

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

DISEÑO DE UN SOPORTE DE FIJACIÓN DE MOTORES DE
COMBUSTIÓN INTERNA DE AEROMODELOS QUE PERMITA MEDIR
EL EMPUJE Y LA TORSIÓN.

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela

Por el bachiller:

Iván R. Udiz F.

Para optar al Título
De Ingeniero Mecánico

Caracas, 2010

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

DISEÑO DE UN SOPORTE DE FIJACIÓN DE MOTORES DE
COMBUSTIÓN INTERNA DE AEROMODELOS QUE PERMITA MEDIR
EL EMPUJE Y LA TORSIÓN.

Tutor Académico: Prof. Pedro Cadenas.

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela

Por el bachiller:

Iván R. Udiz F.

Para optar al Título
De Ingeniero Mecánico

Caracas, 2010



Caracas, 04 de noviembre de 2010

ACTA

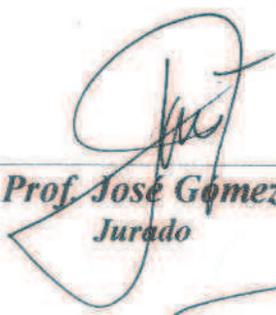
Los abajo firmantes, Miembros del Jurado Examinador designado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por el Bachiller:

IVÁN UDIZ

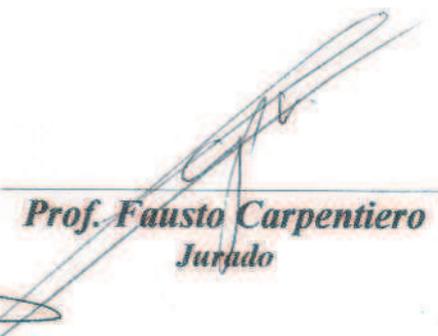
Titulado:

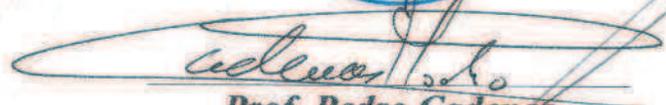
“DISEÑO DE UN SOPORTE DE FIJACIÓN DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA DE AEROMODELOS QUE PERMITA MEDIR EL EMPUJE Y LA TORSIÓN”

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el Plan de Estudios conducente al Título de Ingeniero Mecánico.


Prof. José Gómez
Jurado




Prof. Fausto Carpentiero
Jurado


Prof. Pedro Cadenas
Tutor

Iván R. Udiz F.

**DISEÑO DE UN SOPORTE DE FIJACION DE MOTORES DE
COMBUSTION INTERNA DE AEROMODELOS QUE PERMITA
MEDIR EL EMPUJE Y LA TORSION.**

Tutor Académico: Prof. Pedro Cadenas

**Tesis, Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería
Mecánica**

Palabras clave: Diseño, Aeronaves, Aeromodelos, motores.

RESUMEN:

En el presente trabajo se buscó solventar las necesidades de la empresa G&F Tecnología en materia aeronáutica, ya que ésta se dedica a la fabricación y comercialización de aeromodelos y aviones a escala, por lo mismo, trabajan constantemente con motores de combustión interna recíprocos tanto nuevos como usados y la empresa desea conocer el funcionamiento en tierra de dichos motores, obtener sus curvas de empuje, momento, potencia contra revoluciones por minuto entre otras variables y así evaluar la variación de estas características producto de las horas de vuelo de los motores usados y corroborar el estado de los motores nuevos. El presente diseño es el pilar fundamental de su futuro banco de ensayos de motores de combustión interna de aeromodelos. Por lo mencionado anteriormente, se diseñó un dispositivo capaz de soportar y medir las variables de empuje y torsión de cinco (5) de los modelos de motores más usados por la empresa. En el presente trabajo se podrán observar las distintas fases del diseño conceptual hasta el diseño de detalle de todas las piezas que conforman este soporte de motores de combustión interna de aeromodelos.

DEDICATORIA

A DIOS, por ser mi guía en todo momento.

A San Miguel Arcángel, por su protección y por abrirme los caminos.

A mis padres, por su amor y apoyo incondicional.

A mis hermanos, Miguel y Edgar por ser unas personas especiales.

A mis amigos, mi familia, y a mi cachorro.

AGRADECIMIENTOS

Principalmente me gustaría dedicarle mis más sinceros agradecimientos al ingeniero Fernando Capace por darme la oportunidad de adentrarme en este trabajo, al igual que al profesor Pedro Cadenas, de la escuela de ingeniería mecánica de la Universidad Central de Venezuela por ayudarme cuando más lo necesitaba y por aceptar ser mi tutor académico en este trabajo especial de grado.

A la Universidad Central de Venezuela, le debo toda mi formación profesional por lo que expreso mi gran orgullo de haber formado parte de esta institución y le agradezco a la empresa G&F Tecnología C.A. por haberme facilitado sus instalaciones y equipos para la realización de este trabajo. También al personal de esta empresa por la ayuda y el apoyo que me ofrecieron.

INDICE

INDICE.....	VI
INDICE DE FIGURAS.....	XI
INDICE DE TABLAS.....	XIV
INTRODUCCION.....	1
Objetivo general.....	3
Objetivos específicos.....	3
Alcances y limitaciones.....	4
1. MARCO TEORICO.....	5
1.1 Los motores de combustión interna.....	5
1.1.1 Motores de combustión intermitente.....	6
1.1.1.1 Los motores recíprocos.....	6
A.- De dos tiempos.....	6
B.- De cuatro tiempos.....	7
1.1.1.2 Los motores rotativos.....	7
1.1.2 Motores de combustión continua.....	9
1.2 El aeromodelismo.....	9
1.2.1 Vehículos aéreos no tripulados.....	10
1.2.2 Clasificación de los UAV.....	12
1.2.3 Aplicaciones de los UAV.....	12
1.3 Dispositivos de medición de fuerza.....	13
1.4 Metodología del diseño.....	16
1.4.1 Identificación del problema.	17
1.4.2 Ideas preliminares.	18
1.4.3 Perfeccionamiento.	18
1.4.4 Análisis.	19
1.4.5 Decisión.	19
1.4.6 Realización.	19

