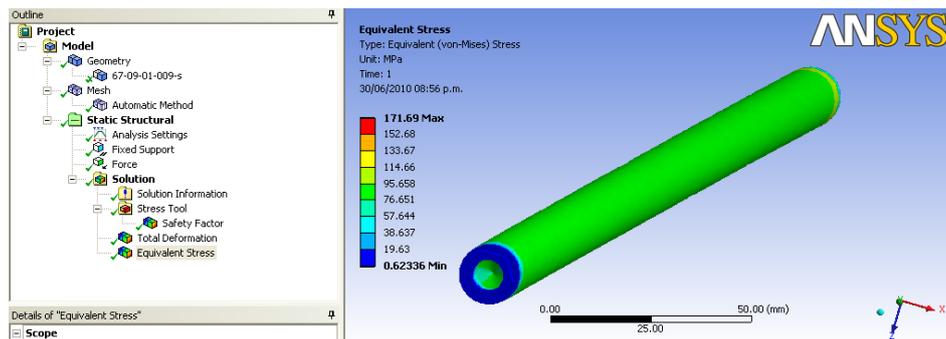


Figura 5.55 Análisis de esfuerzos de la parte 67-01-09-009 con un nuevo diámetro

En la simulación de la parte 67-08-01-006 con cargas de 3190N y 15754N, se obtiene un esfuerzo equivalente máximo de 332.6MPa una deformación máxima de 1.15 mm y un factor de seguridad de 2.79 utilizando Titanio.

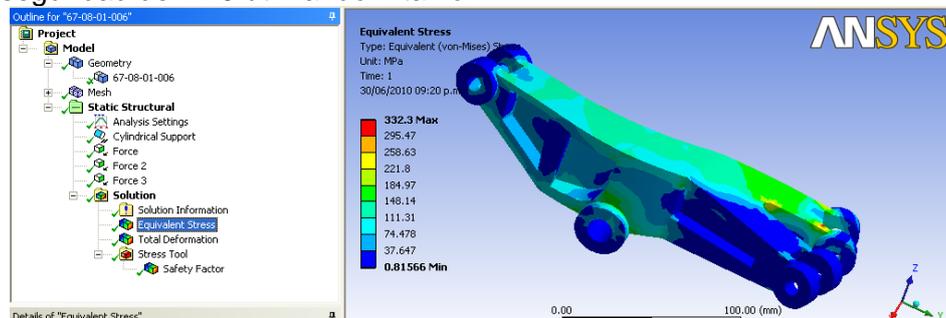


Figura 5.56 Análisis de esfuerzos de la parte 67-08-01-006 en Titanio

Continuando con la pieza 67-08-01-002. Se aplicó una carga de 32000N en la parte superior simulando una situación en la cual la magnitud de la fuerza de levantamiento se ejerciera completamente sobre la pieza, una fuerza de 1774N proveniente de la varilla 67-08-01-005 y una de 4526N proveniente de la varilla 67-08-01-003 se obtuvo un esfuerzo equivalente máximo de 706.67MPa, un factor de seguridad de 1.31 y una deformación total de 0.72 mm ensayándolo con aleación de Titanio.

Se observa que la mayor concentración de esfuerzos se enfoca en el brazo de palanca que se forma en la zona que conecta con la varilla 67-08-01-005.

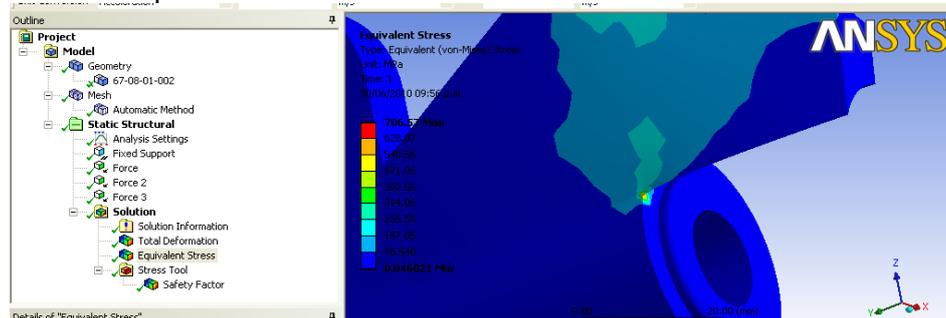


Figura 5.57 Análisis de esfuerzos de la parte 67-08-01-002

Debido a los resultados desfavorables de la simulación anterior se procedió a aumentar el grosor de dicha zona en un milímetro, esperando mayor resistencia a la falla y se comprobó que no afecta el funcionamiento del mecanismo, de la misma manera se eliminan los fillos y las esquinas de 90° dándoles un pequeño radio de 1mm.

El análisis de la nueva geometría de la parte 67-08-01-002 muestra un esfuerzo equivalente de 308.89MPa, una deformación de 0.36mm y un factor de seguridad de 3.1 por lo cual dicha geometría reemplazará a la geometría inicial.

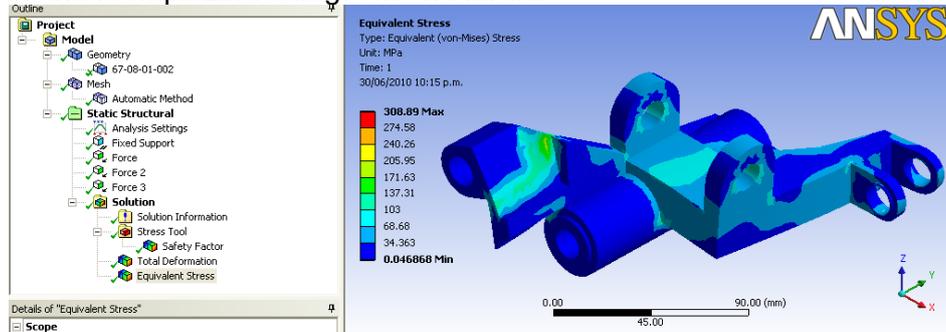


Figura 5.58 Análisis de esfuerzos de la nueva geometría propuesta para la parte 67-08-01-002

Al momento de evaluar el componente 67-08-01-005 con una carga de 3190N se obtiene un esfuerzo equivalente máximo de 48.52MPa, una deformación de 0.023mm y un factor de seguridad de 5.15.

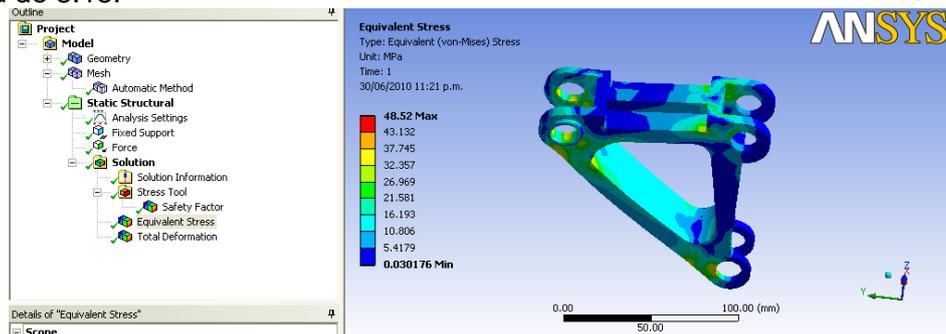


Figura 5.59 Análisis de esfuerzos de la parte 67-08-01-005

El componente 67-08-01-003 se ensaya con una carga de 7736N, con lo que se obtiene un esfuerzo equivalente máximo de 492.85MPa, una deformación máxima de 0.98mm y un factor de seguridad de 1.88.

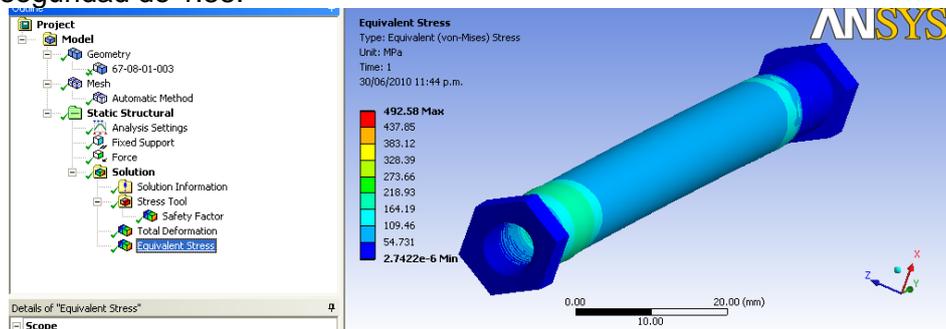


Figura 5.60 Análisis de esfuerzos de la parte 67-08-01-003

El conjunto 67-06-01-002/67-06-01-004 se ensaya a 2928.9N. Para la pieza 67-06-01-002 se obtiene un factor de seguridad de 2.36 una deformación de 1.15 y un esfuerzo equivalente máximo 118.32MPa

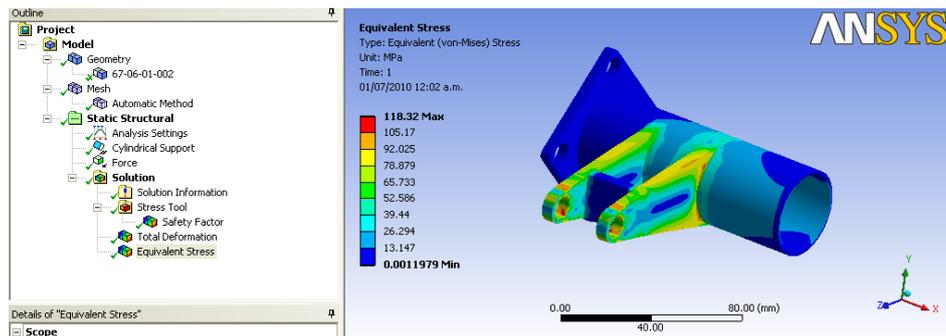


Figura 5.61 Análisis de esfuerzos de la parte 67-06-01-002

Para la pieza 67-06-01-004, se obtiene un esfuerzo equivalente de 142.6MPa, una deformación de 0.096mm y un factor de seguridad de 1.971.

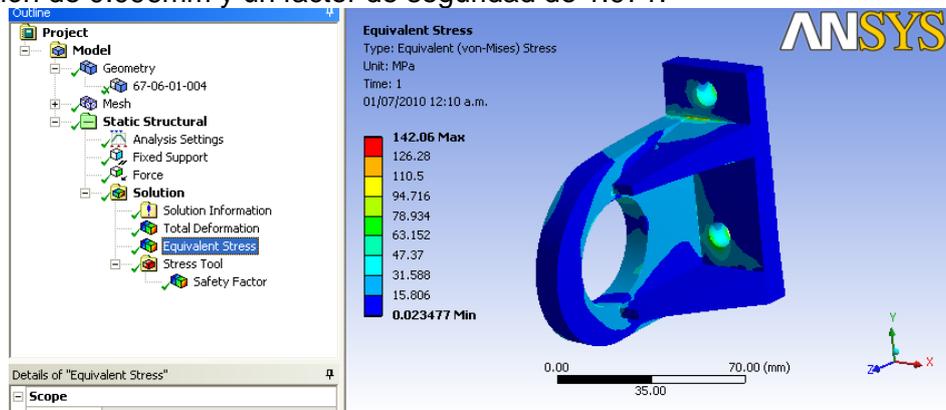


Figura 5.62 Análisis de esfuerzos de la parte 67-06-01-004

Por último se analiza el conjunto conformado por las piezas 67-05-01-002/67-05-01-004. Ensayando la pieza 67-05-01-002 en una aleación de Titanio, se obtiene un esfuerzo equivalente máximo de 221.82MPa, un factor de seguridad de 4.19 y una deformación máxima de 23.32mm.

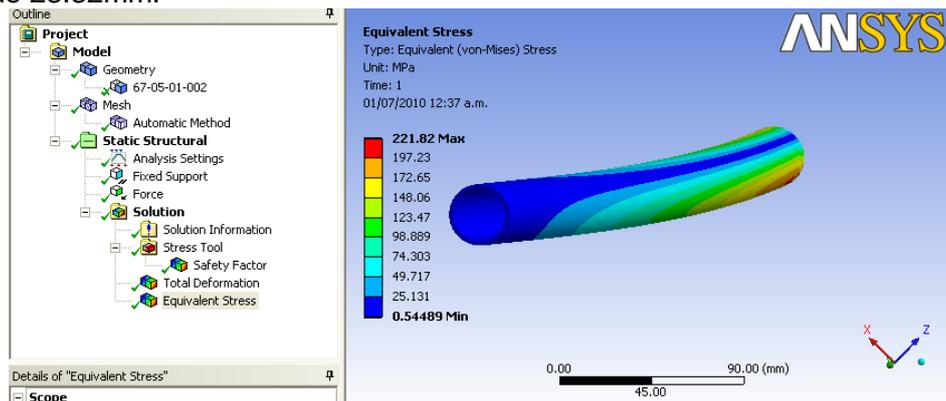


Figura 5.63 Análisis de esfuerzos de la parte 67-05-01-002

Para la pieza 67-05-01-004 se calcula con un momento de 273300 N.mm a causa de la palanca provocada por la pieza 67-05-01-002, y se obtienen los siguientes resultados un esfuerzo equivalente de 394MPa, una deformación de 0.415mm y un factor de seguridad de 2.226 esto ensayándose con aleación de Titanio

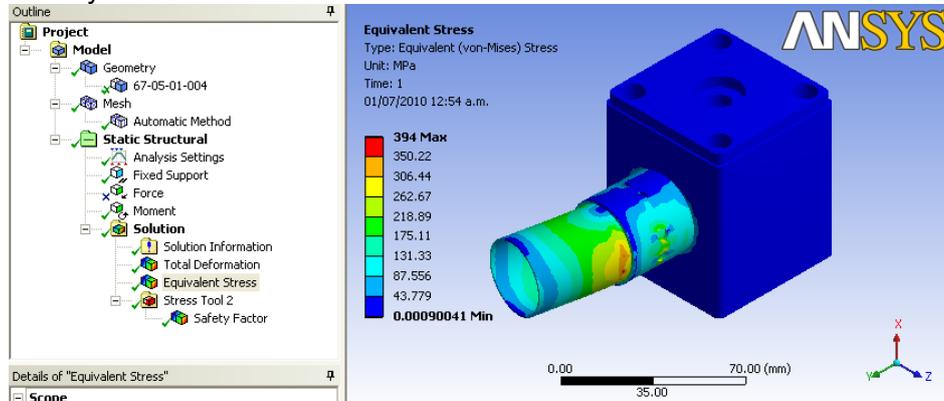


Figura 5.64 Análisis de esfuerzos de la parte 67-05-01-004

Tabla 5.17 Resumen de los resultados

No. de parte	Máxima Deformación (m)	Esfuerzo Máximo (Pa)	Factor mínimo de seguridad	Material	Factor de seguridad suficiente	Modificación de geometría
67-09-01-010	0.1832	576.17	4.22	Titanio	si	no
67-09-01-009	0.18	171.69	1.63	Titanio	si	si
67-08-01-006	1.86	60.85	4.6	Titanio	si	no
67-08-01-002	0.36	308.89	3.1	Titanio	si	si
67-09-01-008	0.64	144	1.94	Aluminio	si	no
67-08-01-005	0.023	48.52	5.15	Aluminio	si	no
67-08-01-004	3.9	876	1.6	Titanio	si	si
67-08-01-003	0.98	492	1.88	Aluminio	si	no
67-06-01-002	1.15	188	2.36	Aluminio	si	no
67-06-01-004	0.096	142	1.871	Aluminio	si	no
67-05-01-002	23.32	221	4.19	Titanio	si	no
67-05-01-004	0.415	3.94	2.26	Titanio	si	no

5.3.3 Análisis de esfuerzo y deformación de los componentes del ensamble de cambio de paso del rotor de cola

A continuación se muestran las cargas que se aplicaron a cada componente que forma parte del mecanismo de cambio de paso en el rotor de cola.

Tabla 5.18 Identificación y cargas máximas en los componentes del ensamble de control del paso de rotor de cola

Número de parte	Tipo de componente	Carga máxima de trabajo (N)
67-01-04-015	(20')Varilla	207.492654
67-01-04-007/-006	(19')Corredera	209.102065
67-01-04-007	(17)Corredera	418.20413
67-01-04-015	(16)Varilla	425.999592
67-01-04-008	(15)Brazo leva	362.18
67-01-04-008	(14)Brazo leva	181.0877
67-01-04-001	(13)Varilla	209.102065
67-01-03-026	(12)Brazo leva	181.0877
67-01-03-001	(11)Brazo leva	207.492654
67-01-02-036	(10)Varilla	209.102065
67-01-02-012	(4)Brazo leva	362.18
67-01-02-003	(3)Varilla	418.20413
67-01-01-002	(2)Brazo leva	362.18
67-01-01-001/-002	(1)Brazo leva	406.790427
67-01-02-012	(9)Brazo leva	339.714491
67-01-02-012	(5)Brazo leva	113.238164
67-01-02-003	(6)Varilla	362.18
67-01-01-002	(7)Brazo leva	362.18
67-01-01-001/-002	(8)Brazo leva	431.019631