1.5 Banco de pruebas para motores de combustión interna.....	20
1.5.1 Elementos que componen un banco de pruebas.....	20
1.5.2 Esquema de un banco de pruebas.....	22
2 METODOLOGIA DEL DISEÑO.....	23
2.1 Identificación del problema.....	23
2.2 Perfeccionamiento del problema.....	24
2.3 Análisis.....	27
2.3.1 Propuesta 1.....	28
2.3.2 Propuesta 2.....	29
2.3.3 Propuesta 3.....	29
2.3.4 Propuesta 4.....	30
2.3.5 Propuesta 5.....	32
2.3.6 Propuesta 6.....	32
2.3.7 Propuesta 7.....	33
2.4 Determinación de los parámetros de diseño.....	34
2.5 Decisión.....	35
3. DESARROLLO Y RESULTADOS.....	37
3.1 Descripción superficial del dispositivo.....	37
3.2 Selección de la instrumentación para las mediciones de fuerzas.....	39
3.3 Materiales de fabricación utilizados en el diseño.....	41
3.3.1 Aleación de aluminio 6005-T4.....	41
3.3.2 Aleación de acero según la norma ASTM A36.....	43
3.3.3 Acero AISI 4140.....	44
3.3.4 Aleación de acero según la norma ASTM A500.....	45
3.4 Accesorio de medición de torsión.....	46
3.4.1 Placa de soporte de motores universal.....	47
3.4.2 Eje rodamiento-placa.....	48
3.4.3 Selección del rodamiento.....	49
3.4.4 Placa trasera del accesorio de medición de la torsión.....	50

3.4.5 Sujetador de la celda de carga.....	51
3.4.6 Soportes perpendiculares.....	52
3.4.7 Placa de montura del motor DA-50R.....	53
3.5 Carro de medición de empuje.....	54
3.5.1 Barra frontal de soporte.....	55
3.5.2 Barra superior de soporte.....	56
3.5.3 Barra trasera de soporte.....	56
3.5.4 Barra inferior de soporte.....	57
3.5.5 Perno de separación de las barras inferiores.....	58
3.5.6 Travesaño liso.....	59
3.5.7 Placas laterales.....	59
3.5.8 Placa transmisora de empuje.....	60
3.5.9 Selección de correderas.....	61
3.5.10 Placa de apoyo de la bancada.....	62
3.5.11 Placa de medición y soporte de la fuerza de empuje.....	63
3.6 Mesa de apoyo.....	64
3.6.1 Armadura de la mesa.....	65
3.6.2 Tabla de madera de apoyo.....	66
3.6.3 Lámina de soporte de instrumentos en posición vertical.....	66
3.6.4 Plancha inferior de la mesa.....	67
3.7 Elementos de unión.....	68
3.8 Estimación de los costos de fabricación del dispositivo.....	69
3.9 Montura de un turborreactor en miniatura en el dispositivo.....	72
3.10 Algunas consideraciones adicionales de seguridad.....	73
3.11 Instrucciones para el uso del dispositivo.....	74
4 CONCLUSIONES.....	77
5 RECOMENDACIONES.....	78
6 BIBLIOGRAFIA.....	79
7 ANEXO A (CALCULOS).....	82

7.1 ANEXO A.1: Cálculo de las piezas del accesorio de medición de la torsión.....	82
7.2 ANEXO A.2: Cálculo de las piezas del carro de medición de empuje.....	93
7.3 ANEXO A.3: Cálculo de las piezas de la mesa de apoyo y métodos de unión.....	110
8 ANEXO B (PLANOS).....	126
Explosión del soporte.....	Exp-A
Vista general del soporte.....	A.0
Viga 40x40x2.5x1200 taladrada.....	A.1
Viga con perfil en ELE (lado derecho).....	A.2
Viga con perfil en ELE (lado izquierdo).....	A.3
Plancha inferior de la mesa.....	A.4
Lámina de soporte de instrumentos en posición vertical.....	A.5
Cobertor acrílico propuesto.....	A.6
Tabla de madera de apoyo.....	A.7
Explosión del carro de medición de empuje.....	Exp-B
Vista general del carro de medición de empuje.....	B.0
Barra frontal de soporte.....	B.1
Barra inferior de soporte (rosca invertida).....	B.2
Barra inferior de soporte (rosca normal).....	B.3
Barra superior de soporte.....	B.4
Barra trasera de soporte.....	B.5
Placa de apoyo de la bancada.....	B.6
Perno de separación.....	B.7
Placa transmisora de empuje.....	B.8
Placas laterales.....	B.9
Placa de medición y soporte de la fuerza de empuje.....	B.10
Travesaño liso.....	B.11

Explosión del accesorio de medición de la torsión.....	Exp-C
Vista general del accesorio de medición de la torsión.....	C.0
Placa de soporte de motores universal.....	C.1
Placa trasera del accesorio de medición de la torsión.....	C.2
Sujetador de la celda de carga.....	C.3
Eje rodamiento-placa.....	C.4
Soportes perpendiculares.....	C.5
Placa de montura del motor DA-50R.....	C.6

INDICE DE FIGURAS

Fig.1.1. Motor de dos tiempos.....	6
Fig.1.2. Funcionamiento del motor reciproco de cuatro tiempos.....	7
Fig. 1.3. Ciclo del motor Wankel (Admisión (1), compresión (2), Explosión (3), Escape (4)).....	8
Fig. 1.4. Ejemplo de un turborreactor y ciclo Brayton ideal.....	9
Fig.1.5. Reproducción a escala del F-5 del equipo español en el 2007 Jet World Master en Enniskillen, Irlanda del norte.....	10
Fig. 1.6 Un MQ-9 Reaper, un UAV con capacidad de ataque con misiles y con un motor reciproco trasero como sistema de propulsión.....	11
Fig. 1.7. Avión de vigilancia no tripulado RQ-4 Global Hawk.....	12
Fig. 1.8. Dinamómetros manuales.....	15
Fig. 1.9. Dinamómetros estacionarios.....	15
Fig. 1.10. Algunos modelos de celdas de carga.....	16
Fig. 1.11. Esquema de un banco de pruebas básico para motores de automóviles.....	22
Fig. 2.1. MAX-061FX de O.S Engines.....	25
Fig. 2.2. DA-50-R de Desert Aircraft.....	25
Fig. 2.3. Fuji BT-64EIS de Fuji Engines.....	26
Fig. 2.4. G800BPU de ZENOAH.....	26
Fig. 2.5. 212i B4/QS de 3W-Modellmotoren.....	27
Fig. 2.6. Propuesta 1.....	28
Fig. 2.7. Propuesta 2.....	29
Fig. 2.8. Propuesta 3.....	30
Fig. 2.9. Propuesta 4.....	31
Fig. 2.10. Propuesta 5.....	32
Fig. 2.11. Propuesta 6.....	32
Fig. 2.12. Propuesta 7.....	33

Fig. 3.1 Mecanismo de medición de torque y empuje de motores de aeromodelos.....	37
Fig. 3.2. Motor ZDZ 420cc B4 Quad UAV.....	39
Fig. 3.3. Celda de carga FUTEK LCM-200.....	40
Fig. 3.4. Kit USB para celdas de carga FUTEK.....	40
Fig. 3.5. Vista general del accesorio de medición de torsión.....	47
Fig. 3.6. Placa de soporte universal de motores.....	48
Fig. 3.7. Eje rodamiento-placa.....	49
Fig. 3.8. Unidad de rodamiento SKF FY 12 TF.....	50
Fig. 3.9. Placa trasera del accesorio de medición de la torsión.....	51
Fig. 3.10. Sujetador de la celda de carga.....	51
Fig. 3.11. Soportes perpendiculares.....	52
Fig. 3.12. Placa de montura del motor DA-50R.....	53
Fig. 3.13. Vista general del carro de medición de empuje.....	54
Fig. 3.14. Barra frontal de soporte.....	55
Fig. 3.15. Barra superior de soporte.....	56
Fig. 3.16. Barra trasera de soporte.....	57
Fig. 3.17. Barras inferiores de soporte (derecha e izquierda).....	58
Fig. 3.18. Perno de separación.....	59
Fig. 3.19. Travesaño liso.....	59
Fig. 3.20. Placa lateral.	60
Fig. 3.21. Placa transmisora de empuje.....	61
Fig. 3.22. Corredera Chambrelan R26 de 200 mm de longitud.....	62
Fig. 3.23. Placa de apoyo de la bancada.....	62
Fig. 3.24. Placa de medición y soporte de la fuerza de empuje.....	63
Fig. 3.25. Vista general de la mesa de apoyo.....	64
Fig. 3.26. Armadura de la mesa.....	65
Fig. 3.27. Tabla de madera de apoyo.....	66
Fig. 3.28. Lámina de soporte de instrumentos en posición vertical.....	67

Fig. 3.29. Plancha inferior de la mesa.....	67
Fig. 3.30. Maquina TORMACH Personal CNC 1100.....	70
Fig. 3.31. Turborreactor miniatura JETCAT P80-SE.....	72
Fig. 3.32. Vista previa del turborreactor JETCAT P80-SE montado en el carro de medición.....	73
Fig. 3.33. Cobertor acrílico propuesto para el dispositivo.....	74
Fig. 3.34. Posiciones de los tornillos de acoplamiento según el modelo de motor.....	75

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1. Datos de los motores.....	24
Tabla 2.2. Resultados de la encuesta de parámetros de diseño.....	34
Tabla 2.3. Matriz morfológica.....	35
Tabla 3.1. Composición química de la aleación de aluminio 6005.....	41
Tabla 3.2. Composición química del A36.....	43
Tabla 3.3. Propiedades del A36.....	43
Tabla 3.4. Propiedades del acero 4140 con diferentes tratamientos térmicos.....	44
Tabla 3.5. Composición química del acero AISI 4140.....	45
Tabla 3.6. Propiedades físicas y mecánicas del acero AISI 4140.....	45
Tabla 3.7 Propiedades térmicas y eléctricas del acero AISI 4140.....	45
Tabla 3.8 Composición química y propiedades mecánicas de las aleaciones de acero ASTM A500.....	46
Tabla 3.9. Métodos de unión para el accesorio de medición de la torsión.....	68
Tabla 3.10. Métodos de unión seleccionados para la mesa de apoyo.....	68
Tabla 3.11. Métodos de unión seleccionados para el carro de medición de empuje.....	69
Tabla 3.12. Estimación de costos de fabricación del dispositivo.....	71

Introducción

El aeromodelismo es una práctica en donde la ingeniería y el deporte se unen para dar como resultado, modelos a escala, o inclusive prototipos, de aeronaves de pequeñas y medianas dimensiones, es practicado a nivel mundial pero especialmente en países con un gran desarrollo en el ámbito tecnológico. El aeromodelismo tiene una gran cantidad de vertientes, destacando la rama deportiva, en la cual compiten varios modelos en diferentes categorías. También estos modelos están ganando terreno en el ámbito civil, como por ejemplo: extinguiendo incendios forestales, vigilancia de grandes extensiones de terreno, fumigación de cosechas (Fig. 1), supervisión de oleoductos, etc. Actividades que son repetitivas e inclusive aburridas para los que la ejercen. Es importante destacar que la gran mayoría de estos modelos son controlados a distancia mediante señales de radiofrecuencia, logrando así, una autonomía de vuelo superior sobre sus similares dirigidos por extensos cables de control.

En Venezuela, el aeromodelismo está ganando terreno, existen una cantidad importante de clubes de competición en donde los entusiastas de este deporte comparten experiencias y soporte técnico para los modelos. Igualmente, grandes instituciones académicas del país participan en grandes desafíos como es el caso de la competencia de la Sociedad de Ingenieros Automotrices (SAE – “Society of Automotive Engineers”) en su rama aeronáutica, en donde se diseñan y fabrican prototipos de aeronaves con especificaciones fijadas por el organizador del evento y, posteriormente, se evalúan contra otros modelos fabricados por otras universidades de todo el mundo. Estos eventos promueven la creatividad de los futuros egresados de ingeniería y ayuda a promover la innovación en el país de nuevas tecnologías en la rama aeronáutica.