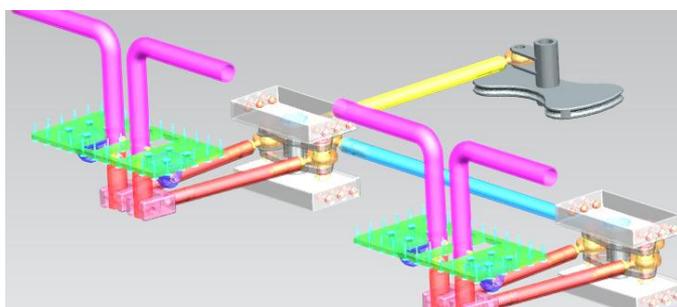


Figura 5.65 Conjunto de control del rotor de cola

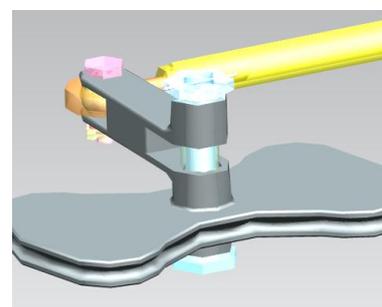


Figura 5.66 Conjunto de control del rotor de cola

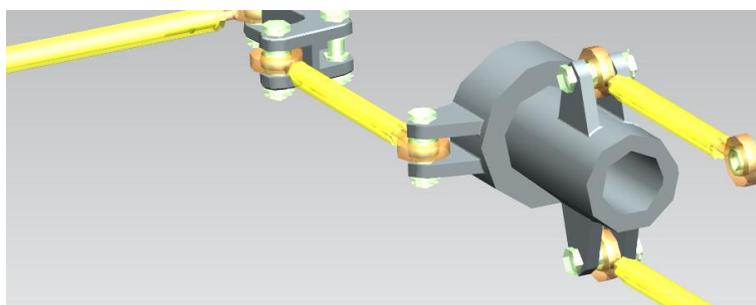


Figura 5.67 Conjunto de control del rotor de cola

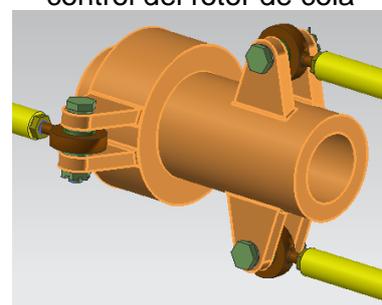


Figura 5.68 Conjunto 67-01-04-006/67-01-04-007

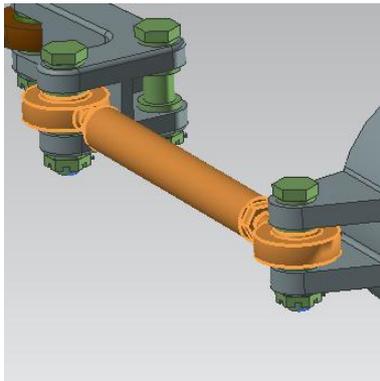


Figura 5.69 Componente 67-01-04-15

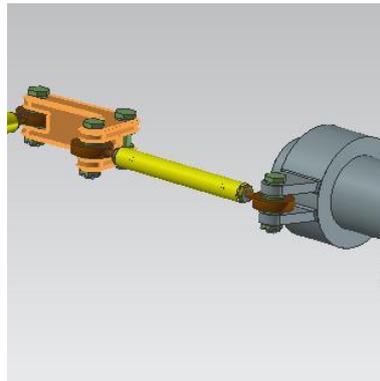


Figura 5.70 Componente 67-01-04-008

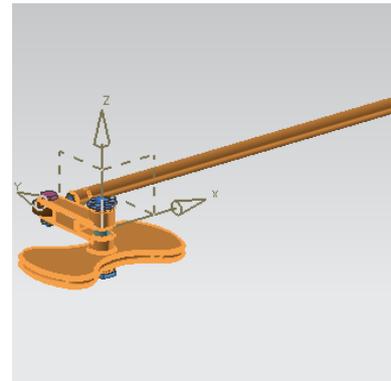


Figura 5.71 Componente 67-01-04-026

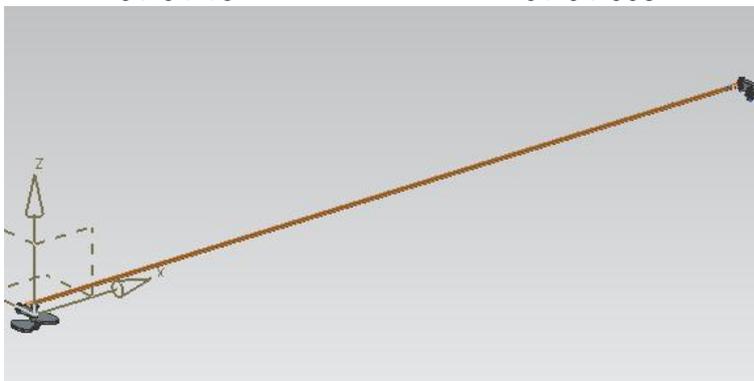


Figura 5.72 Componente 01-04-001

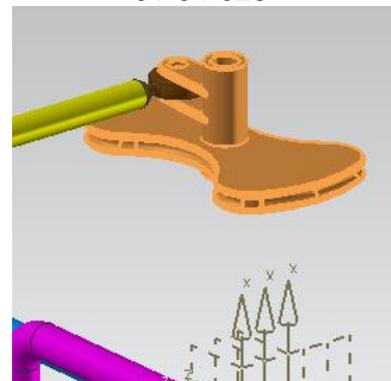


Figura 5.73 Componente 67-01-03-001

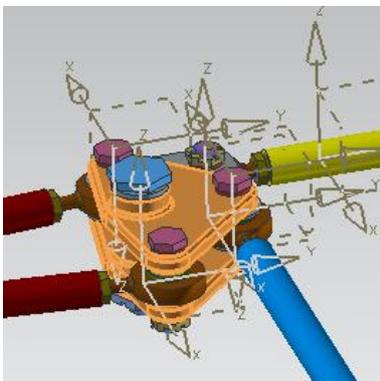


Figura 5.74 Componente 67-01-02-012

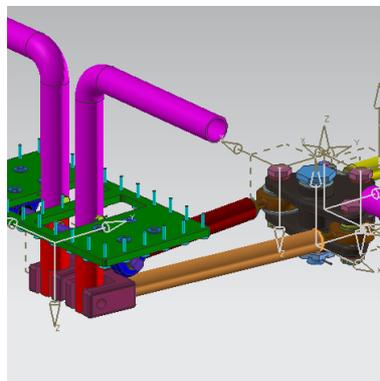


Figura 5.75 Componente 67-01-02-003

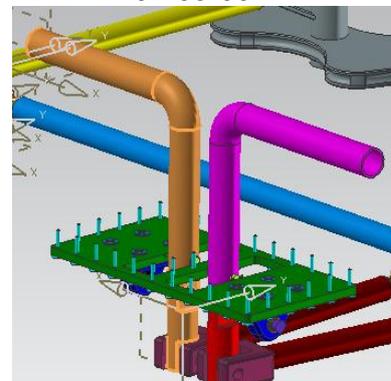


Figura 5.76 Conjunto 67-01-01-001/67-01-01-002

El conjunto 67-01-04-006/007 es la corredera que mueve las varillas que cambian el paso de las palas del rotor de cola. Para esto se harán las simulaciones independientes de las piezas que la componen, en primer lugar la pieza 67-01-04-007, la simulación, con una carga de 209.10N, arroja que la deformación total es menor a 0.0021mm, un factor de seguridad superior a 15 y un esfuerzo equivalente de 3.7425Mpa

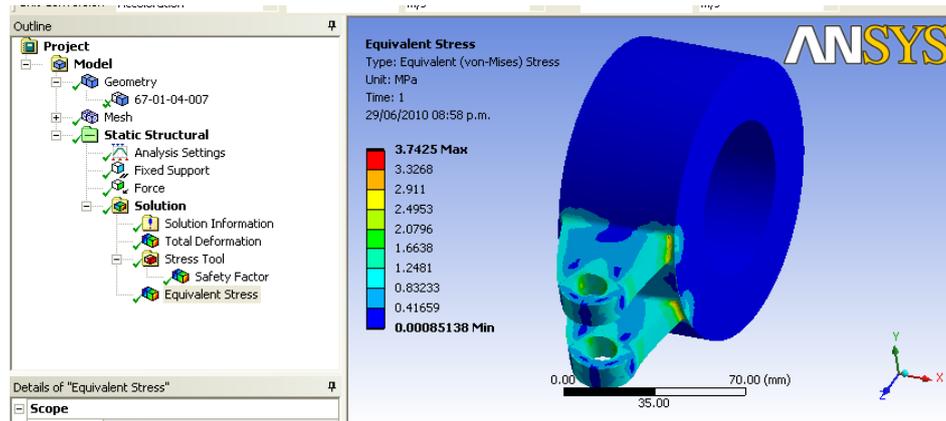


Figura 5.77 Análisis de esfuerzos de la parte 67-01-04-007

Analizando la otra parte de la corredera, la pieza 67-01-04-006, se repiten los pasos mostrados con anterioridad y se obtiene que, con una carga de 418N, la deformación máxima es de 0.00048mm, el esfuerzo equivalente es de 2.169MPa y el factor de seguridad mínimo es de 15, por lo cual la pieza cumple y excede la capacidad requerida para lograr su función.

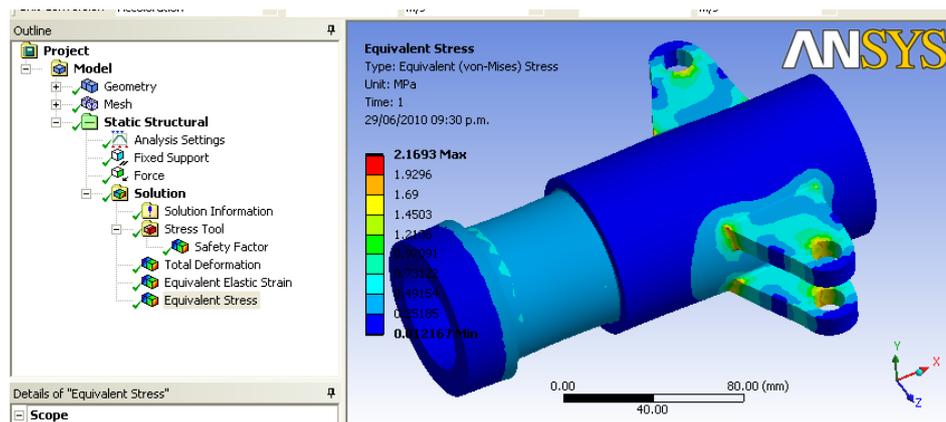


Figura 5.78 Análisis de esfuerzos de la parte 67-01-04-006 a tensión

Obteniéndose valores similares a compresión con una carga de 418N, el esfuerzo máximo es de 2.156MPa, la deformación es de 0.00035mm y la geometría proporciona un factor de seguridad de 15.

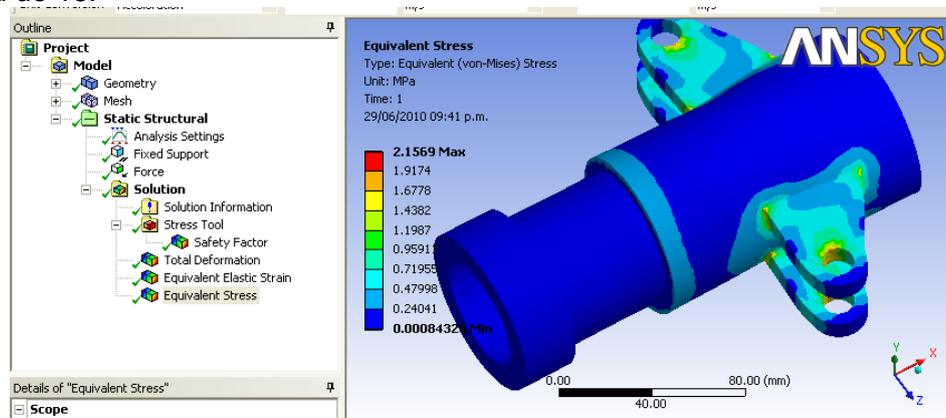


Figura 5.79 Análisis de esfuerzos de la parte 67-01-04-006 a compresión

Para la pieza 67-01-04-008 se aplicaron dos cargas de 365N provenientes de las 2 varillas que convergen en la pieza, se obtuvo una deformación máxima de 0.06mm, un esfuerzo equivalente máximo de 26.25MPa con un factor de seguridad de 10.664.

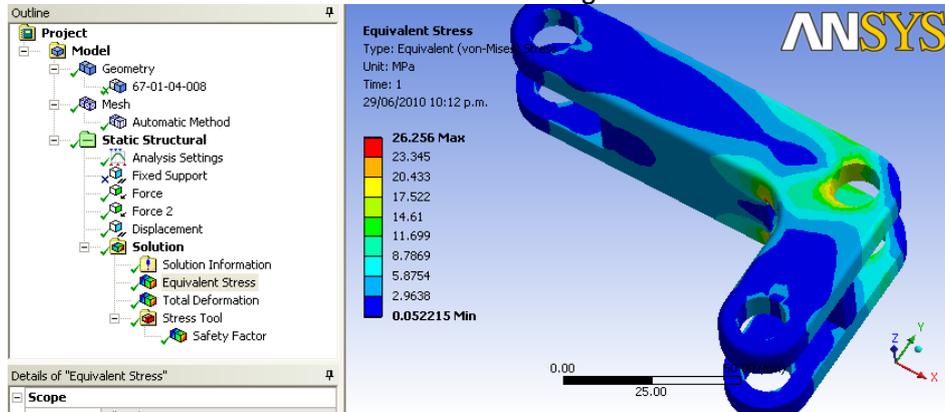


Figura 5.80 Análisis de esfuerzos de la parte 67-01-04-008

La pieza 67-01-04-026 se ensayo con 182N y se obtuvo un esfuerzo equivalente máximo de 40.3MPa, un factor de seguridad de 6.96 y una deformación de 0.12mm.

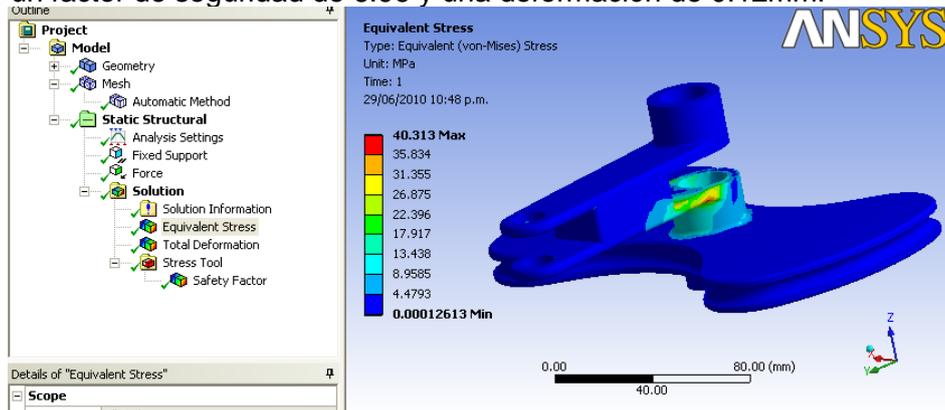


Figura 5.81 Análisis de esfuerzos de la parte 67-01-04-026

Cuando se ensaya la polea 67-01-03-001, con 363N, se obtiene un esfuerzo equivalente de 14.993MPa, un factor de seguridad de 15 y una deformación de 0.018mm

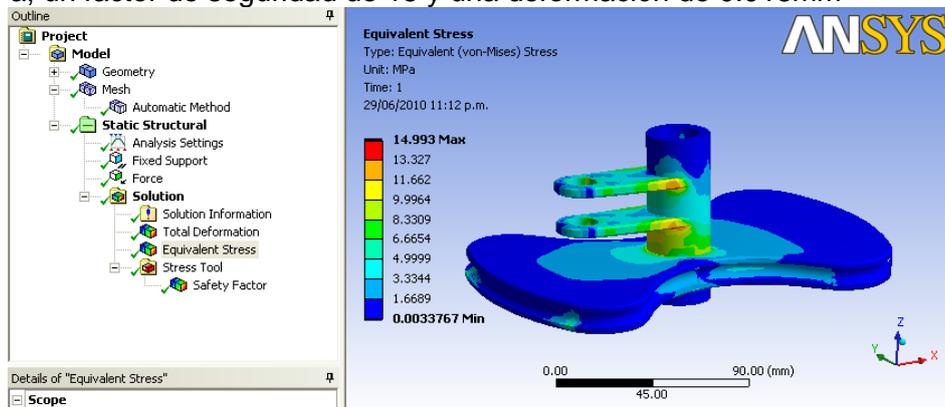


Figura 5.83 Análisis de esfuerzos de la parte 67-01-03-001

Simulando la pieza 67-01-02-012 con tres fuerzas actuando en la pieza, cada una de 362 N, se obtiene un esfuerzo equivalente máximo de 6.61MPa, una deformación de 0.017mm y un factor de seguridad superior a 15.

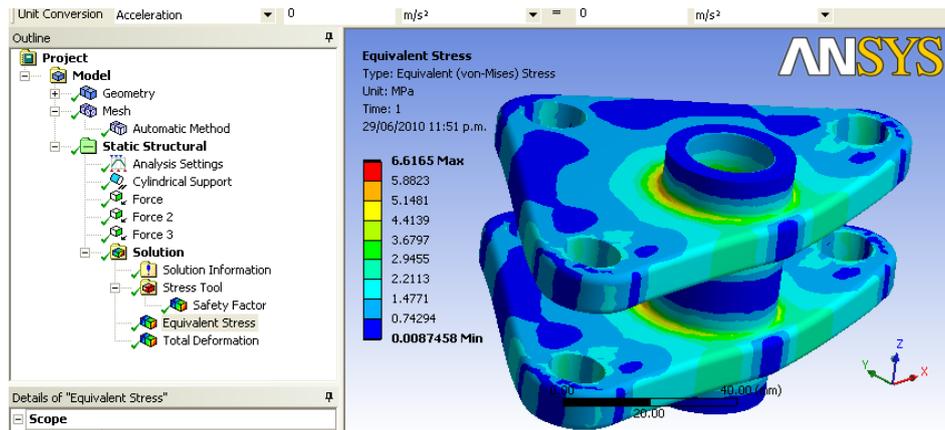


Figura 5.84 Análisis de esfuerzos de la parte 67-01-02-012

Y por último se ensaya el conjunto de pedales, piezas 67-01-01-001/002, para lo cual se unen ambas geometrías, para poder simular la torsión a la cual están sometidos. Ensayándose con 384N se obtienen los valores de 148MPa de esfuerzo equivalente máximo, una deformación de 3.72mm y un factor de seguridad de 1.9231.

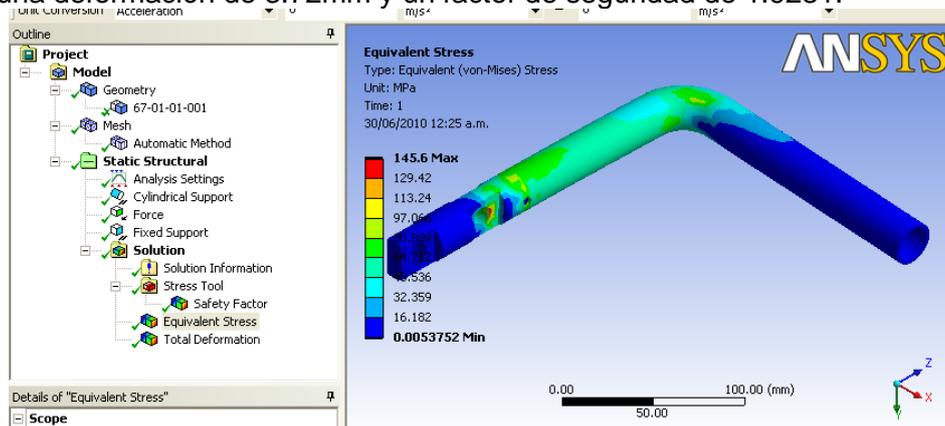


Figura 5.85 Análisis de esfuerzos de la parte 67-01-01-001/67-01-01-002



En la siguiente tabla se enlistan los resultados arrojados por las pruebas a las que se sometieron los componentes del mecanismo de cambio de paso del rotor de cola.

Tabla 5.19 Resumen de los resultados

No. De Parte.	Máxima Deformación (mm).	Esfuerzo Máximo (MPa).	Factor mínimo de seguridad.	Tipo de material	Factor de seguridad suficiente.	Modificación de geometría.
67-01-04-015	0.0011	3.5	15	Aluminio	si	no
67-01-04-007	0.0021	3.7	15	Aluminio	si	no
67-01-04-006	0.00048	2.16	15	Aluminio	si	no
67-01-04-015	0.0021	7.311	15	Aluminio	si	no
67-01-04-008	0.06	26.5	10.6	Aluminio	si	no
67-01-04-001	0.08	3.85	15	Aluminio	si	no
67-01-09-026	0.12	40.3	6.96	Aluminio	si	no
67-01-03-001	0.018	14.9	15	Aluminio	si	no
67-01-02-036	0.012	7.39	15	Aluminio	si	no
67-01-02-012	0.017	6.61	15	Aluminio	si	no
67-01-02-003	0.0079	6.99	15	Aluminio	si	no
67-01-02-031	0.038	13.648	15	Aluminio	si	no
67-01-01-001	3.72	148	1.9	Aluminio	si	no
67-01-01-002	3.72	148	1.9	Aluminio	si	no

5.4 Conclusiones

Después de llevar a cabo el ejercicio de calcular las cargas y simular del efecto de las mismas en las piezas que forman parte de los mecanismos de cambio paso, es necesario opinar en dos sentidos, primero, el cálculo de la magnitud fuerzas en los controles de vuelo, y segundo, la capacidad, ya sea limitada o sobrada, de las partes para resistir las condiciones previstas.

Como se explicó en el apartado correspondiente, el método empleado para calcular las fuerzas en los componentes no considera los efectos de la inercia, lo que resta exactitud a la magnitud de dichas cargas, sin embargo, permite variar la longitud de algunos componentes y como resultado se obtuvo una configuración que requiriere de un menor esfuerzo por parte del piloto para efectuar el cambio de paso cíclico.



Pero, aún cuando los cambios permitieran operar debajo de las fuerzas límite del piloto dictadas por el FAR 27, se considera que son elevadas para operar de manera prolongada, y aunque el modificar el brazo de palanca de ciertos componentes proporciona una ventaja mecánica favorable, el incremento proporcional de la carrera de los bastones resulta prohibitivo, sin olvidar que también se tiene la limitante de conservar los puntos de apoyo originales.

En lo que respecta a la capacidad de las partes de soportar las fuerzas calculadas, la mayoría de las piezas propuestas anteriormente resisten las cargas, y las restantes tuvieron que ser modificadas o simuladas en otro material, así pues, todas las partes ahora cumplen con el factor de seguridad mínimo requerido. Sin embargo, mientras algunos componentes superan el factor de seguridad con un pequeño margen, otros lo exceden varias veces.

5.4.1 Justificación para el uso de titanio en piezas selectas del helicóptero

Aunque el descubrimiento del Titanio data del siglo XVIII, el mismo no pudo ser utilizado en el área comercial sino hasta después de la segunda guerra mundial. Las propiedades mecánicas del Titanio, son superiores a las del Acero, el Titanio presenta una gran firmeza y dureza, al igual que una alta resistencia a la corrosión frente a químicos y al medio ambiente. Su principal uso se da en la industria Aeroespacial, siendo la aleación 3Al25V la que se utilizó en la presente simulación.

Desde los años 50's la producción de Titanio ha crecido un 8% anual, y desde los 60's los precios han bajado sensiblemente. El gobierno de los E.U. comenzó a acumular una reserva estratégica de "esponja" de Titanio en los 1950's, la cual llegó a consistir en 33,400 toneladas de Titanio. Entre el 1997 y el 2005 la agencia vendió la reserva completa. En el 2006 la Agencia de Defensa de los Estados Unidos invirtió \$5.7 millones en un consorcio de 2 compañías para desarrollar un nuevo proceso para crear polvo de Titanio. Bajo una gran presión y temperatura este polvo puede ser utilizado para manufacturar herramientas y componentes para la industria militar, aeronáutica y de procesos químicos, por lo cual se espera que el precio baje aun más en los próximos años.

Por lo anterior, se puede concluir que aun cuando los componentes que se proponen para fabricar en Titanio representan una inversión inicial considerable, debe tomarse en cuenta como una opción viable a futuro dada la tendencia a la baja del costo de este material.

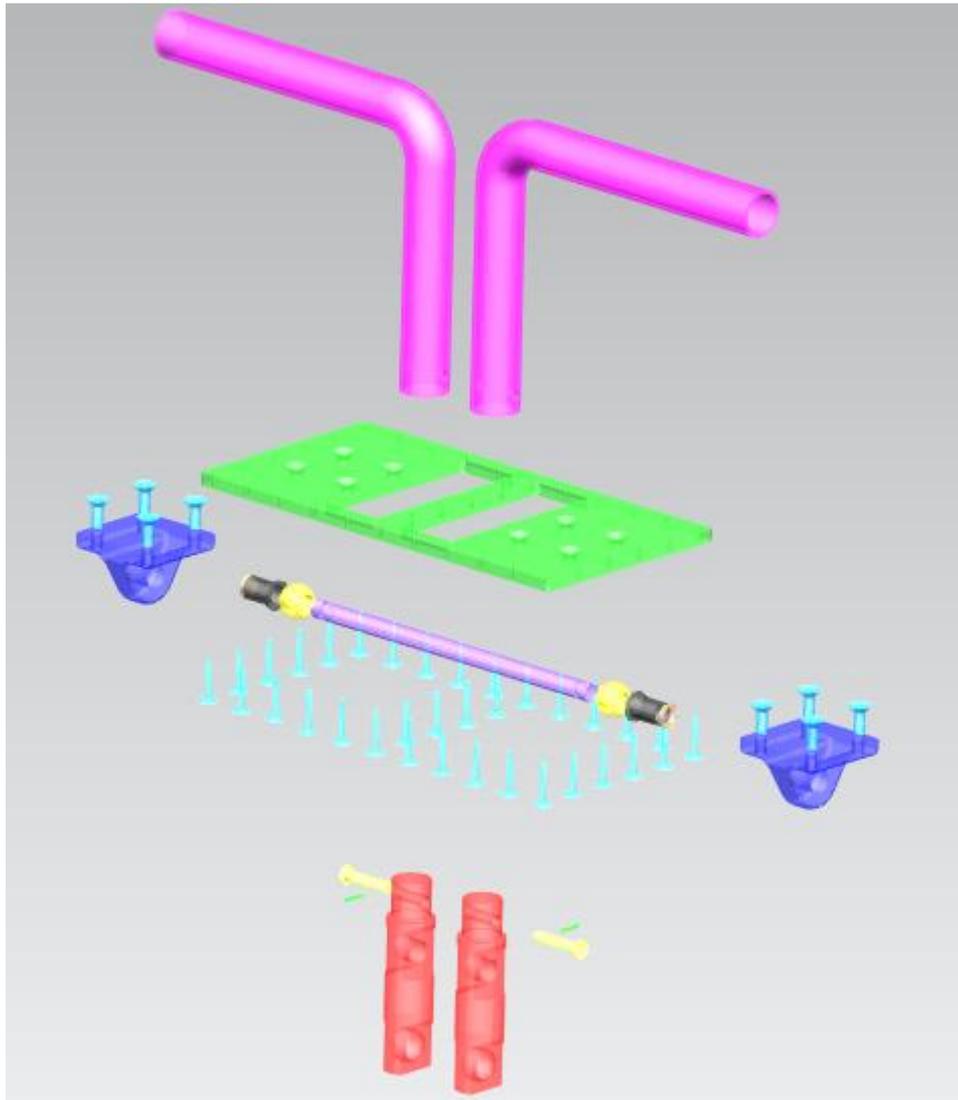


Figura 5.86 Vista explotada de los pedales de cambio de paso del rotor de cola

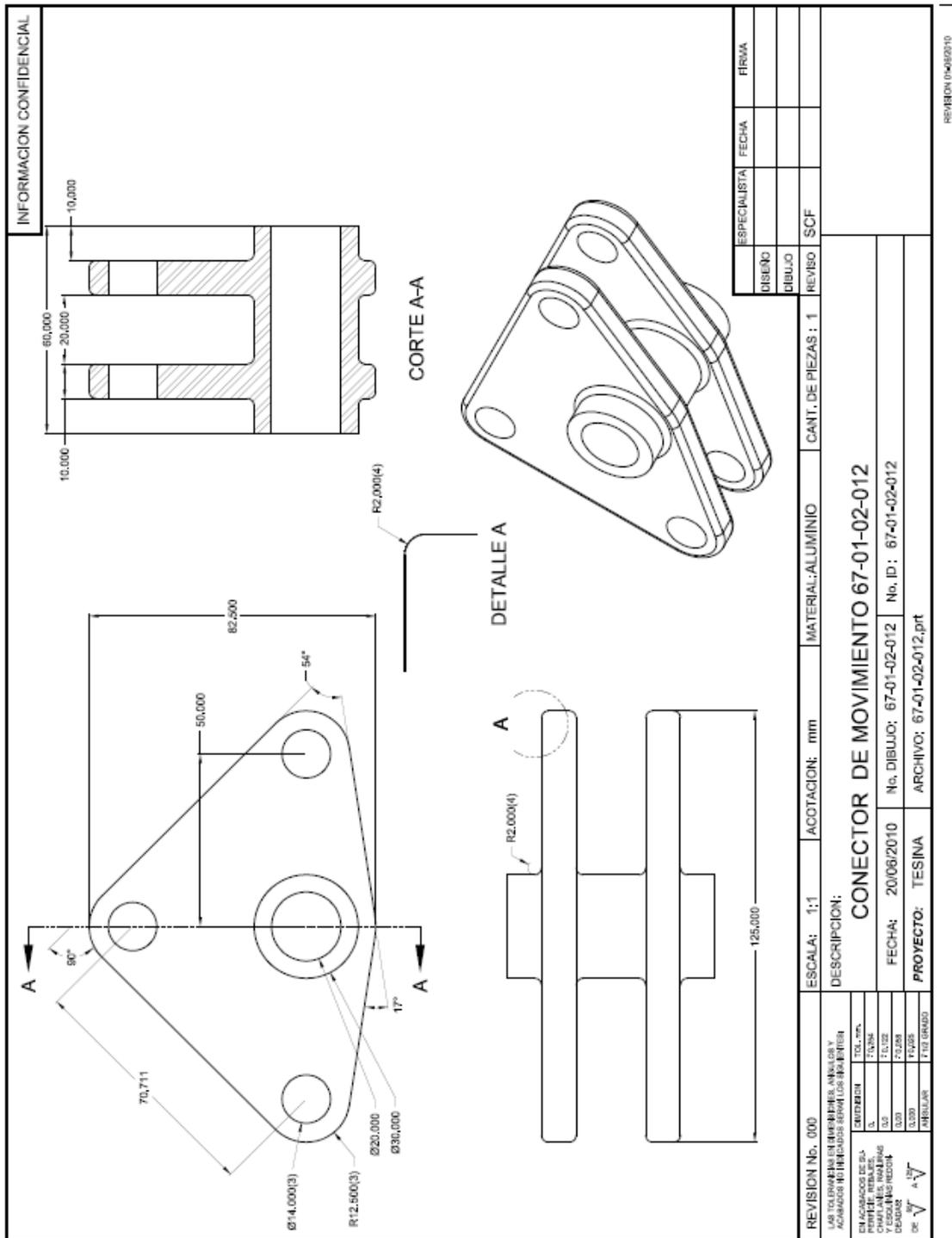


Figura 5.87 Plano de la parte 60-01-02-012

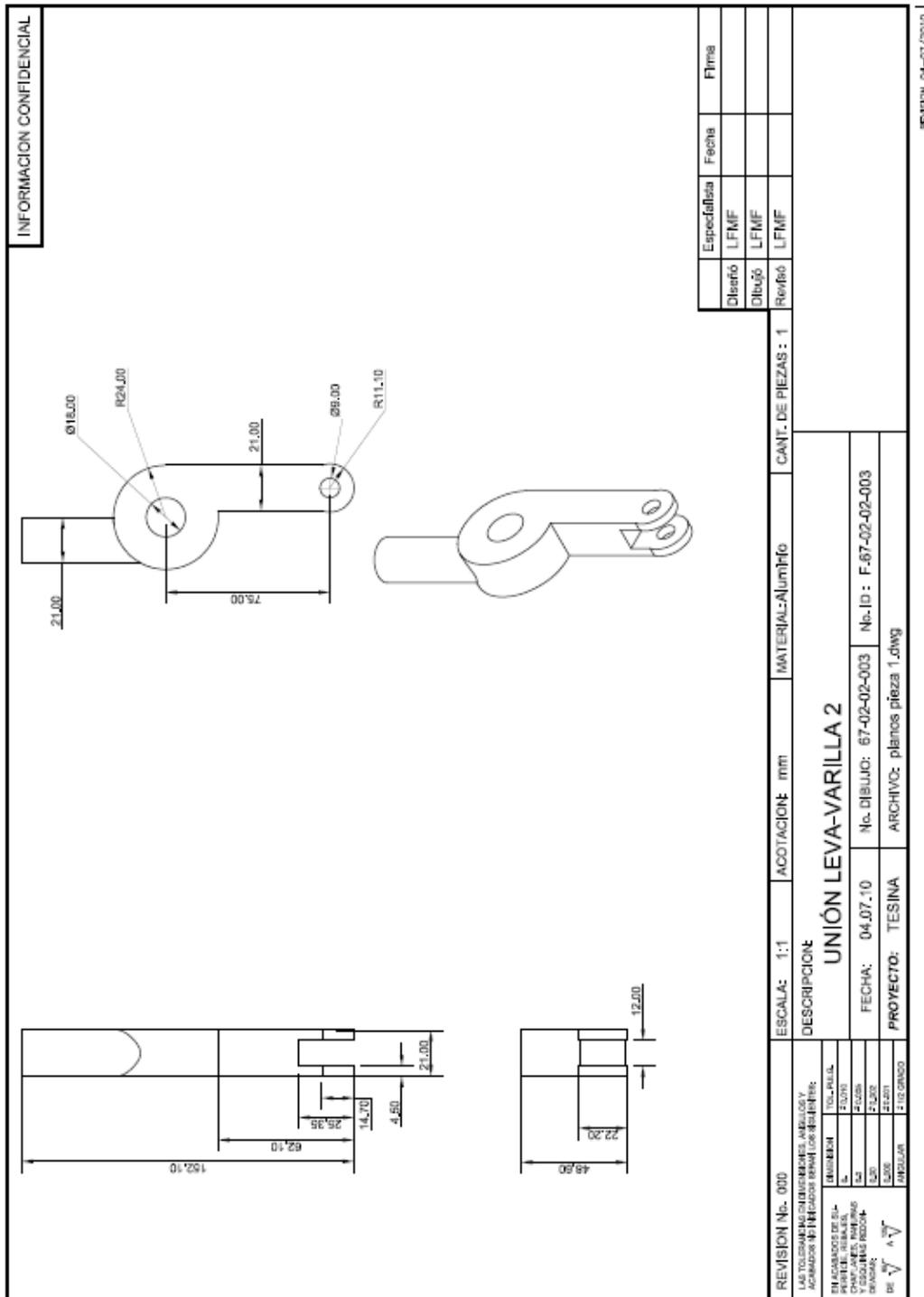
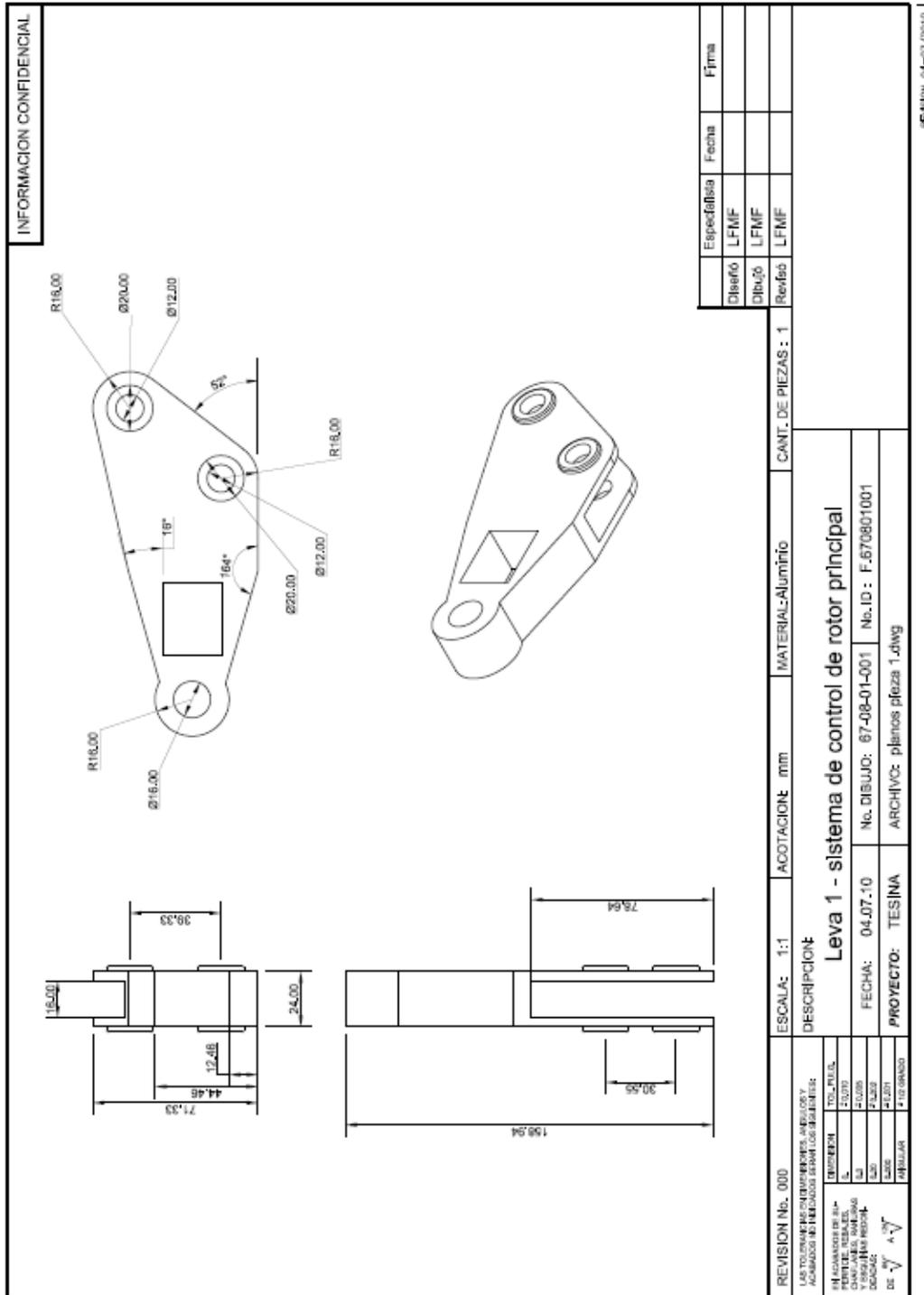


Figura 5.88 Plano de la parte 67-02-02-003



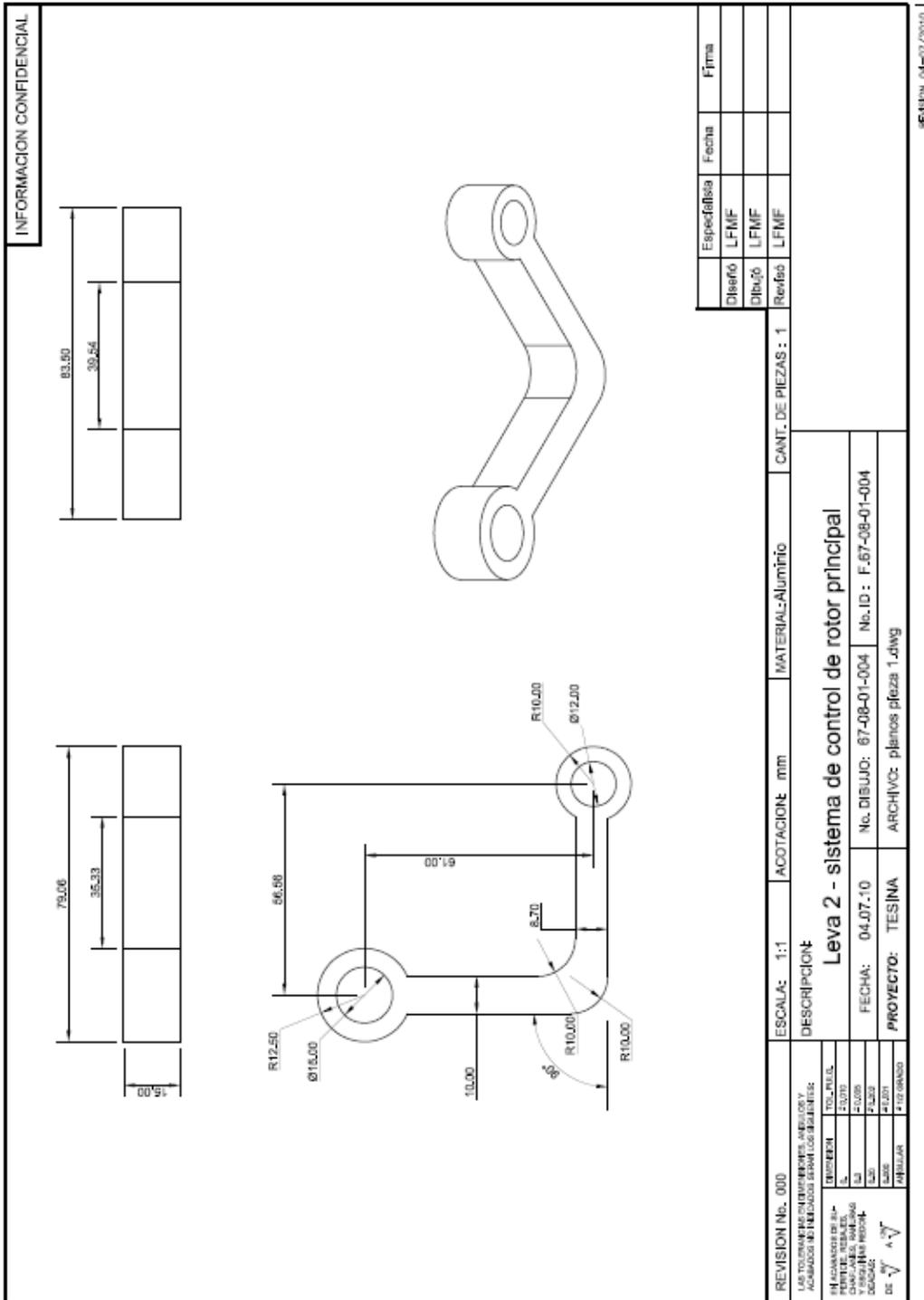
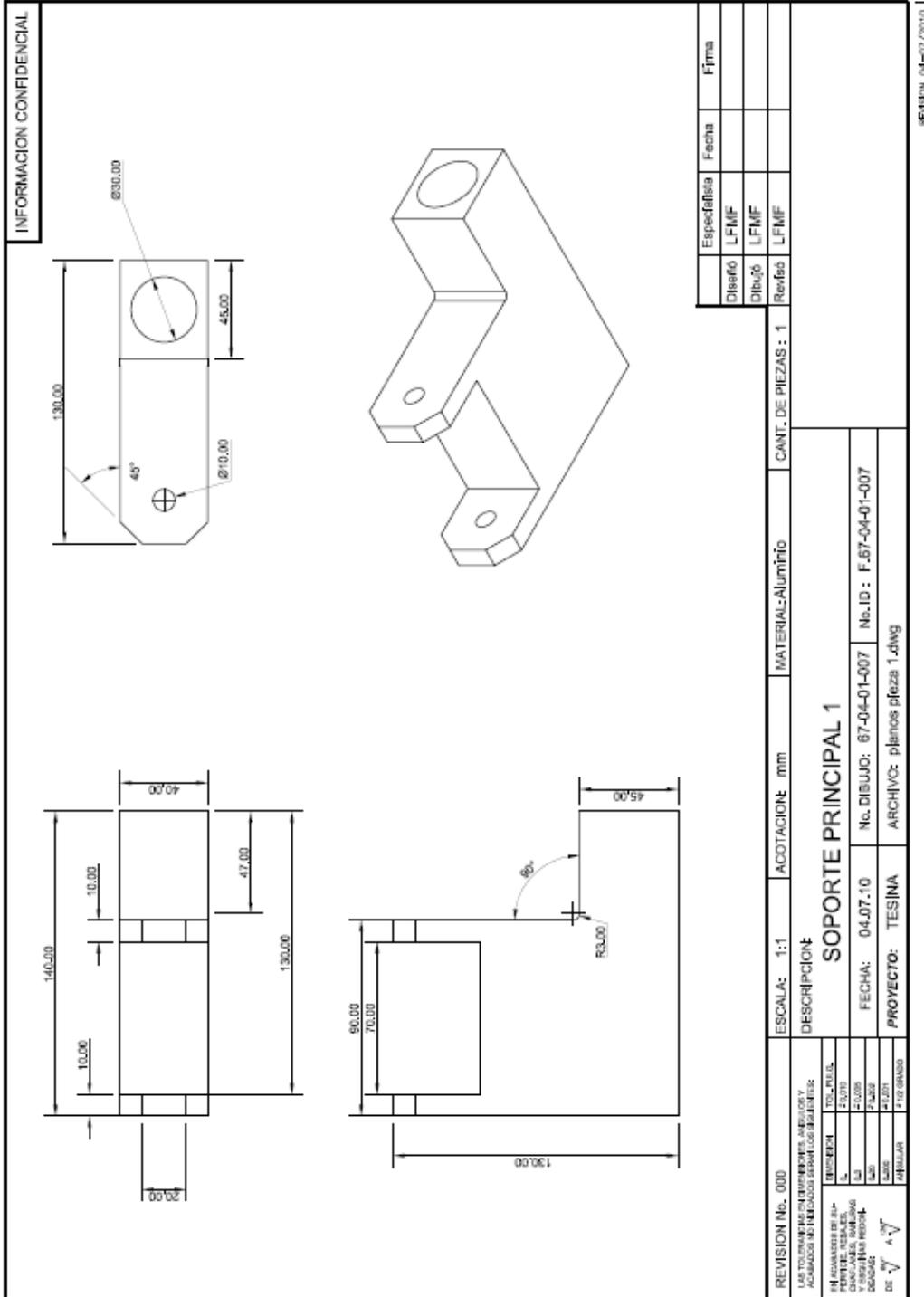