La mayoría de los motores utilizados por estos aparatos son, en su gran mayoría, motores pequeños de combustión interna o comúnmente conocidos

como “de pistón” o recíprocos. Estos motores debido al uso continuo y repetido en el tiempo van acumulando desgaste, perdiendo así sus capacidades originales de potencia máxima, torque, y empuje (al estar acoplada una hélice). En Venezuela no se cuenta con ningún dispositivo o banco de pruebas que permita medir estas variables y, por lo tanto, se desconoce el estado de estos motores de aeromodelismo luego de un gran número de horas de funcionamiento, esto representa un gran problema ya que, al estar en vuelo la aeronave con un motor desgastado, podría originar la pérdida total del equipo por fallas del motor y posterior estrellamiento de la aeronave, originando grandes pérdidas económicas para el propietario de la misma.

Debido a lo anterior, la empresa venezolana G&F Tecnología, altamente reconocida por la fabricación de aeromodelos de gran autonomía de vuelo para usos civiles primordialmente, se encuentra interesada en la fabricación de un mecanismo que les permita realizar mediciones en tiempo real del torque, empuje y potencia máxima de los motores de combustión interna de aeromodelos que ellos poseen (algunos de ellos de gran uso por competidores de aeromodelismo a nivel nacional), y de esta manera, evitar la destrucción de las aeronaves por estrellamiento, ya que la mayoría de estos motores tienen gran cantidad de horas de uso y desean conocer sus actuales capacidades para adaptar los diseños de aeromodelos a las nuevas condiciones del motor. También, el conocimiento con certeza del comportamiento de las variables antes citadas, permitirá el desarrollo de nuevos diseños de estructuras de soporte internas de los motores dentro de la aeronave con materiales más livianos que resistan las sollicitaciones generadas por los motores y aumentando la autonomía de vuelo del aeromodelo.

OBJETIVOS Y ALCANCES

Objetivo General: Diseñar un soporte de fijación de motores de combustión interna de aeromodelos que permita medir el empuje y la torsión.

Objetivos específicos:

- Realizar una recopilación bibliográfica acerca del aeromodelismo y de los motores recíprocos a gasolina que la mayoría de esos modelos usan.
- Indagar acerca de la metodología del diseño.
- Recopilar información acerca de los dispositivos de medición de carga que pudieran incorporarse al mecanismo de medición de torsión y empuje de motores.
- Aplicar la metodología de diseño para generar una solución óptima.
- Seleccionar el sistema de medición de carga mecánica.
- Diseñar los elementos que compondrán el soporte, realizando un dibujo 3D de cada una de los elementos y del ensamblaje completo mediante el uso de un programa informático de dibujo CAD. Dicho mecanismo deberá admitir la montura de cualquiera de los cinco modelos de motores poseídos por la empresa.
- Realizar el diseño de detalle (cálculos).
- Seleccionar materiales de construcción del mercado interno nacional primordialmente.
- Estimar los costos de fabricación del soporte.
- Redactar el manual de fabricación.
- Elaborar los planos de construcción.

Alcances y limitaciones:

El diseño de este mecanismo de medición de torque y empuje de los motores es el pilar fundamental para la concepción del futuro banco de pruebas, dicho diseño estará sujeto a las siguientes consideraciones:

1. Los cinco modelos de motores que serán tomados en cuenta para el desarrollo de este trabajo especial de grado son los siguientes: MAX-0,61FX de O.S. Engines, DA-50-R de Desert Aircraft, BT-64EIS de Fuji Engines, G800BPU de Zenoah, y 212i B4/QS de 3W Modell Motoren.
2. Los materiales de construcción del soporte serán del mercado nacional primordialmente.
3. El mecanismo para medir torsión y empuje de motores de combustión interna de aeromodelos deberá ser de fácil instalación, operación y mantenimiento.

1.- Marco Teórico

1.1 Motor de combustión interna:

El motor de combustión interna es aquel en el cual ocurre la combustión del combustible y el oxidante en el interior de una cámara de combustión. En un motor de combustión interna la expansión de los gases a altas temperaturas y presiones producidas por la combustión, aplica una fuerza a unos elementos móviles del motor, como pistones o alabes de turborreactores moviéndolos una cierta distancia, generando energía mecánica útil.[9]

El término “motor de combustión interna” usualmente se refiere a un motor en el cual la combustión es intermitente, como los motores de pistones de dos y cuatro tiempos, así como otras variantes, como por ejemplo el motor rotativo Wankel. Una segunda clase de motores de combustión interna usan combustión continua, como los turborreactores, motores jet, motores de cohetes, cada uno de ellos son motores de combustión interna trabajando bajo el mismo principio descrito anteriormente.

El motor de combustión interna es muy diferente al de combustión externa, como los generadores de vapor o motores Stirling, en el cual la energía es entregada a un fluido de trabajo (aire, agua, sodio líquido, entre otros) sin que este sea contaminado o mezclado con los productos de la combustión.

Un gran número de diseños diferentes para motores de combustión interna han sido desarrollados y construidos, con una variedad de fortalezas y debilidades. Impulsados por un combustible de gran poder calorífico (Gasolina, Diesel entre otros derivados del petróleo), los motores de combustión interna entregan una excelente relación potencia-peso con algunas deficiencias. Mientras ha existido y todavía existe una gran cantidad de aplicaciones estacionarias (generación de energía eléctrica), la mayor Fortaleza de estos motores son las aplicaciones

móviles como ser la fuente de potencia para automóviles, aeronaves, vehículos marítimos desde los más pequeños hasta los más grandes en el mundo cotidiano. [9]

Los motores se pueden clasificar de muchas maneras: por el ciclo de potencia que usan (ciclo Otto, Diesel, Brayton, etc.), por su fuente de energía, el uso del motor o por el sistema de enfriamiento que usan. Si clasificamos los tipos de motores de combustión interna más comunes según sus principios de funcionamiento tenemos:

1.1.1 Motores de combustión intermitente

1.1.1.1 Motores recíprocos:

A.- Dos Tiempos: Este sistema consigue combinar un tiempo de potencia por cada dos tiempos del movimiento del pistón dentro de la cámara de combustión, esto se consigue expulsando los gases de escape y recargando el cilindro con nueva mezcla aire-combustible al mismo tiempo. Un ejemplo de este tipo de motor es mostrado en la Figura 1.1.