Figura 5.90 Plano de la parte 67-08-01-004



REVISION 04-07-2010

Figura 5.91 Plano de la parte 67-04-01-007



Capítulo 6 Análisis aerodinámico del fuselaje del helicóptero mediante el uso de un programa de simulación basado en el método de elemento finito

6.1 Objetivo general

Conocer el comportamiento aerodinámico del fuselaje de la aeronave de ala rotativa biplaza mediante el uso de software especializado en Dinámica de Fluidos Computacionales.

6.1.1 Objetivos Específicos

- Hacer las adaptaciones necesarias al modelado paramétrico ya existente de la aeronave para su estudio.
- Determinar el coeficiente de resistencia al avance del fuselaje a varios ángulos de ataque
- Determinar el coeficiente de resistencia al avance promedio
- Plantear una geometría si el coeficiente de resistencia al avance es muy alto.

6.1.2 Justificación

Una parte importante del diseño de una aeronave ya sea de ala fija o de ala rotativa es conocer su comportamiento aerodinámico, es decir a la interacción que sufre dicha aeronave con el fluido en el cual se encuentra inmerso.

El fuselaje es el componente más grande, por lo que sus características aerodinámicas tienen una gran influencia en la aerodinámica global del helicóptero.

Fuselaje, rotor principal, de cola y estabilizadores aislados tienen un comportamiento aerodinámico bastante predecible. Sin embargo, cuando se integran, aparecen importantes interacciones aerodinámicas. Éstas pueden ser desfavorables disminuyendo las actuaciones y características de manejo del helicóptero. Por ejemplo, el fuselaje se encuentra inmerso en la estela del rotor, lo cual debe ser considerado a la hora de analizar el comportamiento aerodinámico del fuselaje. Además, la presencia del fuselaje también afecta al desarrollo de la estela del rotor principal y por tanto modificará el comportamiento del rotor principal.

Por esto es necesario realizar el análisis aerodinámico del fuselaje y así poder conocer su comportamiento e interacción con su medio.

6.1.3 Alcance

Mediante el uso de software se analizará el comportamiento de la aeronave de ala rotativa con lo cual será posible conocer las características aerodinámicas de dicha aeronave; y así poder determinar si es necesario o no realizar modificaciones a la aeronave. Para este estudio sólo se analizarán los coeficientes de levantamiento y resistencia al avance. Esto determinará si el arrastre que se genera puede disminuir la eficiencia de la máquina.

Ya con los datos del análisis se podrá ver si es recomendable modificar la geometría de la cabina o no.



6.2 Ecuaciones de estado

El movimiento de un fluido en tres dimensiones está descrito por un sistema de cinco ecuaciones diferenciales parciales: conservación de la masa, conservación del momento en x , y , z y la ecuación de conservación de la energía. Dentro de los parámetros desconocidos se encuentran cuatro variables termodinámicas: densidad, presión, temperatura, y energía específica interna.

La relación entre las variables termodinámicas puede obtenerse por medio de la suposición del equilibrio termodinámico. La velocidad del fluido puede ser alta, pero las variables son lo suficientemente pequeñas que aún cuando las propiedades del fluido cambian rápidamente de un punto a otro, el fluido puede adaptarse termodinámicamente a las nuevas condiciones tan rápidamente que los cambios son prácticamente instantáneos. Por lo tanto el fluido siempre permanece en equilibrio termodinámico. La única excepción son los flujos con fuertes ondas de choque, pero aún algunos de esos casos frecuentemente se aproximan a la suposición del equilibrio.

Se puede describir el estado de una sustancia en equilibrio termodinámico con dos variables. Las ecuaciones de estado relacionan otras variables a las variables de estado. Si se utiliza la densidad y la temperatura como variables de estado se obtienen ecuaciones de estado para presión y energía específica interna.

Para un gas ideal las siguientes ecuaciones de estado son útiles.

$$p = \rho RT \quad \text{y} \quad i = c_v T \quad (6.1)$$

La suposición del equilibrio termodinámico elimina todo excepto dos variables termodinámicas de estado. En los fluidos compresibles las ecuaciones de estado relacionan la ecuación de energía por un lado y la conservación de la masa por el otro. Esta relación se efectúa por medio de la variación en la densidad como resultado de la variación de presión y temperatura dentro del campo.

Líquidos y gases que fluyen a velocidades bajas se comportan como fluidos incompresibles. Sin variaciones en la densidad con hay ninguna relación entre la ecuación de conservación de la energía y de la conservación de la masa y el momento. La ecuación de la energía sólo necesita ser resuelto junto con otras si el problema involucra transferencia de calor.

6.2.1 Ecuaciones de Navier-Stokes

Las ecuaciones de Navier-Stokes son un conjunto de ecuaciones que definen el comportamiento dinámico de un fluido. Derivan de aplicar los principios de conservación de la mecánica y de la termodinámica al fluido, de donde se obtiene una formulación integral que generalmente se suele transformar en una formulación diferencial más práctica.

Existen diferentes formulaciones para estas ecuaciones, en función del problema que se desea resolver. A modo de ejemplo, se muestra la ecuación de movimiento de un fluido incompresible y con densidad uniforme:

$$\frac{du}{dt} = F - \frac{\nabla p}{\rho} + \nu \nabla^2 u \quad (6.2)$$



En el lado izquierdo de la ecuación se tiene el movimiento (variación del desplazamiento en el tiempo), y en el derecho los siguientes términos:

- F: Fuerzas aplicadas al fluido.
- p: presión en el fluido.
- ρ : densidad del fluido.
- ν : viscosidad del fluido.
- u: desplazamiento

Es importante recordar el significado del operador Nabla:

$$\nabla = \hat{x} \frac{\partial}{\partial x} + \hat{y} \frac{\partial}{\partial y} + \hat{z} \frac{\partial}{\partial z} \quad (6.3)$$

En este caso, el operador Nabla se utiliza para el cálculo del gradiente de presión, lo cual no se debe confundir con la divergencia (si hubiera un símbolo de producto escalar entre el operador y la presión), o con el rotacional (si hubiera un símbolo de producto vectorial entre el operador y la presión).

$$(\nabla \cdot \nabla)\phi = \nabla^2 \phi \quad (6.4)$$

6.3 Dinámica de fluidos

La dinámica de fluidos es una rama de la física relativamente reciente (comienzos del siglo XX), aunque los conceptos en los que se basa se remontan a la antigua Grecia, a los trabajos teóricos de Leonardo Da Vinci, y posteriormente al trabajo de un gran número de físicos como Torricelli, Euler, Bernoulli, etc.

La dinámica de fluidos estudia los movimientos de los fluidos (gases y líquidos), debido a la acción de fuerzas, o a su interacción con otros medios y con el contorno que los delimita.

En realidad la dinámica de fluidos forma parte de un campo más amplio denominado mecánica de fluidos, del cual derivan tanto la estática de fluidos (estudia los fluidos en reposo), como la dinámica de fluidos (estudia los fluidos en movimiento).

En la actualidad, la mecánica de fluidos es una parte esencial de muchas áreas de la tecnología y la ciencia actual, destacando su papel en el diseño de toda clase de vehículos (aviones, barcos, coches, etc.), estudios del flujo de aire atmosférico, medicina y biología (flujo de sangre y otros fluidos), ingeniería industrial, etc.

En la actualidad en muchos campos es imposible recurrir a soluciones analíticas debido a la tremenda complejidad de los sistemas que estudia la dinámica de fluidos, por lo que se recurre a soluciones numéricas que pueden ser computadas por ordenadores.

Surge así una rama de la dinámica de fluidos denominada dinámica de fluidos computacionales, o CFD, que se basa en aproximaciones numéricas de las ecuaciones físicas empleadas en la dinámica de fluidos.

6.3.1 Ventajas de la Dinámica de Fluidos Computacional

Las ventajas de la Dinámica de Fluidos Computacional son:

- Predice las propiedades del fluido con gran detalle en el dominio estudiado.
- Ayuda al diseño y a la generación de prototipos, proporciona además; soluciones rápidas evitando costosos experimentos.
- Se obtiene una visualización y animación del proceso en términos de las variables del fluido.



6.3.2 Desventajas de la Dinámica de Fluidos Computacional

Las desventajas de la Dinámica de Fluidos Computacional son:

- Requiere usuarios con amplia experiencia y formación especializada.
- Consume recursos de hardware y software que requieren inversiones significativas.
- En algunos casos, el coste computacional es elevado.

6.3.3 Cómo trabaja la Dinámica de Fluidos Computacional

La Dinámica de Fluidos Computacional trabaja dividiendo el dominio de interés en una serie de pequeños volúmenes discretos usando una malla. Las propiedades físicas del fluido, tales como temperatura o velocidad, son calculadas en cada uno de estos volúmenes como solución de las ecuaciones fundamentales.

6.3.4 Aplicaciones de la Dinámica de Fluidos Computacional

Las posibilidades de aplicación de la Dinámica de Fluidos Computacional a distintos procesos son enormes. Algunos ejemplos son:

- Sistemas de calefacción, ventilación, climatización y refrigeración
- Aeroespacial/Defensa: perfiles de alas, misiles y estudios de aerodinámica externa
- Industria agroalimentaria: procesado y envasado de alimentos, diseño de equipos
- Industria automoción: aerodinámica, combustión en motores, componentes
- Energía: petróleo, gas, nuclear, generación eléctrica, turbo maquinaria, células de combustible
- Industria química: combustión, filtración, mezcla, separadores, reactores
- Industria electrónica: semiconductores, enfriamiento de elementos
- Industria biomédica
- Industria naval
- Industrias del metal
- Industria deportiva: automovilismo, vela, estadios
- Medio ambiente

6.4 Modelos de Turbulencia y elección para la simulación

El software de simulación que se utilizará para el presente análisis se llama FLUENT, éste ofrece varios modelos para la simulación de flujos, ya sean turbulentos o laminares, aunque es en la simulación de flujos turbulentos donde el programa demuestra toda su capacidad. Los modelos que ofrecen son muy precisos y robustos y ofrecen un amplio margen de aplicabilidad.

El flujo que se trata en este proyecto es un flujo turbulento. Un flujo turbulento es una mezcla fluctuante que se puede simular a través de magnitudes como pueden ser la cantidad de movimiento, energía y concentraciones que varían con el tiempo. Las tres componentes de velocidad fluctúan, con lo que puede descomponerse el vector velocidad en el vector principal más la suma de vectores fluctuantes, como se puede observar en la figura 6.1.

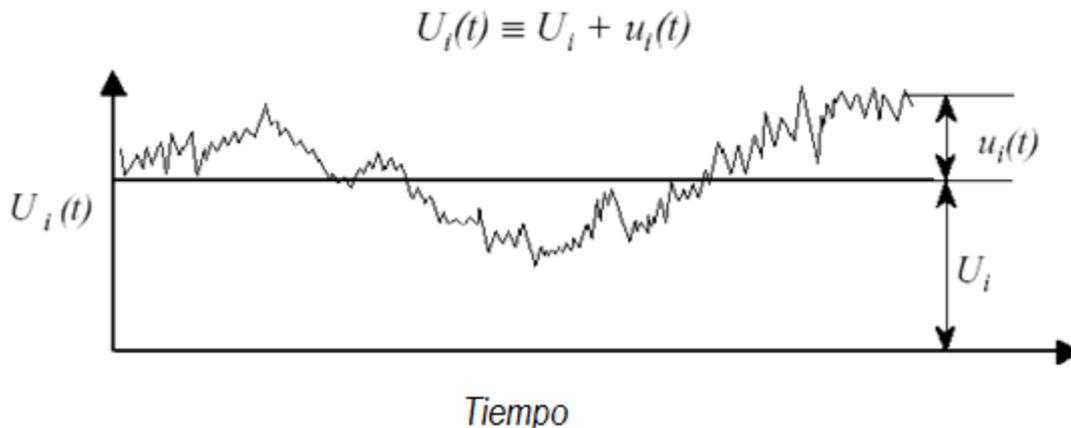


Figura 6.1 Fluctuación de la velocidad con respecto al tiempo

Para modelar un flujo turbulento, los términos dependientes del tiempo en las ecuaciones de conservación de la masa y conservación del momento, deberán tener un diferencial de tiempo (dt) lo suficientemente pequeño para capturar todas las fluctuaciones turbulentas. Lo mismo ocurre con los términos de las dimensiones físicas de las celdas del volumen de control (dx), que deberán ser más pequeñas contra mayor sea el número de Reynolds.

Las fluctuaciones pueden ser a pequeña escala y alta frecuencia, de manera que, introduciéndolas en las ecuaciones de momento, aparece un término extra: el estrés de Reynolds, el cual se calcula directamente con las propiedades del mismo flujo.

La introducción de este nuevo término hará que las ecuaciones establecidas no queden cerradas, con lo que se requerirá la creación de modelos de flujos para poder solucionar estas ecuaciones. Existen gran variedad de métodos para solucionarlas, desde los modelos de 0-ecuaciones hasta algunos más complejos, los cuales involucran ecuaciones de transporte de tensión de Reynolds.

No hay ningún modelo de turbulencia universalmente aceptado como óptimo para la resolución de cualquier tipo de problema. La elección del modelo de turbulencia dependerá de las consideraciones que se realicen y de las condiciones físicas del fluido, la práctica que se adquiere para la resolución de un determinado tipo de problema, la capacidad de cálculo computacional y el tiempo disponible para realizar la simulación.

Para modelar un flujo turbulento, FLUENT tiene implementados los siguientes modelos de turbulencia:

- Modelo de Spalart-Allmaras (SAM)
- Modelo Standar $k-\epsilon$ (SKM)
- Modelo de Renormalización-Group (RNG) $k-\epsilon$
- Modelo Realizable $k-\epsilon$ (RKM)
- Modelo de Fatiga de Reynolds (RMS)
- Simulación amplia de eddy (LES) model.

Modelos de aproximación de turbulencia

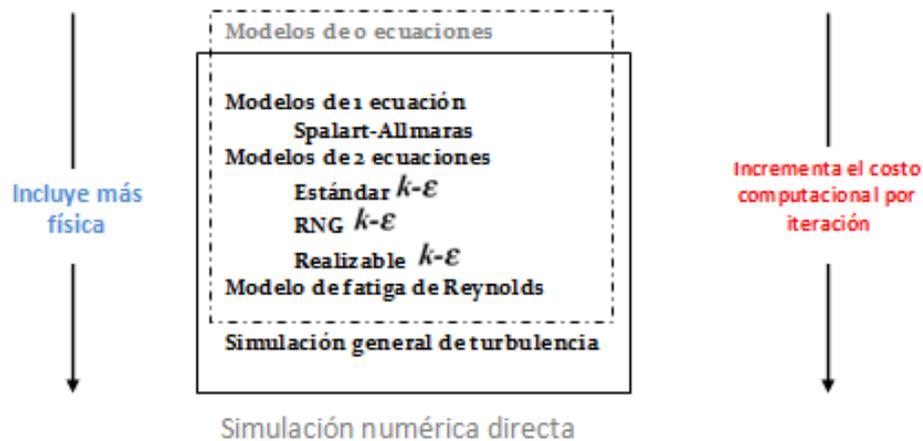


Figura 6.2 Implementación del modelo de turbulencia

La elección del modelo de turbulencia dependerá de las consideraciones que se realicen, de las condiciones físicas del fluido, la capacidad de cálculo computacional y el tiempo disponible para realizar la simulación. Para realizar la elección más adecuada del modelo de turbulencia en una determinada aplicación, se necesita conocer las capacidades y limitaciones que posee cada una de las opciones que nos ofrece FLUENT.

Fluent agrupa los modelos en modelos de 0-ecuaciones, 1-ecuación o 2-ecuaciones. Para entender la diferencia entre ellos, es importante saber que se parte de la hipótesis que si un fluido puede tener viscosidad laminar μ , entonces un flujo turbulento deberá tener viscosidad turbulenta μ_t .

Un modelo de 0-ecuación establece un valor constante para la viscosidad turbulenta (o la deduce como una función algebraica de los parámetros del flujo). Un modelo 1-ecuación utiliza una ecuación diferencial para predecir una parte de la viscosidad turbulenta, mientras que un modelo 2-ecuación emplea dos ecuaciones diferenciales.

6.4.1 Modelo Spalart-Allmaras

El modelo de Spalart-Allmaras es relativamente simple, con una ecuación que resuelve la ecuación de transporte modelizada para viscosidad turbulenta. Este modelo fue diseñado especialmente para aplicaciones aeroespaciales relacionadas con flujos limitados por paredes y ha dado buenos resultados para capas límites sometidas a gradientes de presión adversos. También tiene popularidad de aplicaciones de flujo en turbo máquinas.

Es un modelo más efectivo para modelos con números de Reynolds bajos y se requiere que la región de viscosidad afectada de la capa límite esté correctamente resuelta.

En FLUENT el modelo de Spalart-Allmaras se ha empleado con funciones de contorno donde la resolución de la malla no es suficientemente buena. Esto permite considerarlo una buena opción para obtener simulaciones relativamente bastas con mallas no muy finas en las cuales el cálculo con flujo turbulento no se espera que sea muy crítico.

Además, los gradientes cerca de las paredes de la variable transportada en el modelo son más pequeños que los gradientes de las variables en los modelos $k-\epsilon$, lo que hace que el modelo sea menos sensible a errores numéricos cuando las mallas estructuradas se usan cerca de las paredes.

El modelo de Spalart-Allmaras no permite predecir ciertos comportamientos de flujos turbulentos, isotrópicos y homogéneos, con lo que no se sabe hasta qué punto es preciso en fluidos complejos. Además los modelos de una sola ecuación son criticados por su imposibilidad de acomodarse rápidamente a los cambios de escala de longitudes, por ejemplo cuando el flujo pasa de una zona limitada por paredes a un flujo de zona libre.

6.5 Adaptación y mado

Para realizar el análisis del helicóptero se utilizó el software de análisis FLUENT que es de los mejores que existen para el análisis aerodinámico. Para esto se realizaron adaptaciones al modelo existente.

El archivo que se modificó tiene por número de parte 25000001.001.0001.prt, se eligió este archivo porque es donde se modeló la cabina desde cero esto quiere decir que las modificaciones son más sencillas de realizar ya que no cuenta con partes ajenas a la geometría principal de la cabina, el modelo se muestra en la figura 6.3. Como se puede observar, este no es el modelo final de la cabina, le faltan varios elementos como el parabrisas, las puertas, ventanillas pero en este caso esos elementos no son de interés ya que para el análisis únicamente es necesaria la geometría general de la cabina.

Lo que requiere generar es un cuerpo sólido sin ningún hueco ya que más adelante se realizará una operación booleana de sustracción para generar el volumen de control.

Para lograr esto se desactivarán o borrarán las operaciones que generaron los huecos y el cascaron que presenta la cabina así como elementos adicionales como los asientos y los dummies.

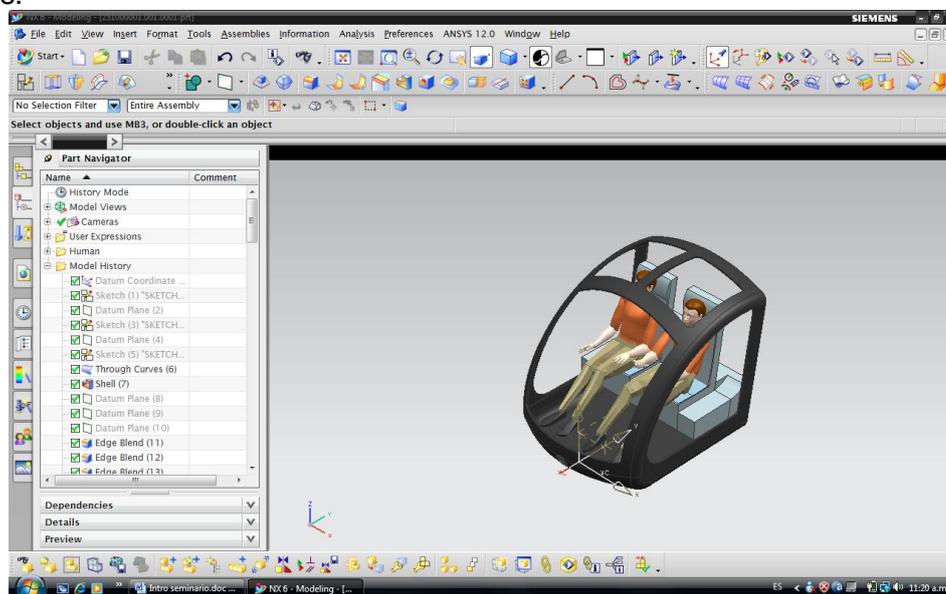


Figura 6.3 Geometría de la cabina

6.5.1 Adaptación mediante NX7

Los elementos y operaciones a eliminar son todos a partir de la operación Edge Blend (16). Primero se desactivan las casillas y después se eliminan, aparecerá un mensaje de precaución al cual se le da Ok.

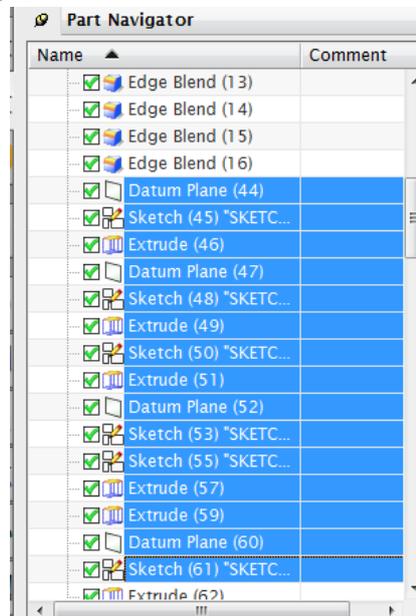


Figura 6.4 Operaciones en el modelado de la cabina

Lo único que resta es desactivar la casilla de la operación Shell (7) y se genera el volumen que se necesita para sustraer y generar el volumen de control.

El volumen de control se puede generar aquí mismo en el software NX6.

Lo más sencillo es hacer un sketch de las medidas que tendrá el volumen de control como se muestra en la figura 6.5.

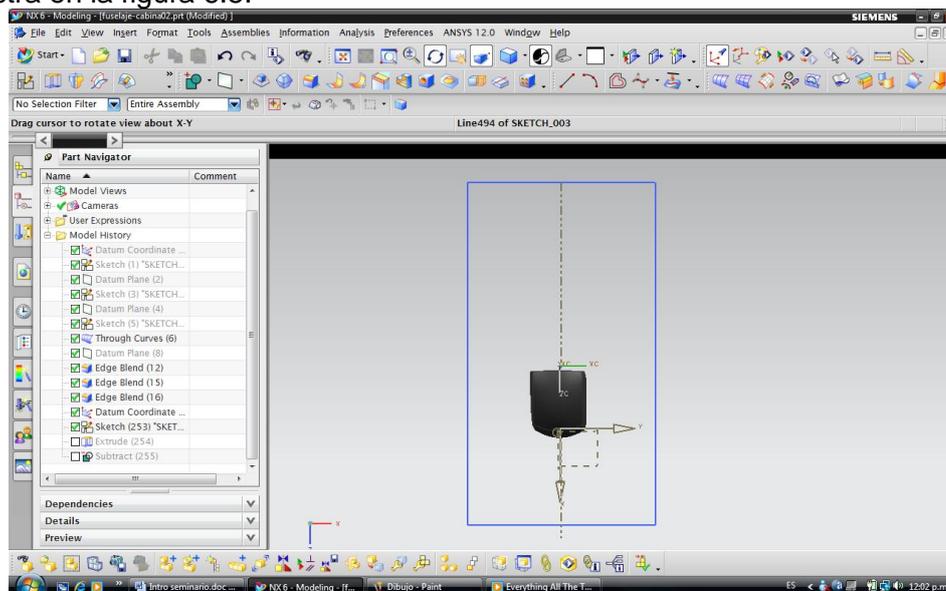


Figura 6.5 Bosquejo del volumen de control

En este caso ya que el fuselaje mide aproximadamente 2m de largo por 2m de ancho se genera un prisma con un largo de 20m, altura 16m y espesor de 12m, esto es por la interacción que pueda haber con las paredes, la práctica general es utilizar el largo como distancia de referencia y hacer el volumen mínimo, del triple de esta distancia. Se hace una extrusión y se realiza la operación booleana sustrayendo la cabina al prisma generado que sirve como volumen de control y que se malla para su análisis.

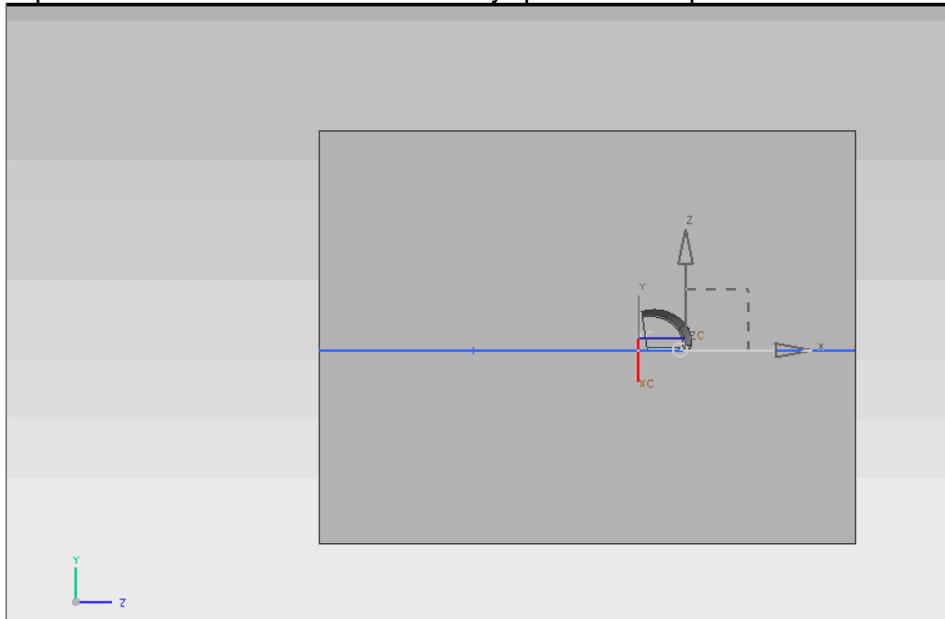


Figura 6.6 Cabina contenida en el volumen de control

6.5.2 Adaptación del modelo a ANSYS Workbench

Posteriormente el modelo se importa en el software ANSYS Workbench para su análisis utilizando el sistema Fluent Flow (FLUENT) donde se tiene una interfaz como la siguiente:

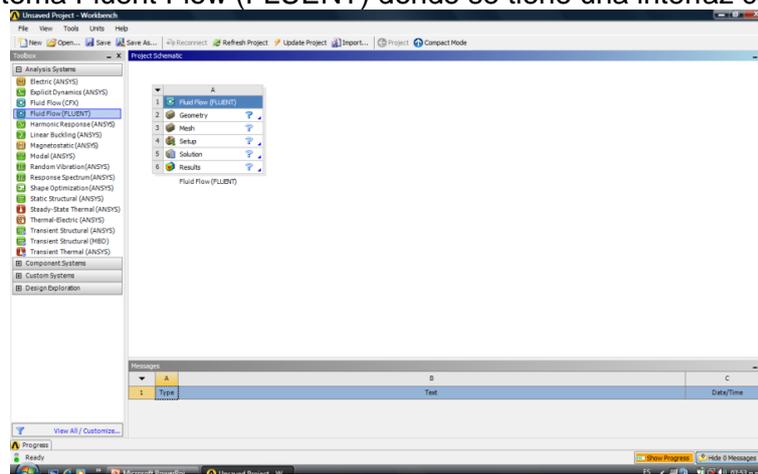


Figura 6.7 Interfaz de Workbench

El primer paso es importar la geometría esto se logra dando doble clic a geometry en el menú del sistema.

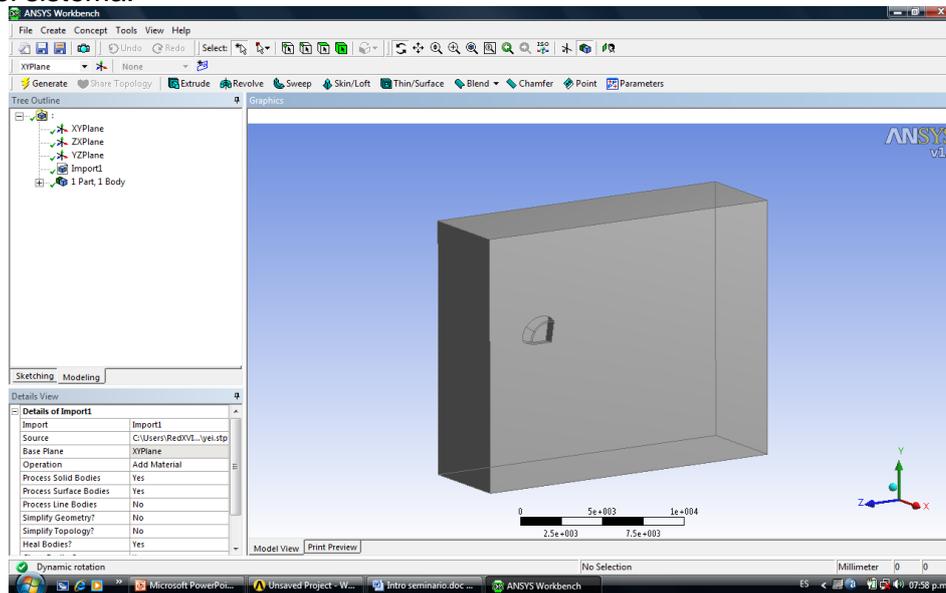


Figura 6.8 Visualización de la geometría en el modulo Geometry

6.5.3 Mayado del modelo

El segundo paso es mallar el volumen de control esto se realiza dando doble clic a la opción mesh en el menú del sistema.

Se genera otra interfaz la cual permite utilizar varias herramientas para mallar el modelo. Se utilizaron los siguientes parámetros:

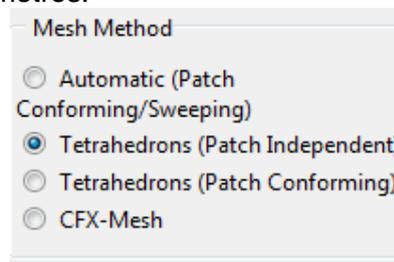


Figura 6.9 Selección del tipo de malla

El método Patch Independent permite dividir la geometría en las zonas irregulares para obtener un mejor mallado y así mantener un tamaño de elemento más uniforme.

En la tabla 6.1 se muestran los parámetros utilizados para generar la malla, siendo algunos de los más importantes: Use advanced size function, Relevance Center y Smoothing.

Tabla 6.1 Parámetros de la malla

Sizing	
Use Advanced Si...	On: Proximity and Curvature
Relevance Center	Medium
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Medium
Transition	Slow
Span Angle Center	Fine
Curvature Norma...	Default (18.0 °)
Proximity Accuracy	0.5
Num Cells Across...	Default (3)
Min Size	Default (6.54e-003 m)
Max Face Size	Default (0.6540 m)
Max Tet Size	Default (1.3080 m)
Growth Rate	Default (1.20)
Minimum Edge L...	2.2129e-005 m

En Use advanced size function se selecciona On: proximity and curvature esto refina la malla en las zonas curvas, en Relevance Center se elige medium al igual que en Smoothing, ambos son parámetros para adaptar la malla.

En las opciones avanzadas se hicieron algunas modificaciones como muestra la tabla 6.2:

Tabla 6.2 Opciones avanzadas de malla

Advanced	
Shape Checking	CFD
Element Midside ...	Program Controlled
Straight Sided El...	No
Number of Retries	0
Rigid Body Beha...	Dimensionally Reduced
Mesh Morphing	Disabled

Después de realizar estas modificaciones se genera la malla, como se muestra a continuación:

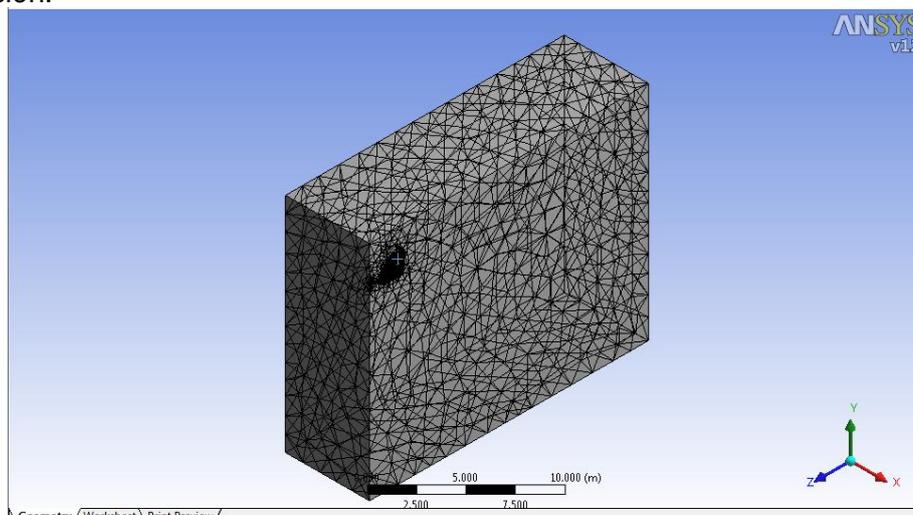


Figura 6.10 Visualización de la malla

Aquí se presentan algunas de las características de la malla generada:

Tabla 6.3 Propiedades de la malla generada

Statistics	
Nodes	100728
Elements	69345
Mesh Metric	Skewness
Min	2.05515178776861E-03
Max	0.602483445610699
Average	0.308305455666186
Standard Deviation	0.169165255178783

Como se puede ver el máximo grado de asimetría o skewness es de 0.6, la asimetría indica que la línea que conecta los centros de dos celdas no atraviesa la el centro de la cara que está entre ellas, dado que todo por debajo del valor 0.75 se considera aceptable esto aunado al tamaño mínimo de malla que fue de 6mm la malla que se generó es buena. Para su análisis en Fluent es necesario crear zonas que nos servirán de referencia para el comportamiento del flujo y así como su dirección se crearon 7 zonas como se muestra en la figura 6.11:

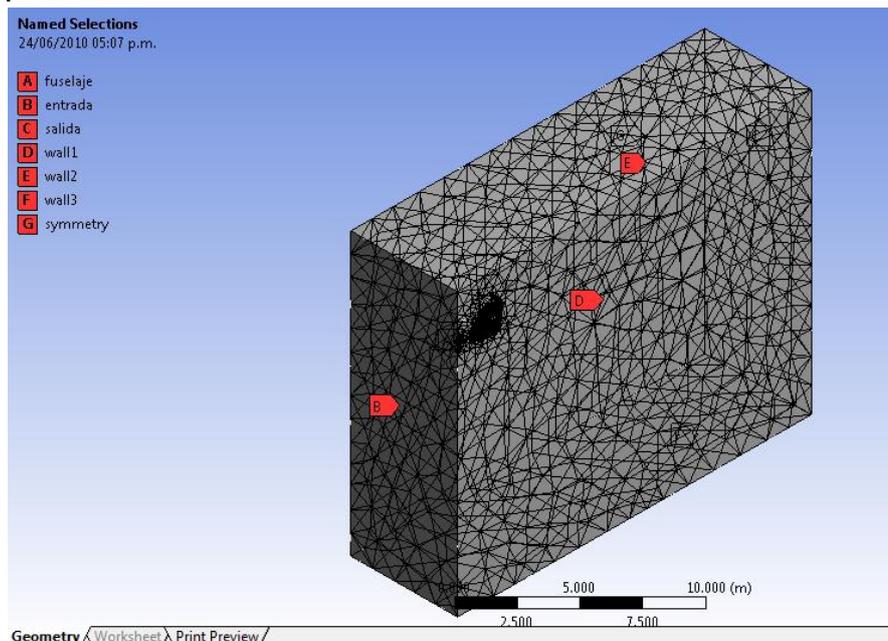


Figura 6.11 Regiones de referencia

Estas zonas se crean dando clic con el botón secundario en la cara donde se desea crear la referencia, se elige la opción “create named section” a continuación se pone el nombre que se desea utilizar para dicha sección.

6.6 Análisis del modelo

Lo siguiente que hay que hacer es darle condiciones al problema y resolverlo. Esto se realiza en la opción de Set-up; donde dando doble clic sobre esta opción en el menú principal se genera otra interfaz.