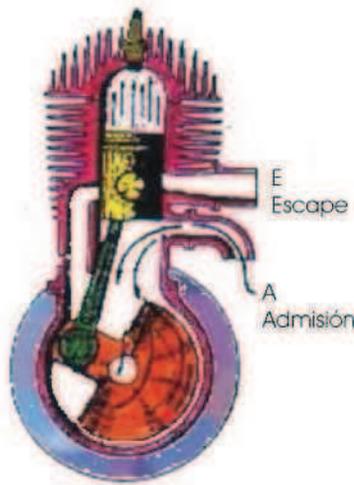


Fig.1.1. Motor de dos tiempos.

B.- Cuatro tiempos: Motores basados en el ciclo de potencia Otto y diesel, se obtiene un solo tiempo de potencia por cada cuatro movimientos del pistón dentro del cilindro. En la Figura 1.2 se pueden observar los cuatro tiempos que ocurren dentro del cilindro: ocurre un tiempo de admisión en el cual se succiona aire para posteriormente comprimirlo (segundo tiempo), luego, se incendia la mezcla (tercer tiempo) produciendo una fuerza que impulsa el pistón hacia abajo generando potencia mecánica para finalmente dejar escapar los gases de escape (cuarto tiempo), este tipo de motor es el más común en los automóviles, algunas motocicletas y en ciertos modelos de vehículos marítimos y aéreos.[27]

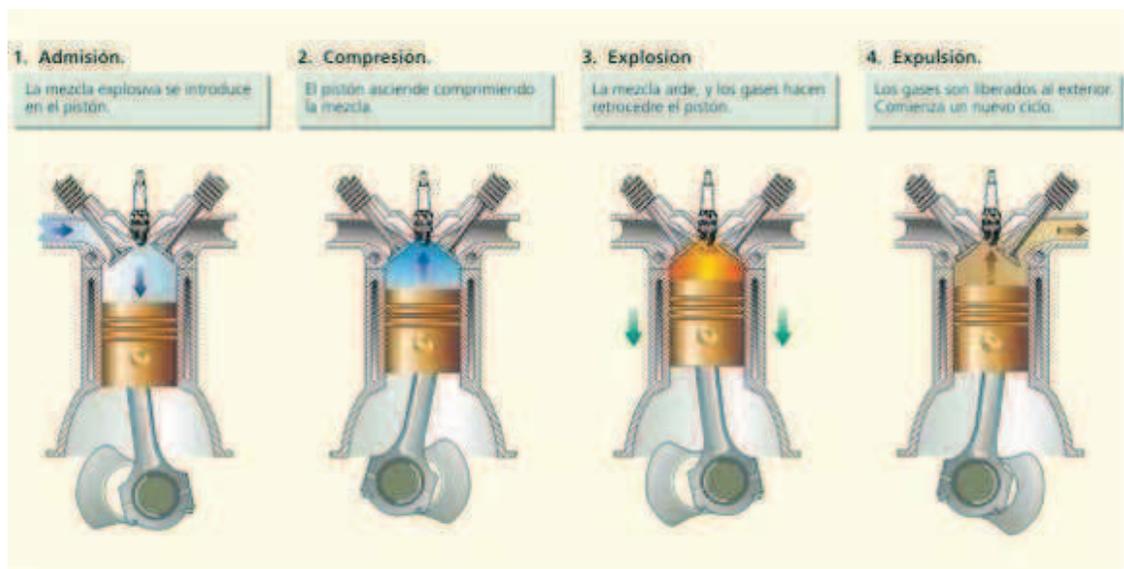


Fig.1.2. Funcionamiento del motor recíproco de cuatro tiempos.

1.1.1.2 Motores rotativos:

El motor rotativo más conocido hasta el momento es el motor Wankel [26], el cual no posee pistones, sino un eje con una geometría peculiar que gira confinado dentro del bloque, dicho eje gira dentro del bloque directamente gracias al proceso de combustión, opera de manera similar a los motores de

cuatro tiempos y en términos termodinámicos utiliza el ciclo Otto aunque este tipo de motor tenga tres ciclos de potencia por cada revolución del eje motor proporcionando una mejor relación potencia-peso que los motores de pistón, este tipo de motor no es muy común. Se puede notar la similitud del ciclo de este motor con el ciclo del motor de cuatro tiempos en la Figura 1.3. En el primer tiempo ocurre la admisión de la mezcla aire-combustible, esta mezcla luego se comprime en el segundo tiempo para luego ser incendiada en el tercero, y finalmente, ocurre el escape de los gases en el cuarto tiempo, todo lo anterior ocurre tres veces por cada revolución del eje motor.

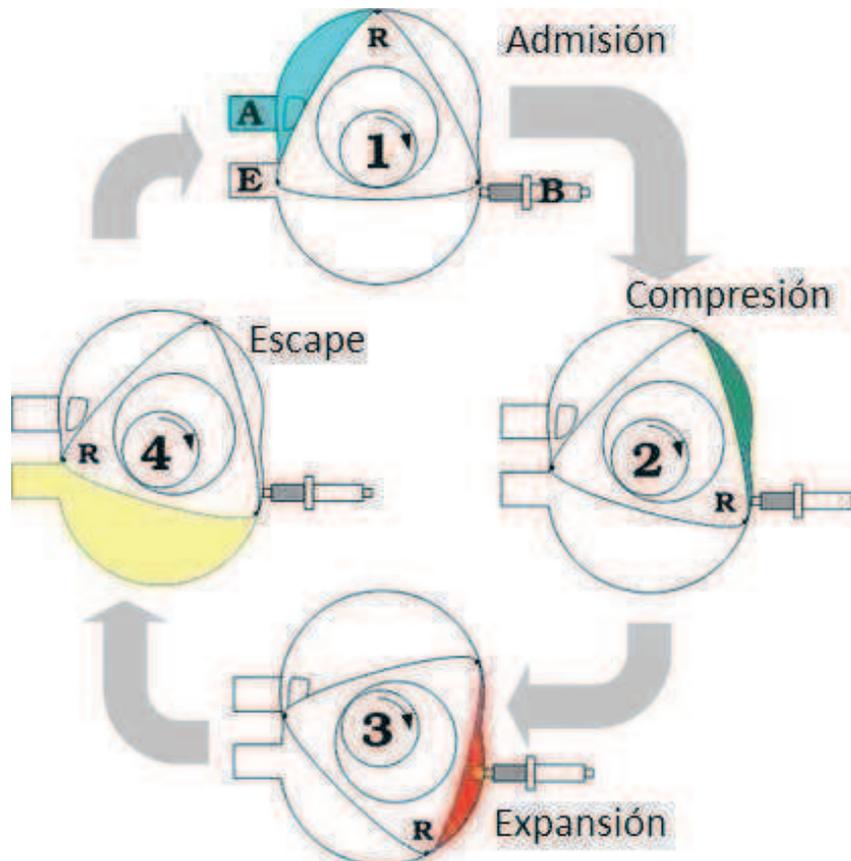


Fig. 1.3. Ciclo del motor Wankel (Admisión (1), compresión (2), Explosión (3), Escape (4)).