Set Up

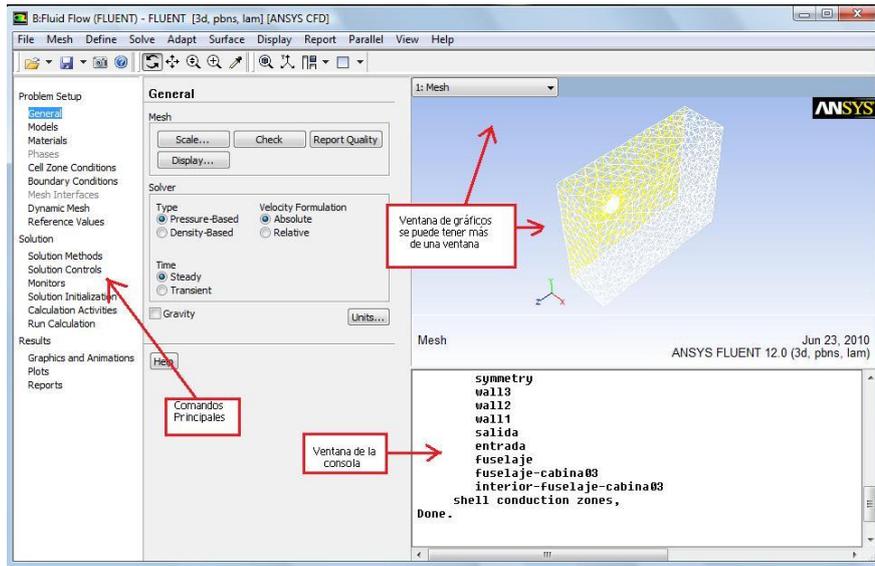


Figura 6.12 Configuración del análisis

En las propiedades generales se eligió la opción pressure-based ya que se aplica para un amplio rango de regímenes de flujo desde flujo lento incompresible hasta flujos a alta velocidad con flujo compresible, algunas de sus ventajas son:

- Se requiere menos memoria
- Permite flexibilidad en el procedimiento de solución.

A la izquierda en Problem Set Up:

- 1) Damos doble click a Models y click en Energy - On

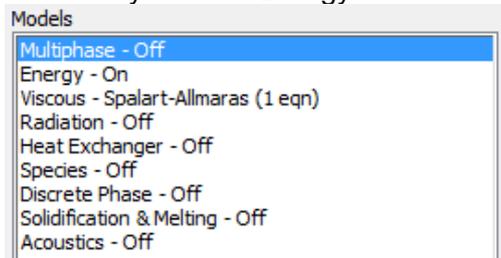


Figura 6.13 Selección del tipo del fluido

- 2) Doble Click en Viscous, se elige Spalart Almaraz (1eqn) y se da click en Aceptar

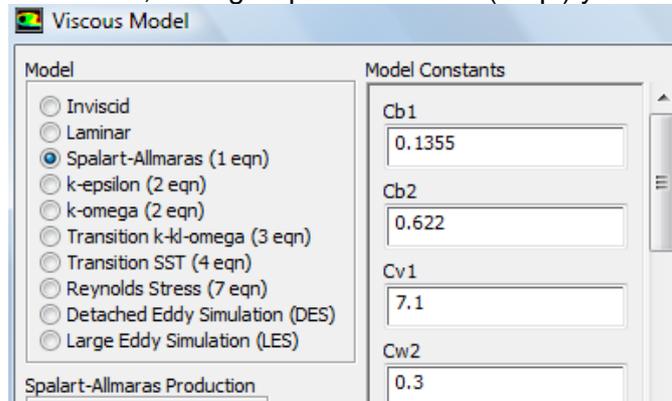


Figura 6.14 Modelo viscoso

Doble click en Materials para inicializar las condiciones del aire y doble click en Air.

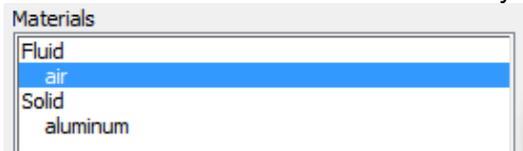


Figura 6.15 Definición del material

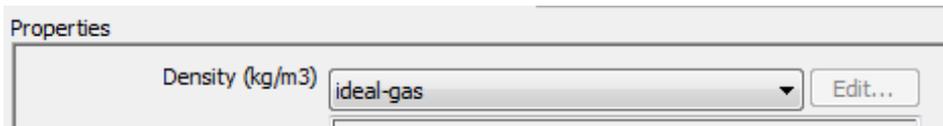


Figura 6.16 Propiedades del fluido

En propiedades se cambia la densidad a ideal-gas ya que lo requiere la condición de frontera que se pondrá más adelante. Click en Aceptar

- 3) Doble click a Boundary Conditions. En este paso se eligen el tipo de las condiciones de frontera que se tendrán en las zonas creadas con anterioridad.

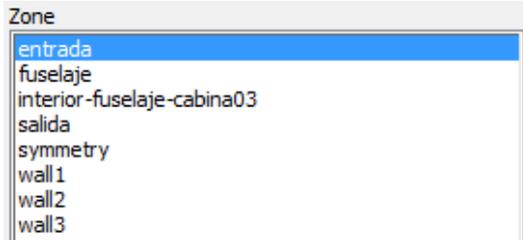


Figura 6.17 Condiciones de frontera

Doble click en entrada

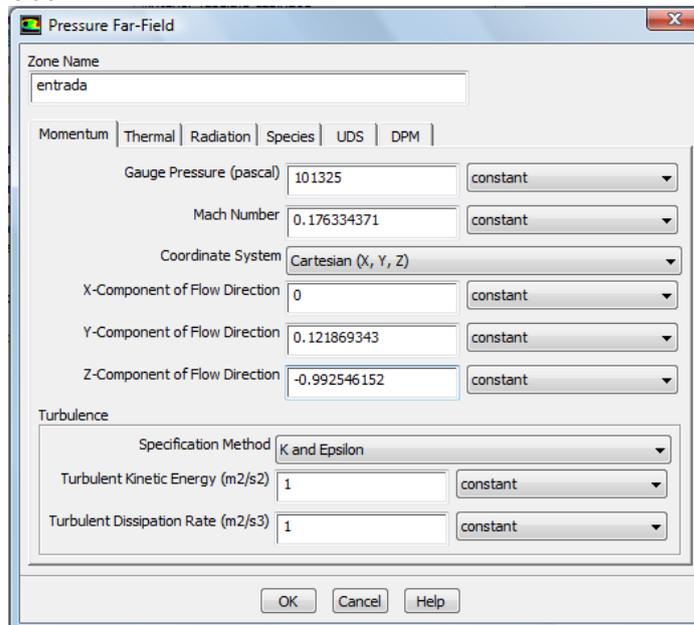


Figura 6.18 Campo de presión



Se introducen las condiciones de la atmósfera a las diferentes altitudes de estudio, para esto se utilizará el tipo de condición Pressure far-field y las condiciones para el primer caso son:

Tabla 6.4 Propiedades generales del aire

Presión (Pa)	Temperatura (K)	Altura (m)	Densidad (kg/m ³)	Viscosidad(kg/ms)	Mach
101325	288.15	0	1.225	1.79E-05	0.17633437

El número de Mach se calcula:

$$a = \sqrt{\gamma RT} \quad (6.5)$$

Siendo:

$$\gamma = 1.4$$

$$R = 287 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$$

$$T = 288.15 \text{ K}$$

$$\text{Mach} = \text{Velocidad} / a$$

En este ejemplo se utilizará el caso de un ángulo de ataque de 7° por lo tanto las componentes son: x=0.121869343 y=0.99254615; las condiciones quedan como se muestra a continuación.

Click en la pestaña Thermal.

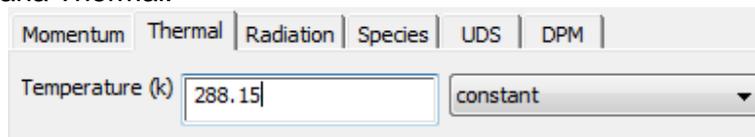


Figura 6.19 Propiedades termicas

Se repite esto con todas las zonas excepto:

-Interior Fuselaje Cabina03

-Symmetry

La primera será de tipo interior y la segunda tipo symmetry

- 4) Doble click en Reference Values. En este apartado se introducen los valores de referencia para el cálculo de los coeficientes como el de levantamiento y el de resistencia al avance.

Compute from: Aquí se necesita especificar una zona de corriente libre en este caso se utilizará la entrada > Entrada

Área: Es necesario especificar el área de referencia la cual será el área frontal proyectada por la cabina esta se puede conocer utilizando la opción del menú general de Set Up, Reports>Projected Areas>Set up> Sobre Z y la zona fuselaje, que se ubica en la parte en la parte inferior.

Length: Se tomara el largo del fuselaje 2m

Reference zone: fuselaje-cabina03

Reference Values	
Compute from	entrada
Reference Values	
Area (m ²)	1.04
Density (kg/m ³)	1.225064
Enthalpy (j/kg)	-8265.353
Length (m)	2
Pressure (pascal)	101325
Temperature (k)	288.1501
Velocity (m/s)	59.98254
Viscosity (kg/m-s)	1.7894e-05
Ratio of Specific Heats	1.4
Reference Zone	
	fuselaje-cabina03

Figura 6.20 Valores de referencia

5) Click en Solution Methods. En este paso se define la exactitud del modelo.

Scheme> SIMPLE

Gradient indica el método de Interpolación. Green-Gauss node based, es más acertado, minimiza difusión falsa, se recomienda para mallas con elementos tri/tet. En los demás apartados se elige Second-Order Upwind, ya que es más certero además es esencial para una malla tri-tet o cuando el flujo no está alineado a la red (malla); aunque la solución puede tardar un poco más para llegar a la convergencia.

Scheme	SIMPLE
Spatial Discretization	
Gradient	Green-Gauss Node Based
Pressure	Second Order
Momentum	Second Order Upwind
Modified Turbulent Viscosity	Second Order Upwind
Energy	Second Order Upwind

Figura 6.21 Metodo de solución

6) Click en Monitors

Es de interés verificar los residuales, c_l y c_d por lo tanto se da doble clic y se seleccionan las casillas Print y Plot de cada uno de estos y la zona de fuselaje.

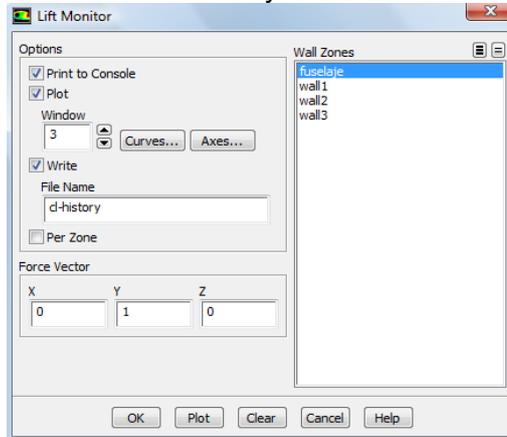


Figura 6.22 Configuración de la grafica

Esto permite ir graficando por cada iteración y conocer el valor final en la pantalla de la consola. Antes de dar click en Ok verificar que el vector de referencia se a el correcto en las casillas From Vector.

7) Click en Solution Initialization



Figura 6.23 Inicio de la solución

Compute from>Entrada
Click en Initialize

8) Click en Run Calculation

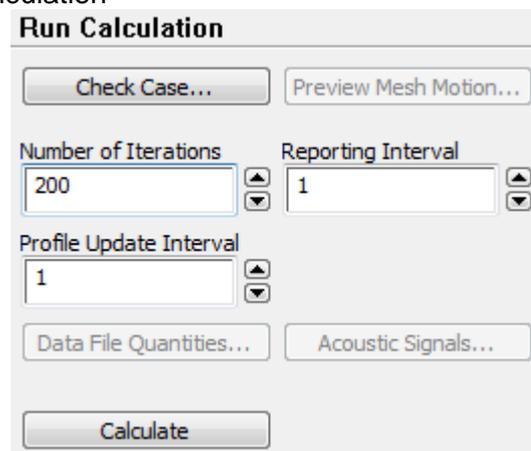


Figura 6.24 Arranque del calculo

Number of iterations > 200

Click en Calculate.

Después de algunas cuantas iteraciones se obtiene la solución, esta aparece en la consola o en archivo .txt que se genera.

Tabla 6.5 Valores de los coeficientes de levantamiento y arrastre

cl	cd
2.28E-01	-3.65E-01

Se pueden visualizar otros datos como la distribución de presiones, distribución de velocidades etc.

Ejemplos de los valores obtenidos observados en gráficas e imágenes son las siguientes:

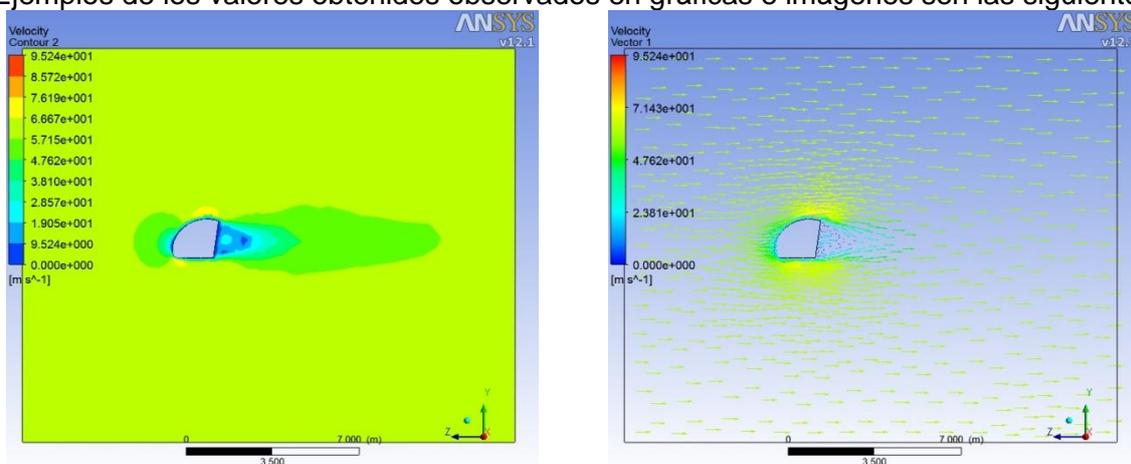


Figura 6.25 Contornos y Vectores de Velocidades a 0m y 7°

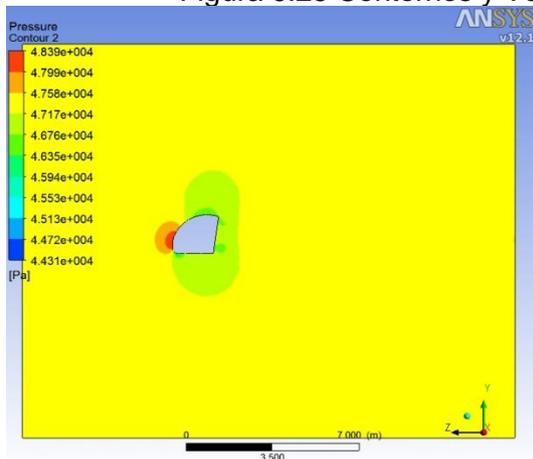


Figura 6.26 Contorno de Presión

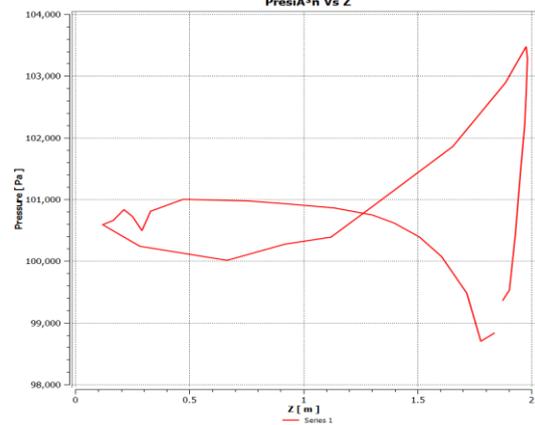


Figura 6.27 Distribución de presiones a lo largo de Z

6.7 Resultados

Para las pruebas realizadas, se utilizaron los siguientes datos de atmósfera estándar, esto es para poder calcular los coeficientes del helicóptero a diferentes alturas.



Tabla 6.6 Valores de las propiedades en función de la altura

Altura	Presión	Temperatura	Densidad	Viscosidad	Mach
1000	101325	288.15	1.225	1.73E-05	0.17633437
2000	79500	281.65	1.007	1.66E-05	0.17835751
4000	61660	262.17	0.819	1.60E-05	0.18486504
6000	47220	249.15	0.66	1.53E-05	0.18963384
8000	36650	236.25	0.526	1.46E-05	0.19474234
10000	26500	223.25	0.414	0.00E+00	0.2003321

Con estos valores realizó el análisis del helicóptero, se consideró variar el ángulo de -7° a 7° ya que es el máximo grado de inclinación del control cíclico y los valores obtenidos son los siguientes:

Tabla 6.7 Valores del c_l y el c_d a distintos ángulos de ataque, de 0 a 4000m de altitud

Ángulo	0		2000		4000	
	c_l	c_d	c_l	c_d	c_l	c_d
7	2.29E-01	-3.65E-01	2.28E-01	-3.65E-01	2.28E-01	-3.66E-01
6.5	2.13E-01	-3.63E-01	2.23E-01	-3.64E-01	2.12E-01	-3.65E-01
6	1.97E-01	-3.62E-01	1.97E-01	-3.62E-01	2.09E-01	-3.63E-01
5.5	1.82E-01	-3.61E-01	1.81E-01	-3.61E-01	2.06E-01	-3.63E-01
5	1.65E-01	-3.60E-01	1.66E-01	-3.60E-01	1.66E-01	-3.61E-01
4.5	1.50E-01	-3.59E-01	1.62E-01	-3.60E-01	1.50E-01	-3.60E-01
4	1.34E-01	-3.58E-01	1.34E-01	-3.59E-01	1.34E-01	-3.59E-01
3.5	1.19E-01	-3.58E-01	1.19E-01	-3.58E-01	1.18E-01	-3.58E-01
3	1.15E-01	-3.57E-01	1.03E-01	-3.57E-01	1.03E-01	-3.57E-01
2.5	8.67E-02	-3.56E-01	8.66E-02	-3.56E-01	9.87E-02	-3.57E-01
2	7.09E-02	-3.55E-01	7.08E-02	-3.55E-01	7.07E-02	-3.56E-01
1.5	5.52E-02	-3.55E-01	5.50E-02	-3.55E-01	5.50E-02	-3.55E-01
1	3.94E-02	-3.54E-01	5.13E-02	-3.54E-01	5.12E-02	-3.55E-01
0.5	2.47E-02	-3.53E-01	4.76E-02	-3.54E-01	2.23E-02	-3.54E-01
0	7.63E-03	-3.53E-01	8.17E-03	-3.54E-01	8.06E-03	-3.54E-01
-0.5	-7.08E-03	-3.53E-01	-7.25E-03	-3.53E-01	-7.38E-03	-3.54E-01
-1	-2.23E-02	-3.53E-01	-2.25E-02	-3.53E-01	-2.26E-02	-3.53E-01
-1.5	-3.79E-02	-3.52E-01	-2.61E-02	-3.53E-01	-3.83E-02	-3.53E-01
-2	-5.36E-02	-3.52E-01	-2.99E-02	-3.52E-01	-5.39E-02	-3.53E-01
-2.5	-6.91E-02	-3.52E-01	-3.36E-02	-3.52E-01	-6.94E-02	-3.53E-01
-3	-8.43E-02	-3.52E-01	-8.45E-02	-3.53E-01	-8.48E-02	-3.53E-01
-3.5	-8.77E-02	-3.52E-01	-9.97E-02	-3.53E-01	-1.00E-01	-3.53E-01
-4	-1.15E-01	-3.52E-01	-1.03E-01	-3.52E-01	-1.15E-01	-3.53E-01
-4.5	3.87E-01	-3.52E-01	-1.30E-01	-3.53E-01	-1.30E-01	-3.53E-01
-5	-1.45E-08	-3.53E-01	-1.45E-01	-3.53E-01	-1.46E-01	-3.53E-01
-5.5	-1.61E-01	-3.53E-01	-1.61E-01	-3.53E-01	-1.61E-01	-3.53E-01
-6	-1.76E-01	-3.53E-01	-1.76E-01	-3.53E-01	-1.64E-01	-3.53E-01
-6.5	-1.76E-01	-3.52E-01	-1.91E-01	-3.53E-01	-1.92E-01	-3.53E-01
-7	-1.82E+00	-3.52E-01	-1.95E-01	-3.52E-01	-2.07E-01	-3.53E-01