1.1.2 Motores de combustión continua:

Son todos aquellos motores en el cual la combustión no es intermitente, gran parte de estos motores utilizan el ciclo Brayton de potencia, se podrían mencionar como ejemplos las turbinas de gas y los motores Jet incluyendo los turbojet, turbofan, ramjet, entre otros. Los turborreactores, que son un tipo de motor que funcionan con combustión continua y es ampliamente utilizado como método de propulsión de aeromodelos, funcionan basados en el ciclo Brayton de potencia, primeramente, ingresa aire fresco de manera axial a través del compresor, luego este aire se mezcla con combustible y se incendia la mezcla produciendo aumento de temperatura y presión para luego expandirse en la turbina suministrando la potencia necesaria para el funcionamiento del compresor, luego los gases ya expandidos pasan a través de una tobera aumentando su velocidad y por ende propulsando a la nave. Se pueden observar para segmento de este ciclo en la figura 1.4.

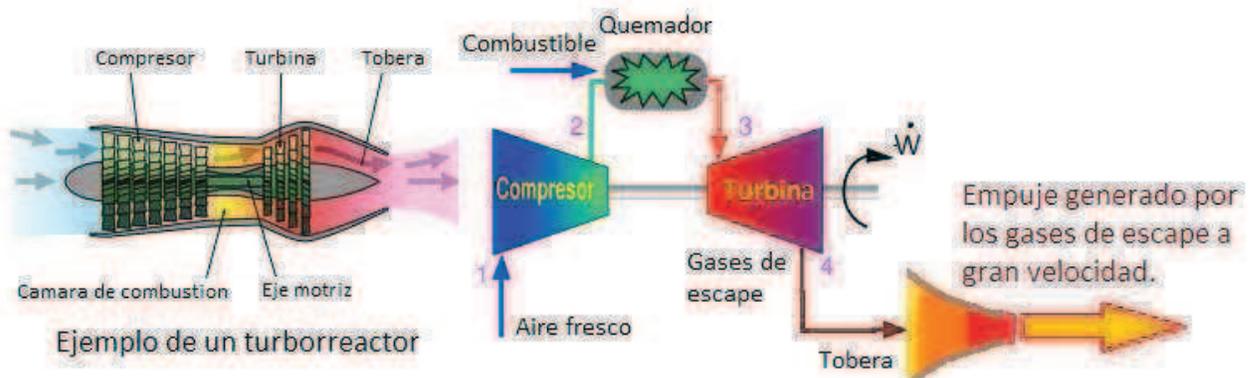


Fig. 1.4. Ejemplo de un turborreactor y ciclo Brayton con tobera añadida.

1.2 Aeromodelismo:

El Aeromodelismo es un deporte con un elevado componente científico y técnico cuyo objetivo es diseñar, construir y hacer volar aviones a escala, bien como réplica lo más exacta posible de otros existentes, diseñados

exclusivamente para aeromodelismo o incluso diseños de prueba para futuros aviones reales.[14]



Fig.1.5. Reproducción a escala del F-5 del equipo español en el 2007 Jet World Master en Enniskillen, Irlanda del norte.

Por su sistema de propulsión o vuelo, pueden dividirse en planeadores, veleros, motor a cuerda, motor de explosión, eléctricos, turborreactores y los motores de combustión interna alternativos.

El aeromodelismo, a pesar de que es una disciplina con fines de competencias deportivas, también es empleada en el diseño y construcción de vehículos aéreos no tripulados, o comúnmente conocidos por sus siglas en inglés UAV (“Unmanned Aerial Vehicles”), dichos vehículos son usados para aplicaciones militares en su gran mayoría aunque existen una gran cantidad de aplicaciones civiles para dichos vehículos.

1.2.1 Vehículos aéreos no tripulados:

Un vehículo aéreo no tripulado, UAV o vehículo aéreo pilotado por control remoto, conocido en castellano por sus siglas como VANT, es una aeronave que vuela sin tripulación humana a bordo. Son usados mayoritariamente en aplicaciones militares. [15]



Fig. 1.6 Un MQ-9 Reaper, un UAV con capacidad de ataque con misiles y con un motor reciproco trasero como sistema de propulsión.

Existe una amplia variedad de formas, tamaños, configuraciones y características en el diseño de los UAV. Históricamente los UAV han sido simplemente aviones pilotados remotamente, pero cada vez más se está empleando el control autónomo de los UAV. En este sentido se han creado dos variantes: algunos son controlados desde una ubicación remota, y otros vuelan de forma autónoma sobre la base de planes de vuelo pre-programados usando sistemas más complejos de automatización dinámica.

Actualmente, los UAV militares realizan tanto misiones de reconocimiento como de ataque. Si bien se ha informado de muchos ataques exitosos de estos vehículos, también son propensos a provocar daños colaterales y/o identificar objetivos erróneos, como con otros tipos de arma. Los UAV también son utilizados en un pequeño pero creciente número de aplicaciones civiles, como en labores de lucha contra incendios o seguridad civil, como la vigilancia de los oleoductos. Los vehículos aéreos no tripulados suelen ser preferidos para misiones que son demasiado "aburridas, sucias o peligrosas" para los aviones tripulados.



Fig. 1.7. Avión de vigilancia no tripulado RQ-4 Global Hawk.

1.2.2 Clasificación de los UAV:

Los UAV se pueden clasificar según el tipo de misión principal que vayan a desempeñar, por ejemplo: de reconocimiento, combate, logística, investigación y desarrollo, aplicaciones civiles y como blanco móvil para pruebas de armamento.

1.2.3 Aplicaciones de los UAV

Se pueden aplicar en ambientes de alta toxicidad química y radiológica, en los que sea necesario tomar muestras con alto peligro de vidas humanas y realizar tareas de control de ambiente. Las aeronaves cumplen con las normas regulatorias establecidas en el Tratado de Cielos Abiertos de 1992 que permiten los vuelos de UAVs sobre todo el espacio aéreo de sus signatarios. Además, pueden cooperar en misiones de control del narcotráfico y contra el terrorismo. También podrían grabar vídeos de alta calidad para ser empleados como medios de prueba en un juicio internacional.[15]

1.3 Dispositivos de medición de fuerza:

Los dispositivos para realizar mediciones de fuerzas en un sistema dado pueden ser categorizados basándonos en sus principios de funcionamiento, tomando en cuenta esto tendríamos:

1.3.1 Los dispositivos de medición de fuerza mecánicos:

Basan su funcionamiento en la medición de la elongación de un resorte o fuelle cuyas propiedades mecánicas (Rigidez o constante de proporcionalidad) son conocidas, es decir cumplen con la ley de Hooke de la siguiente forma:

$$F = k * \Delta x$$

Donde F es la fuerza que se desea medir, “k” es la constante de proporcionalidad del resorte y Δx es el desplazamiento del resorte en metros desde su posición inicial de reposo hasta su posición final de carga. [29]

El medidor mecánico más común es el dinamómetro, el cual es un resorte con ganchos en cada uno de sus extremos contenido dentro de un cilindro o caja calibrada con unidades de medida de fuerza, en funcionamiento, al estar cargado el dinamómetro, se puede observar la posición final del resorte dentro del cilindro calibrado y así obtener directamente una medida de fuerza. Fue inventado por Isaac Newton.

1.3.2 Los dispositivos de medición de fuerza eléctricos:

Según Solé [18], estos dispositivos y los de medición de presión eléctricos comparten sus principios de funcionamiento, el cual transmiten la fuerza mediante un mecanismo a unos dispositivos denominados transductores que transforman la fuerza en una señal eléctrica que puede ser interpretada con

instrumentos especializados para ello, los tipos de transductores más comunes son los siguientes:

1. Los transductores resistivos: Estos instrumentos tienen la capacidad de variar su resistencia al paso de la corriente eléctrica según el valor de fuerza mecánica a la que esté sometido el instrumento, el valor de resistencia puede ser medido mediante un sencillo circuito eléctrico denominado puente de Wheatstone.
2. Los transductores capacitivos: Esta clase de instrumentos tiene la particularidad de poder variar su capacitancia interna según el valor de fuerza al que esté sometido el instrumento.
3. Los transductores magnéticos: Por último, esta categoría de instrumentos puede variar su valor de inductancia eléctrica según la carga a la que esté sometido el instrumento de medición.[18]

Teniendo en cuenta lo anterior, es común conseguir en el mercado nacional e internacional los siguientes dispositivos de medición de fuerza eléctricos:

- Dinamómetros electrónicos manuales: Pueden basar su funcionamiento con los transductores mencionados anteriormente conjuntamente con un interpretador de señales que arroja directamente las mediciones de fuerzas para ser leídas en un mostrador o pantalla electrónica. Se pueden ver algunos modelos en la Figura 1.8.



Fig. 1.8. Dinamómetros manuales.

- Dinamómetros electrónicos estacionarios: Son similares a los dinamómetros electrónicos manuales con la diferencia de que son más grandes y soportan mayores cantidades de carga, debido a esto se suelen dejar instalados en una posición fija dentro de un recinto (Ver Figura 1.9.).



Fig. 1.9. Dinamómetros estacionarios.

- Celdas de carga: Por lo general basan su funcionamiento con la variación de la resistividad eléctrica. Se pueden encontrar una amplia gama de modelos y diseños en el mercado internacional, en la Figura 1.10 se exponen algunos modelos.



Fig. 1.10. Algunos modelos de celdas de carga.

1.4 Metodología del diseño:

El proceso de diseño es una guía general de los pasos que pueden seguirse para dar al Ingeniero cierto grado de dirección para la solución de problemas. Los diseñadores emplean un gran número de combinaciones de pasos y procedimientos de diseño, pero no se puede decir que haya una combinación óptima. El seguir las reglas estrictas del diseño no asegura el éxito del proyecto y aún puede inhibir al diseñador hasta el punto de restringir su libre imaginación. A pesar de esto, se cree que el proceso de diseño es un medio efectivo para proporcionar resultados organizados y útiles. [4]

Las etapas del proceso de diseño son:

1. **Identificación del problema.**
2. **Ideas preliminares.**
3. **Perfeccionamiento.**
4. **Análisis.**
5. **Decisión.**
6. **Realización.**

1.4.1 Identificación del problema:

Es importante en cualquier actividad constructiva dar una definición clara de los objetivos para así tener una meta hacia la cual dirigir todos los esfuerzos. La identificación de la necesidad de un diseño se puede basar en datos de varios tipos: estadísticas, entrevistas, datos históricos, observaciones personales, datos experimentales o proyecciones de conceptos actuales. Definir es establecer los límites; es delimitar el problema y el alcance de la solución que está buscándose. Es indicar lo que se quiere hacer y a dónde no se quiere llegar. Definir un problema es la parte más complicada en el proceso de diseño; una equivocación a esta altura representa un enorme error al final. Esto se puede lograr de la siguiente manera:

- Comprensión del problema: efectuar entrevistas, informes.
- Recopilación de datos: realizar encuestas, efectuar mediciones.
- Analizar los datos: comprobar hipótesis, establecer relaciones causa-efecto.
- Formulación del problema: sintetizar de la mejor forma todo lo hallado.