Tabla 6.8 Valores del cl y el cd a distintos ángulos de ataque, de 6000 a 10000m de altitud

6000		8000		10000	
cl	cd	cl	cd	cl	cd
2.51E-01	-4.52E-01	2.41E-01	-4.35E-01	2.66E-01	-3.25E-01
2.34E-01	-4.51E-01	2.36E-01	-4.34E-01	2.51E-01	-3.23E-01
2.24E-01	-4.48E-01	2.24E-01	-4.33E-01	2.37E-01	-3.22E-01
2.19E-01	-4.47E-01	2.22E-01	-4.32E-01	2.22E-01	-3.20E-01
1.62E-01	-4.46E-01	2.17E-01	-4.29E-01	2.07E-01	-3.19E-01
1.53E-01	-4.44E-01	2.12E-01	-4.27E-01	1.93E-01	-3.17E-01
1.28E-01	-4.40E-01	1.98E-01	-3.25E-01	1.78E-01	-3.16E-01
1.14E-01	-4.30E-01	1.74E-01	-3.23E-01	1.54E-01	-3.12E-01
1.10E-01	-4.30E-01	1.58E-01	-3.22E-01	1.48E-01	-3.13E-01
1.00E-01	-4.29E-01	1.18E-01	-3.18E-01	1.30E-01	-3.11E-01
9.87E-02	-4.28E-01	1.08E-01	-3.13E-01	1.16E-01	-3.10E-01
6.50E-02	-4.27E-01	1.01E-01	-3.12E-01	1.01E-01	-3.08E-01
9.62E-02	-4.25E-01	9.62E-02	-3.10E-01	8.62E-02	-3.07E-01
7.13E-02	-4.24E-01	7.13E-02	-3.09E-01	7.14E-02	-3.06E-01
3.04E-03	-4.22E-01	5.61E-02	-3.05E-01	5.43E-02	-3.06E-01
-7.68E-03	-4.23E-01	-1.52E-02	-4.23E-01	-1.67E-02	-4.23E-01
-2.96E-02	-4.23E-01	-3.15E-02	-4.23E-01	-3.51E-02	-4.23E-01
-4.83E-02	-4.24E-01	-5.16E-02	-4.24E-01	-5.34E-02	-4.24E-01
-6.39E-02	-4.24E-01	-7.17E-02	-4.25E-01	-7.17E-02	-4.25E-01
-8.34E-02	-4.25E-01	-8.94E-02	-4.26E-01	-8.99E-02	-4.26E-01
-9.28E-02	-4.25E-01	-1.07E-01	-4.26E-01	-1.08E-01	-4.26E-01
-1.25E-01	-4.26E-01	-1.23E-01	-4.27E-01	-1.25E-01	-4.27E-01
-1.43E-01	-4.27E-01	-1.41E-01	-4.28E-01	-1.42E-01	-4.28E-01
-1.60E-01	-4.27E-01	-1.61E-01	-4.29E-01	-1.63E-01	-4.29E-01
-1.77E-01	-4.28E-01	-1.78E-01	-4.30E-01	-1.80E-01	-4.30E-01
-1.94E-01	-4.29E-01	-1.97E-01	-4.31E-01	-1.99E-01	-4.31E-01
-2.11E-01	-4.30E-01	-2.18E-01	-4.32E-01	-2.22E-01	-4.32E-01
-2.28E-01	-4.31E-01	-2.30E-01	-4.33E-01	-2.31E-01	-4.33E-01
-2.45E-01	-4.32E-01	-2.45E-01	-4.33E-01	-2.45E-01	-4.34E-01

Con los valores de la tabla se construyen las gráficas de c_l y c_d que son las siguientes:

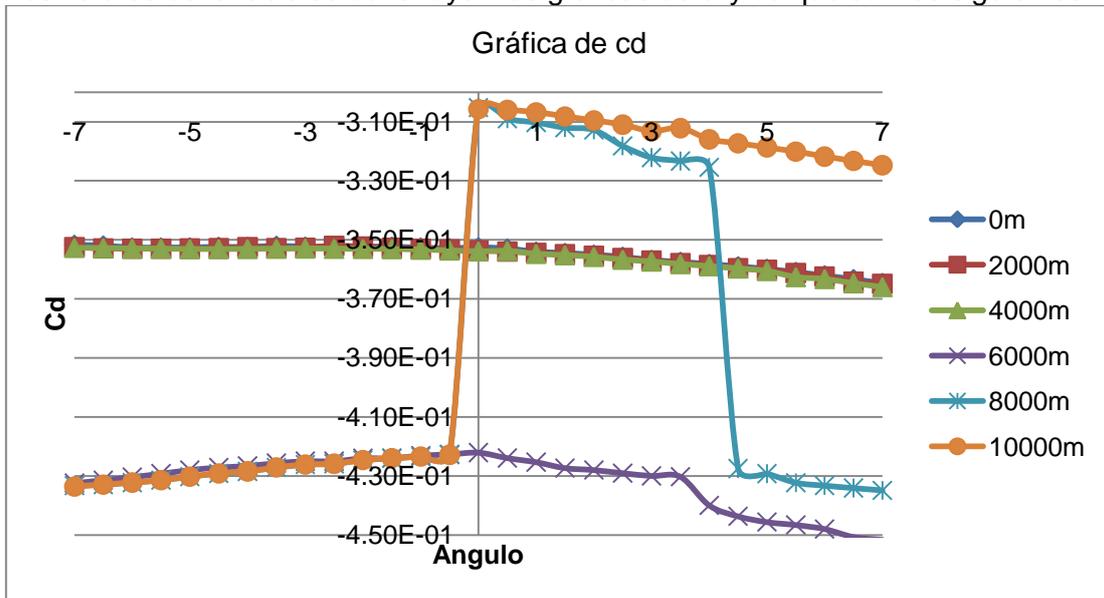


Figura 6.28 Curvas de c_d en función del ángulo a distintas altitudes

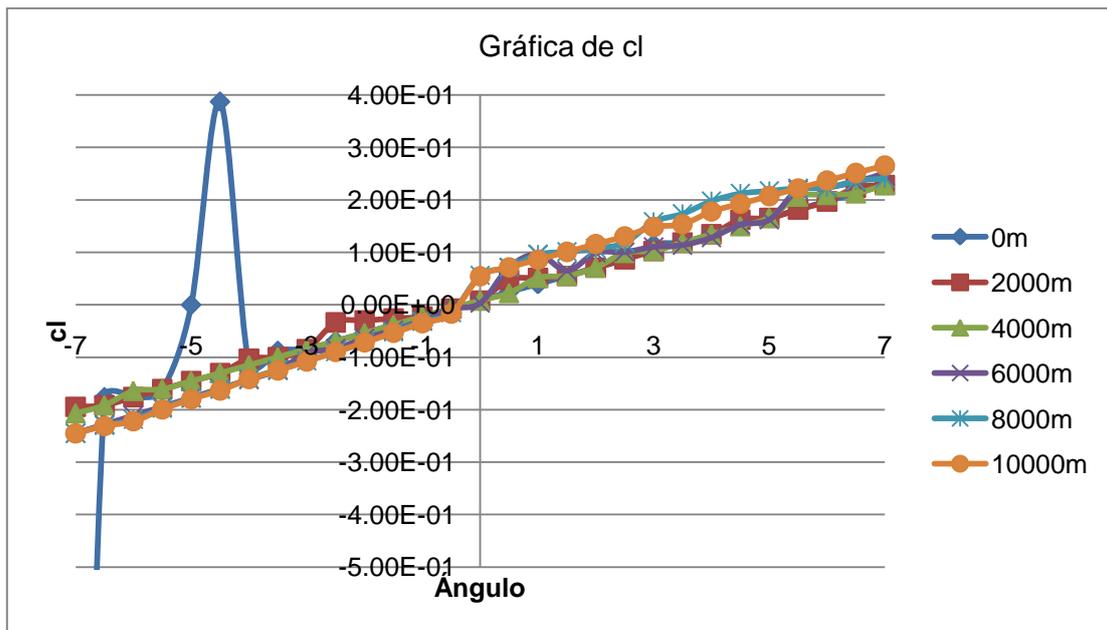


Figura 6.29 Curvas de c_l en función del ángulo a distintas altitudes



Referencias

Capítulo 1

- [1.1] Hernández Rogelio G., *Introducción al diseño del helicóptero*, IPN, 2008.
- [1.2] White Frank M., *Mecánica de Fluidos*, 5ta. Ed., Mc Graw Hill, 2004.
- [1.3] Prouty Raymond W., *Helicopter performance, stability, and control*, Krieger Publishing Company, 1986.
- [1.4] Abbott Ira H./von Doenhoff. A. E., *Theory of Wing Sections: Including a Summary of Airfoil Data*, Dover Publications Inc., 1959.
- [1.5] www.matweb.com

Capítulo 2

- [2.1] Prouty Raymond W., *Helicopter performance, stability, and control*, Krieger Publishing Company, 1986.
- [2.2] Abbott Ira H./von Doenhoff. A. E., *Theory of Wing Sections: Including a Summary of Airfoil Data*, Dover Publications Inc., 1959.
- [2.4] www.nylamid.com.mx
- [2.5] www.luminum.com

Capítulo 3

- [3.1] Matías Adelaido I., *El método del Elemento Finito mediante el Software Ansys*, IPN, 2010.
- [3.2] FAA, *Disposiciones especiales para aprobación ETOPS del tipo de construcción de la FAA, Regulaciones del FAR capítulos 23, 25, 27 y 43*, FAA Regulations, Junio 15 2010.
- [3.3] Sikorsky Aircraft Corporation, *Manual básico de mantenimiento (HMI) Schweizer 333 y 330 Modelo 269D Configuración A*, Schweizer Aircraft Corp., Horseheads NY 14845, 2001.
- [3.4] Sikorsky Aircraft Corporation, *Manual de partes (IPC) Schweizer 333 y 330 Modelo 269D Configuración A*, Schweizer Aircraft Corp., Horseheads NY 14845, 2001.
- [3.5] Callister, W. D., *Introducción a la Ciencia e Ingeniería de los Materiales*, Editorial Reverté, Barcelona, 1997.
- [3.6] Van Vlack, Lawrence H., *Materiales para ingeniería*, CECSA, 1980.
- [3.7] Smith William F., *Fundamentos de la Ciencia e Ingeniería de los materiales*, McGraw-Hill 1992.
- [3.8] www.skf.com

Capítulo 4

- [4.1] Gere, James G., *Mecánica de materiales*, Editorial Thomson, 2006.
- [4.2] Matias Adelaido I., *Análisis estructural*, IPN, 1997.
- [4.3] Faires Virgil M., *Diseño de elementos de máquinas*, Editorial Noriega, 1997.
- [4.4] www.wgmsa.com
- [4.5] www.skf.com

Capítulo 5

- [5.1] FAA, *FAR 27.397*. FAA Regulations, Julio 16 2010.
- [5.2] Eurocopter, *AS 350 B3 Instruction Manual T1*, pp. 12.3. Eurocopter, 2006.



- [5.3] Schweizer, *333 Model 269D configuration "A" helicopter basic handbook of maintenance instructions*, pp.272. Schweizer Aircraft Corp., 2001.
- [5.4] Schweizer, *333 Model 269D configuration "A" helicopter basic handbook of maintenance instructions*, pp. 278, 282. Schweizer Aircraft Corp., 2001.
- [5.5] Eardman, Arthur G./Sandor, George N., *Diseño de mecanismos, análisis y síntesis*, 3a. Ed. pp. 1. Prentice Hall, 1998.
- [5.6] Eardman, Arthur G./Sandor, George N., *Diseño de mecanismos, análisis y síntesis*, 3a. Ed. pp. 178. Prentice Hall, 1998.
- [5.7] Eardman, Arthur G./Sandor, George N., *Diseño de mecanismos, análisis y síntesis*, 3a. Ed. pp. 172. Prentice Hall, 1998.
- [5.8] Prouty Raymond W., *Helicopter performance, stability, and control*, pp.10. Krieger Publishing Company, 1986.
- [5.10] Askeland, Donald R., *Ciencia e ingeniería de materiales*, 3a. Ed., Thomson, 1998.

Capítulo 6

- [6.1] Anderson John D, *Introduction to flight*, McGraw Hill, 2000.



Índice de figuras

Introducción	6
Figura I.1 Helicóptero diseñado por el Ing. Juan Guillermo Villasana	6
Figura I.2 Vista de $\frac{3}{4}$ del helicóptero	7
Capítulo 1 Análisis estructural del sistema de rotor principal mediante el uso de un programa de simulación basado en el método de elemento finito	12
Figura 1.1 Ensamble del rotor principal	13
Figura 1.2 Rotor principal	13
Figura 1.3 División longitudinal de la pala	15
Figura 1.4 Fuerzas sobre la pala	15
Figura 1.5 Perfil NACA 0012	16
Figura 1.6 Coeficiente de Levantamiento y resistencia al avance del perfil NACA 0012	16
Figura 1.7 Fuerzas que actúan sobre la pala	18
Figura 1.8 Cargas aplicadas a la pala	21
Figura 1.9 Deformación total, parte 67-09-01-010	21
Figura 1.10 Esfuerzos, parte 67-09-01-010	21
Figura 1.11 Factor de seguridad en la pala	22
Figura 1.12 Análisis modal (1), parte 67-09-01-010	22
Figura 1.13 Análisis modal (2), parte 67-09-01-010	22
Figura 1.14 Análisis modal (3), parte 67-09-01-010	23
Figura 1.15 Análisis modal (4), parte 67-09-01-010	23
Figura 1.16 Deformación total, parte 67-09-01-007	24
Figura 1.17 Esfuerzos, parte 67-09-01-007	24
Figura 1.18 Factor de seguridad, parte 67-09-01-007	24
Figura 1.19 Análisis modal (1), parte 67-09-01-007	25
Figura 1.20 Análisis modal (2), parte 67-09-01-007	25
Figura 1.21 Análisis modal (3), parte 67-09-01-007	25
Figura 1.22 Análisis modal (4), parte 67-09-01-007	26
Figura 1.23 Deformación total, parte 67-09-01-005	26
Figura 1.24 Esfuerzos, parte 67-09-01-005	26
Figura 1.25 Factor de seguridad, parte 67-09-01-005	27
Figura 1.26 Análisis modal (1), parte 67-09-01-005	27
Figura 1.27 Análisis modal (2), parte 67-09-01-005	27
Figura 1.28 Análisis modal (3), parte 67-09-01-005	28
Figura 1.29 Análisis modal (4), parte 67-09-01-005	28
Figura 1.30 Deformación total, parte 67-09-01-004	28
Figura 1.31 Esfuerzos, parte 67-09-01-004	29
Figura 1.32 Factor de seguridad, parte 67-09-01-004	29
Figura 1.33 Análisis modal (1), parte 67-09-01-004	29
Figura 1.34 Análisis modal (2), parte 67-09-01-004	30
Figura 1.35 Análisis modal (3), parte 67-09-01-004	30
Figura 1.36 Análisis modal (4), parte 67-09-01-004	30
Figura 1.37 Deformación de total, parte 67-09-01-001	31



Figura 1.38 Esfuerzos, parte 67-09-01-001	31
Figura 1.39 Factor de seguridad, parte 67-09-01-001	31
Figura 1.40 Análisis modal (1), parte 67-09-01-001	32
Figura 1.41 Análisis modal (2), parte 67-09-01-001	32
Figura 1.42 Análisis modal (3), parte 67-09-01-001	32
Figura 1.43 Análisis modal (4), parte 67-09-01-001	33
Figura 1.44 Acotación de Tube A	35
Figura 1.45 Acotación de la parte 67-09-01-005	36
Figura 1.46 Acotación de la parte 67-09-01-003	37
Figura 1.47 Acotación de la parte 67-09-01-001	38
Capítulo 2 Análisis estructural de las fuerzas existentes en el rotor de cola mediante el uso de un programa de simulación basado en el método de elemento finito	40
Figura 2.1 Elemento diferencial de la pala	47
Figura 2.2 Esfuerzo equivalente	50
Figura 2.3 Deformación total	50
Figura 2.4 Esfuerzo equivalente del conjunto de rotor de cola	51
Figura 2.5 Deformación total del conjunto de rotor de cola	51
Figura 2.6 Esfuerzo equivalente de la pala del rotor de cola	52
Figura 2.7 Deformación total de la pala del rotor de cola	52
Figura 2.8 Esfuerzo equivalente	53
Figura 2.9 Deformación total	53
Figura 2.10 Deformación total	54
Figura 2.11 Esfuerzo equivalente	54
Figura 2.12 Deformación total debida a la fuerza centrífuga	55
Figura 2.13 Esfuerzo equivalente debido a la fuerza centrífuga	55
Figura 2.14 Esfuerzo equivalente en el conjunto de rotor de cola debido a la fuerza centrífuga	56
Figura 2.15 Deformación total en el conjunto de rotor de cola debido a la fuerza centrífuga	56
Figura 2.16 Esfuerzo equivalente de la pala del rotor de cola debido a la fuerza centrífuga	57
Figura 2.17 Deformación total de la pala del rotor de cola debido a la fuerza centrífuga	57
Figura 2.18 Esfuerzo equivalente del núcleo del rotor de cola debido a la fuerza centrífuga	57
Figura 2.19 Deformación total del núcleo de rotor de cola debido a la fuerza centrífuga	58
Figura 2.20 Esfuerzo equivalente debido a la fuerza centrífuga	58
Figura 2.21 Deformación total debida a la fuerza centrífuga	59
Figura 2.22 Esfuerzo equivalente debido a la fuerza centrífuga	59
Figura 2.23 Deformación total debida a la fuerza centrífuga	59
Figura 2.24 Esfuerzo equivalente debido a la acción del peso	60
Figura 2.25 Deformación total debido a la acción del peso	60
Figura 2.26 Esfuerzo equivalente en la pala del rotor de cola debido al peso	61
Figura 2.27 Deformación total de la pala del rotor de cola debida al peso	61
Figura 2.28 Esfuerzo equivalente del núcleo de rotor de cola debido al peso	62
Figura 2.29 Deformación total del núcleo de rotor de cola debido al peso	62
Figura 2.30 Esfuerzo equivalente debido al peso	62



Figura 2.31 Deformación total debida al peso	63
Figura 2.32 Esfuerzo equivalente debido al peso	63
Figura 2.33 Deformación total debida al peso	64
Figura 2.34 Esfuerzo equivalente debido a la conjunción de las fuerzas de levantamiento, centrifuga y peso	64
Figura 2.35 Deformación total debida a la conjunción de las fuerzas de levantamiento, centrifuga y peso	65
Figura 2.36 Esfuerzo equivalente en el ensamble de rotor de cola debido a la conjunción de las fuerzas de levantamiento, centrifuga y peso	65
Figura 2.37 Deformación total en el ensamble de rotor de cola debido a la conjunción de las fuerzas de levantamiento, centrifuga y peso	66
Figura 2.38 Esfuerzo equivalente en la pala del rotor de cola debido a la conjunción de las fuerzas de levantamiento, centrifuga y peso	66
Figura 2.39 Deformación total debida a la conjunción de las fuerzas de levantamiento, centrifuga y peso	66
Figura 2.40 Esfuerzo equivalente en el núcleo del rotor de cola debido a la conjunción de las fuerzas de levantamiento, centrifuga y peso	67
Figura 2.41 Deformación total en el núcleo del rotor de cola debido a la conjunción de las fuerzas de levantamiento, centrifuga y peso	67
Figura 2.42 Esfuerzo equivalente debido a la conjunción de las fuerzas de levantamiento, centrifuga y peso	67
Figura 2.43 Deformación total debida a la conjunción de las fuerzas de levantamiento, centrifuga y peso	68
Figura 2.44 Esfuerzo equivalente debido a la conjunción de las fuerzas de levantamiento, centrifuga y peso	68
Figura 2.45 Deformación total debida a la conjunción de las fuerzas de levantamiento, centrifuga y peso	68
Figura 2.46 Deformacion de la pala en el primer modo de vibracion	69
Figura 2.47 Deformacion de la pala en el segundo modo de vibracion	69
Figura 2.48 Deformacion de la pala en el tercer modo de vibracion	69
Figura 2.49 Deformacion de la pala en el cuarto modo de vibracion	70
Figura 2.50 Deformación de la pala en el quinto modo de vibración.	70
Figura 2.51 plano del rotor de cola.	71
Capitulo 3. Análisis estructural de la flecha del rotor principal y la flecha del rotor de cola mediante el uso de un programa de simulación basado en el método de elemento finito	77
Figura 3.1 momento aplicado 1994Nm a la flecha del rotor principal se muestra la deformación total	86
Figura 3.2 momento aplicado 1994Nm a la flecha del rotor principal, se muestra esfuerzo equivalente de Von-Mises	86
Figura 3.3 momento aplicado 3521Nm a la flecha del rotor principal con un factor de seguridad de 150%, se muestra la deformación total	86
Figura 3.4 Momento aplicado 3521Nm a la flecha del rotor principal, con un factor de seguridad de 150%, se muestra esfuerzo equivalente de Von-Mises	87
Figura 3.5 Fuerza de levantamiento 5886N aplicado a la flecha, se muestra la deformación total	87
Figura 3.6 Fuerza de 5886N aplicada a la flecha del rotor principal, se muestra esfuerzo equivalente de Von-Mises	87
Figura 3.7 Fuerza de levantamiento 8829N aplicado a la flecha con un factor de seguridad de 150%, se muestra la deformación total	88
Figura 3.8 Fuerza de levantamiento 8829N aplicado a la flecha del rotor principal, con un factor de seguridad de 150% se muestra el esfuerzo equivalente de Von-Mises	88



Figura 3.9 Momento 403Nm aplicado a la flecha del rotor de cola se muestra la deformación total	89
Figura 3.10 Momento 605Nm aplicado a la flecha del rotor de cola, se muestra esfuerzo equivalente de Von-Mises	89
Figura 3.11 Momento 712Nm aplicado a la flecha del rotor de cola con un factor de seguridad de 150%, se muestra la deformación total	90
Figura 3.12 Momento 712Nm aplicado a la flecha del rotor de cola, con un factor de seguridad de 150% se muestra el esfuerzo equivalente de Von-Mises	90
Figura 3.13 Conjunto del mástil y de la flecha del rotor principal	91
Figura 3.14 Plano del diseño de la flecha del rotor principal	92
Figura 3.15 Plano del diseño del mástil	93
Figura 3.16 Plano del balero del proveedor SKF	94
Figura 3.17 Plano del diseño de la flecha del rotor de cola	95
Figura 3.18 (a-b) Detalle de la superficie del metal base	97
Figura 3.18c Superficie esmerilada	97
Figura 3.18d Superficie eletropulida	97
Figura 3.18e Superficie cepillada	97
Figura 3.18f Superficie electropulida	97
Figura 3.19 Plano del diseño de la arandela de la tuerca de la flecha del rotor principal	100
Figura 3.20 Plano del diseño de la tuerca de la flecha del rotor principal	101
Figura 3.21 Plano del diseño del conjunto del collar superior	102
Figura 3.22 Plano del diseño del conjunto del collar inferior	103
Capitulo 4 Análisis estructural de la transmisión de un helicóptero biplaza mediante el uso de un programa de simulación basado en el método de elemento finito de elemento finito	104
Figura 4.1 Rodamiento simple	107
Figura 4.2 Rodamiento de bola	108
Figura 4.3 Rodamiento de rodillo	109
Figura 4.4 Rodamiento de rótula	109
Figura 4.5 Rodamiento de rodillo cilíndrico.	110
Figura 4.6 Rodamiento del eje de rotor de cola	111
Figura 4.7 Rodamiento del eje de rotor principal	111
Figura 4.8 Bomba Livenza B1	113
Figura 4.9 Explosión del sistema de transmisión.	114
Figura 4.10 Esfuerzos totales pieza 63-01-01-001	115
Figura 4.11 Deformaciones totales pieza 63-01-01-001	116
Figura 4.12 Deformación en los diferentes modos de vibración pieza 63-01-01-001	116
Figura 4.13 Esfuerzos totales pieza 63-01-01-002	117
Figura 4.14 Deformaciones totales pieza 63-01-01-002	117
Figura 4.15 Deformaciones totales en los modos de vibracion pieza 63-01-01-002	118
Figura 4.16 Esfuerzos totales pieza 63-01-01-003	118
Figura 4.17 Deformaciones totales pieza 63-01-01-003	119
Figura 4.18 Deformaciones totales en los modos de vibración pieza 63-01-01-003	119
Figura 4.19 Esfuerzos totales pieza 63-01-01-007	120
Figura 4.20 Deformaciones totales pieza 63-01-01-007	120
Figura 4.21 Deformaciones totales en los modos de vibración pieza 63-01-01-007	121



Figura 4.22 Esfuerzos totales pieza 63-01-01-008	121
Figura 4.23 Deformaciones totales pieza 63-01-01-008	122
Figura 4.24 Deformaciones totales en los modos de vibración pieza 63-01-01-008	122
Figura 4.25 Esfuerzos totales pieza 63-01-01-009	123
Figura 4.26 Deformaciones totales pieza 63-01-01-009	123
Figura 4.27 Deformaciones totales en los modos de vibracion pieza 63-01-01-009	124
Figura 4.28 Esfuerzos totales rodamiento RMS 24	124
Figura 4.29 Deformaciones totales rodamiento RMS 24	125
Figura 4.30 Deformaciones totales en los modos de vibracion rodamiento RMS 24	125
Figura 4.31 Esfuerzos totales rodamiento RMS 32	126
Figura 4.32 Deformaciones totales rodamiento RMS 32	126
Figura 4.33 Deformaciones totales en los modos de vibración rodamiento RMS 32	127
Figura 4.34 Pieza 63-01-01-010	127
Figura 4.35 Deformaciones totales pieza 63-01-01-010	128
Figura 4.36 Esfuerzos totales pieza 63-01-01-010	128
Figura 4.37 Deformaciones totales en los modos de vibración pieza 63-01-01-010	129
Figura 4.38 Pieza 63-01-01-012	129
Figura 4.39 Deformaciones totales pieza 63-01-01-012	130
Figura 4.40 Esfuerzos totales pieza 63-01-01-012	130
Figura 4.41 Deformaciones totales en los modos de vibración pieza 63-01-01-012	131
Figura 4.42 Pieza 63-01-01-014	131
Figura 4.43 Deformaciones totales pieza 63-01-01-012	132
Figura 4.44 Esfuerzos totales pieza 63-01-01-014	132
Figura 4.45 Deformaciones totales en los modos de vibración pieza 63-01-01-014	133
Figura 4.46 Pieza 63-01-01-020	133
Figura 4.47 Deformaciones totales pieza 63-01-01-020	134
Figura 4.48 Esfuerzos totales pieza 63-01-01-020	134
Figura 4.49 Deformaciones totales en los modos de vibración pieza 63-001-01-020	135
Figura 4.50 Pieza 63-01-01-021	135
Figura 4.51 Deformaciones totales pieza 63-01-01-021	136
Figura 4.52 Esfuerzos totales pieza 63-01-01-021	136
Figura 4.53 Deformaciones totales en los modos de vibración pieza 63-01-01-021	137
Figura 4.54 Pieza 63-01-01-024	137
Figura 4.55 Deformaciones totales pieza 63-01-01-024	138
Figura 4.56 Esfuerzos totales pieza 63-01-01-024	138
Figura 4.57 Deformaciones totales en los modos de vibración pieza 63-01-01-024	139
Figura 4.58 Plano de la pieza 63-01-01-001	140
Figura 4.59 Plano de la pieza 63-01-01-003	141
Figura 4.60 Plano de la pieza 63-01-01-007	142
Figura 4.61 Plano pieza 63-01-01-021	143
Capitulo 5 Análisis estructural de los eslabones del sistema de control de los rotores principal y de cola mediante un programa de simulación basado en el método de elemento finito	144
Figura 5.1 Mecanismo de cambio de paso cíclico y colectivo	146
Figura 5.2 Mecanismo de cambio de paso del rotor de cola	146



Figura 5.3 Ventana corrediza	148
Figura 5.4 Diagrama cinemático equivalente	148
Figura 5.6 Ensamble, conjunto de control del rotor de cola	149
Figura 5.7 Diagrama cinemático equivalente, paso cíclico longitudinal	149
Figura 5.8 Diagrama cinemático equivalente, paso cíclico lateral	149
Figura 5.9 Diagrama cinemático equivalente, paso colectivo	149
Figura 5.10 Diagrama cinemático equivalente, paso del rotor de cola	150
Figura 5.11 Mecanismo de cuatro barras	151
Figura 5.12 Mecanismo de corredera	151
Figura 5.13 Diagrama de velocidades	152
Figura 5.14-a Diagrama cinemático numerado	153
Figura 5.14-b Diagrama del cíclico longitudinal en tres posiciones	153
Figura 5.15-a Diagrama cinemático numerado	154
Figura 5.15-b Diagrama del cíclico lateral en tres posiciones	154
Figura 5.16-a Diagrama cinemático numerado	155
Figura 5.16-b Diagrama del paso colectivo en dos posiciones	155
Figura 5.17-a Diagrama cinemático numerado	156
Figura 5.17-b Diagrama del paso del rotor de cola	157
Figura 5.18 Configuración original del conjunto de cambio de paso cíclico longitudinal	160
Figura 5.19 Primera configuración alternativa al conjunto de cambio de paso cíclico longitudinal	160
Figura 5.20 Segunda configuración alternativa al conjunto de cambio de paso cíclico longitudinal	160
Figura 5.21 Parte 67-08-01-001 (mallado con refinamiento de 3)	164
Figura 5.22 Parte 67-08-01-001 (esfuerzo máximo de 2.07e8 Pa)	164
Figura 5.23 Parte 67-08-01-001 (análisis del factor de seguridad)	164
Figura 5.24 Parte 67-08-01-001 (análisis de deformación total)	164
Figura 5.25 Parte 67-08-01-004 (mallado con refinamiento de 3)	165
Figura 5.26 Parte 67-08-01-004 (esfuerzo máximo de 8.3e8 Pa)	165
Figura 5.27 Parte 67-08-01-004 (análisis del factor de seguridad)	165
Figura 5.28 Parte 67-08-01-004 (análisis de deformación total)	166
Figura 5.29 Parte 67-08-01-004 (análisis de esfuerzos)	166
Figura 5.30 Parte 67-08-01-004 (análisis del factor de seguridad)	166
Figura 5.31 Parte 67-08-01-004 (análisis de deformación total)	167
Figura 5.32 Propuesta para 67-08-01-001 (esfuerzo máximo de 1.466e8 Pa)	167
Figura 5.33 Propuesta para 67-08-01-001 (factor de seguridad de 1.9)	167
Figura 5.34 Propuesta para 67-08-01-001 (análisis de deformación total)	168
Figura 5.35 Parte 67-08-01-004 (mallado, material titanio y refinamiento de 3)	168
Figura 5.36 Parte 67-08-01-004 (esfuerzo máximo de 4.57e8 Pa)	168
Figura 5.37 Parte 67-08-01-004 (análisis del factor de seguridad)	169
Figura 5.38 Parte 67-08-01-004 (análisis de deformación total)	169
Figura 5.39 Conjunto de control del rotor principal	170
Figura 5.40 Bastón de cambio de paso colectivo	170
Figura 5.41 Componente 67-09-01-010	170
Figura 5.42 Componente 67-01-09-009	170



Figura 5.43 Componente 67-08-01-006	170
Figura 5.44 Componente 67-08-01-002	171
Figura 5.45 Nueva geometría propuesta para 67-08-01-002	171
Figura 5.46 Componente 67-09-01-008	171
Figura 5.47 Componente 67-08-01-005	171
Figura 5.48 Componente 67-08-01-004	171
Figura 5.49 Nueva geometría propuesta para 67-08-01-004	171 171
Figura 5.50 Componente 67-08-01-003	171
Figura 5.51 Componentes 67-06-01-002 y 67-06-01-004	171
Figura 5.52 Componentes 67-05-01-002 y 67-05-01-004	171
Figura 5.53 Análisis de esfuerzos de la parte 67-09-01-010	172
Figura 5.54 Análisis de esfuerzos de la parte 67-01-09-009 en Aluminio	172
Figura 5.55 Análisis de esfuerzos de la parte 67-01-09-009 con un nuevo diámetro	173
Figura 5.56 Análisis de esfuerzos de la parte 67-08-01-006 en Titanio	173
Figura 5.57 Análisis de esfuerzos de la parte 67-08-01-002	173
Figura 5.58 Análisis de esfuerzos de la nueva geometría propuesta para la parte 67-08-01-002	174
Figura 5.59 Análisis de esfuerzos de la parte 67-08-01-005	174
Figura 5.60 Análisis de esfuerzos de la parte 67-08-01-003	174
Figura 5.61 Análisis de esfuerzos de la parte 67-06-01-002	175
Figura 5.62 Análisis de esfuerzos de la parte 67-06-01-004	175
Figura 5.63 Análisis de esfuerzos de la parte 67-05-01-002	175
Figura 5.64 Análisis de esfuerzos de la parte 67-05-01-004	176
Figura 5.65 Conjunto de control del rotor de cola	177
Figura 5.66 Conjunto de control del rotor de cola	177
Figura 5.67 Conjunto de control del rotor de cola	177
Figura 5.69 Componente 67-01-04-15	178
Figura 5.70 Componente 67-01-04-008	178
Figura 5.71 Componente 67-01-04-026	178
Figura 5.72 Componente 01-04-001	178
Figura 5.73 Componente 67-01-03-001	178
Figura 5.74 Componente 67-01-02-012	178
Figura 5.75 Componente 67-01-02-003	178
Figura 5.76 Conjunto 67-01-01-001/67-01-01-002	178
Figura 5.77 Análisis de esfuerzos de la parte 67-01-04-007	179
Figura 5.78 Análisis de esfuerzos de la parte 67-01-04-006 a tensión	179
Figura 5.79 Análisis de esfuerzos de la parte 67-01-04-006 a compresión	179
Figura 5.80 Análisis de esfuerzos de la parte 67-01-04-008	180
Figura 5.81 Análisis de esfuerzos de la parte 67-01-04-026	180
Figura 5.83 Análisis de esfuerzos de la parte 67-01-03-001	180
Figura 5.84 Análisis de esfuerzos de la parte 67-01-02-012	181
Figura 5.85 Análisis de esfuerzos de la parte 67-01-01-001/67-01-01-002	181
Figura 5.86 Vista explotada de los pedales de cambio de paso del rotor de cola	184



Figura 5.87 Plano de la parte 60-01-02-012	185
Figura 5.88 Plano de la parte 67-02-02-003	186
Figura 5.90 Plano de la parte 67-08-01-004	188
Figura 5.91 Plano de la parte 67-04-01-007	189
Capitulo 6 Análisis aerodinámico del fuselaje del helicóptero mediante el uso de un programa de simulación basado en el método de elemento finito	190
Figura 6.1 Fluctuacion de la velocidad con respecto al tiempo	194
Figura 6.2 Implementación del modelo de turbulencia	195
Figura 6.3 Geometria de la cabina	196
Figura 6.4 Operaciones en el modelado de la cabina	197
Figura 6.5 Bosquejo del volumen de control	197
Figura 6.6 Cabina contenida en el volumende control	198
Figura 6.7 Interfaz de Workbench	198
Figura 6.8 Visualización de la geometría en el modulo Geometry	199
Figura 6.9 Selección del tipo de malla	199
Figura 6.10 Visualización de la malla	200
Figura 6.11 Regiones de referencia	201
Figura 6.12 Configuración del analisis	202
Figura 6.13 Selección del tipo del fluido	202
Figura 6.14 Modelo viscoso	202
Figura 6.15 Definición del material	203
Figura 6.16 Propiedades del fluido	203
Figura 6.17 Condiciones de frontera	203
Figura 6.18 Campo de presión	203
Figura 6.19 Propiedades termicas	204
Figura 6.20 Valores de referencia	205
Figura 6.21 Metodo de solución	205
Figura 6.22 Configuracion de la grafica	206
Figura 6.23 Inicio de la solución	206
Figura 6.24 Arranque del calculo	206
Figura 6.25 Contornos y Vectores de Velocidades a 0m y 7°	207
Figura 6.26 Contorno de Presión	207
Figura 6.27 Distribución de presiones a lo largo de Z	207
Figura 6.28 Curvas de cd en función del ángulo a distintas altitudes	210
Figura 6.29 Curvas de cl en función del ángulo a distintas altitudes	210

Índice de tablas

Tabla I.1 Para el presente trabajo, se empleará el sistema internacional de unidades, siendo:	11
Tabla 1.1 Fuerzas centrifugas en cada número de parte	18
Tabla 1.2 Propiedades del Aluminio 7075-O	19
Tabla 1.3 Propiedades del titanio Ti-6Al-4V (Grado 5)	20
Tabla 1.4, Análisis de los resultados obtenidos en ANSYS Workbench	33
Tabla 2.1 Características del helicóptero	43
Tabla 2.2 esfuerzos y deformaciones obtenidas de la simulación del rotor de cola	72



Tabla 2.3 propiedades del acero inoxidable	72
Tabla 2.4 propiedades del Nylamid	73
Tabla 2.5 composición química (%) de los aceros inoxidables austeníticos y aleaciones de níquel	74
Tabla 2.6 propiedades de aleaciones de aluminio para uso aeronáutico	75
Tabla 3.1 Clasificación de los aceros por su aplicación	80
Tabla 3.2 Composición química (%) de los aceros inoxidables austeníticos y aleaciones de níquel	80
Tabla 3.3 De la memoria de cálculo para los siguientes gráficos en el programa ANSYS	85
Tabla 3.4. Defectos superficiales y técnicas para su eliminación	98
Tabla 5.1 Métodos de análisis de fuerzas y pares en mecanismos	147
Tabla 5.2 Cargas en los componentes del ensamble de control del paso cíclico longitudinal (0°)	154
Tabla 5.3 Cargas en los componentes del ensamble de control del paso cíclico lateral (0°)	155
Tabla 5.4 Cargas en los componentes del ensamble de control del paso colectivo (0°)	156
Tabla 5.5 Cargas en los componentes del ensamble de control del rotor de cola (0°)	157
Tabla 5.6 Fuerzas en el bastón de paso cíclico accionado longitudinalmente	158
Tabla 5.7 Fuerzas en el bastón de paso cíclico accionado lateralmente	158
Tabla 5.8 Fuerzas en el bastón de paso colectivo	158
Tabla 5.9 Fuerzas en los pedales del rotor de cola	158
Tabla 5.10 Fuerzas limite del piloto	158
Tabla 5.11 Fuerza requerida en posiciones características	162
Tabla 5.12 Fuerza máxima requerida	162
Tabla 5.13 Identificación y cargas máximas en los componentes del ensamble de control del paso cíclico longitudinal	162
Tabla 5.14 Identificación y cargas máximas en los componentes del ensamble de control del paso cíclico lateral	163
Tabla 5.15 Resumen de los resultados	169
Tabla 5.16 Identificación y cargas máximas en los componentes del ensamble de control del paso colectivo	170
Tabla 5.17 Resumen de los resultados	176
Tabla 5.18 Identificación y cargas máximas en los componentes del ensamble de control del paso de rotor de cola	177
Tabla 5.19 Resumen de los resultados	182
Tabla 6.1 Parámetros de la malla	200
Tabla 6.2 Opciones avanzadas de malla	200
Tabla 6.3 Propiedades de la malla generada	201
Tabla 6.4 Propiedades generales del aire	204
Tabla 6.5 Valores de los coeficientes de levantamiento y arrastre	207
Tabla 6.6 Valores de las propiedades en función de la altura	208
Tabla 6.7 Valores del c_l y el c_d a distintos ángulos de ataque, de 0 a 4000m de altitud	208
Tabla 6.8 Valores del c_l y el c_d a distintos ángulos de ataque, de 6000 a 10000m de altitud	209