1.4.2 Ideas preliminares:

Una vez que se ha definido y establecido el problema en forma clara, es necesario recopilar ideas preliminares a partir de las cuales se pueden asimilar los conceptos del diseño. Esta es probablemente la parte más creativa en el proceso de diseño. Puesto que en la etapa de identificación del problema solamente se han establecido limitaciones generales, el diseñador puede dejar que su imaginación considere libremente cualquier idea que se le ocurra. Estas ideas no deben evaluarse en cuanto a factibilidad, puesto que se las trata con la esperanza de que una actitud positiva estimule otras ideas asociadas como una reacción en cadena. El medio más útil para el desarrollo de ideas preliminares es el dibujo a mano alzada. [4]

1.4.3 Perfeccionamiento del problema:

La etapa de perfeccionamiento es el primer paso en la evaluación de las ideas preliminares y se concentra bastante en el análisis de las limitaciones. Todos los esquemas, bosquejos y notas se revisan, combinan y perfeccionan con el fin de obtener varias soluciones razonables al problema. Deben tenerse en cuenta las limitaciones y restricciones impuestas sobre el diseño final. Los bosquejos son más útiles cuando se dibujan a escala, pues a partir de ellos se pueden determinar tamaños relativos y tolerancias y, mediante la aplicación de geometría descriptiva y dibujos analíticos, se pueden encontrar longitudes, pesos, ángulos y formas. Estas características físicas deben determinarse en las etapas preliminares del diseño, puesto que pueden afectar al diseño final.

1.4.4 Análisis:

El análisis es la parte del proceso de diseño que mejor se comprende en el sentido general. El análisis implica el repaso y evaluación de un diseño, en cuanto se refiere a factores humanos, apariencia comercial, resistencia, operación, cantidades físicas y economía dirigidos a satisfacer requisitos del diseño. Gran parte del entrenamiento formal del ingeniero se concentra en estas áreas de estudio. A cada una de las soluciones generadas se le aplica diversos tamices para confirmar si cumplen las restricciones impuestas a la solución, así como otros criterios de solución. Aquellas que no pasan estos controles son rechazadas y solamente se dejan las que de alguna manera podrían llegar a ser soluciones viables al problema planteado.

1.4.5 Decisión:

La decisión es la etapa del proceso de diseño en la cual el proyecto debe aceptarse o rechazarse, en todo o en parte. Es posible desarrollar, perfeccionar y analizar varias ideas y cada una puede ofrecer ventajas sobre las otras, pero ningún proyecto es ampliamente superior a los demás. La decisión acerca de cuál diseño será el óptimo para una necesidad específica debe determinarse mediante experiencia técnica e información real. Siempre existe el riesgo de error en cualquier decisión, pero un diseño bien elaborado estudia el problema a tal profundidad que minimiza la posibilidad de pasar por alto una consideración importante, como ocurriría en una solución improvisada. [4]

1.4.6 Realización:

El último paso del diseñador consiste en preparar y supervisar los planos y especificaciones finales con los cuales se va a construir el diseño. En algunos

casos, el diseñador también supervisa e inspecciona la realización de su diseño. Al presentar su diseño para realización, debe tener en cuenta los detalles de fabricación, métodos de ensamblaje, materiales utilizados y otras especificaciones. Durante esta etapa, el diseñador puede hacer modificaciones de poca importancia que mejoren el diseño; sin embargo, estos cambios deben ser insignificantes, a menos que aparezca un concepto enteramente nuevo. En este caso, el proceso de diseño debe retornar a sus etapas iniciales para que el nuevo concepto sea desarrollado, aprobado y presentado. [4]

1.5 Banco de pruebas para motores de combustión interna:

Un banco de pruebas de motores es una maquina cuya función es obtener datos de los motores que serán probados en la misma, dichos datos pueden ser: torsión generada en el eje, velocidad angular del cigüeñal, emisión de gases, consumo de combustible, consumo de aire, temperatura de trabajo, porcentaje de apertura de válvula de mariposa (en el caso de motores con carburador), composición química de los gases de escape, reacción en los apoyos del motor, eficiencia, vibraciones mecánicas entre muchas otras variables. Los datos antes mencionados son recopilados para posteriormente obtener las graficas características de los motores probados, la complejidad del banco puede ser tan significativa como lo desee el diseñador del mismo. [28]

1.5.1 Elementos que componen un banco de pruebas:

Un banco de pruebas consta básicamente de lo siguiente:

- Soporte del motor: El emplazamiento en donde va asegurado el motor, debe resistir las solicitaciones generadas por el mismo.

- Simulador de carga mecánica: Es el elemento que ofrece resistencia al movimiento angular del motor, puede consistir en un sistema de freno de bandas (también denominados frenos de fricción), una masa con un momento de inercia grande (carga fija), un sistema de freno hidráulico (donde la carga se simula con un fluido que opone resistencia al movimiento de un rodete dentro de una turbomáquina) o un sistema de freno eléctrico en donde el par de frenado es producido por el estator y el rotor dentro de un motor-generador eléctrico. Estos sistemas pueden o no incluir un embrague para que la carga hacia el motor no sea inmediata, al igual que pueden contar o no de un sistema de refrigeración del freno.
- Instrumentación de medición: Consiste en todos los elementos y aparatos encargados de obtener datos del motor, tales como termocuplas, caudalímetros, dinamómetros, etc.
- Sistemas de alimentación del motor: Consta de todos los sistemas o elementos que logran el correcto funcionamiento del motor, tales como sistemas de enfriamiento, combustible, encendido y sistemas eléctricos.
- Sistema de extracción de gases de escape: Se encarga de eliminar del recinto todos los gases producto de la combustión del motor y descargarlos a la atmosfera.
- Tableros de control y visualización de resultados: Es el sitio en donde va ubicado el operador del banco de pruebas, y dependiendo de la complejidad del banco, pudiera ser desde una computadora de escritorio que recibe todos los datos, hasta un complejo centro de recolección de datos en donde se puede visualizar gran cantidad de información al mismo tiempo acerca del funcionamiento del motor. [28]

1.5.2 Esquema de un banco de pruebas:

A continuación se puede ver en la Figura 1.11 un esquema de un banco de pruebas básico para motores de combustión interna de automóviles. Como se ha mencionado en las secciones anteriores, un banco de pruebas puede ser tan complejo y tan diverso en cuanto a los tipos de datos que serán recopilados, solo se mencionan los elementos más importantes de un banco de pruebas de este tipo.

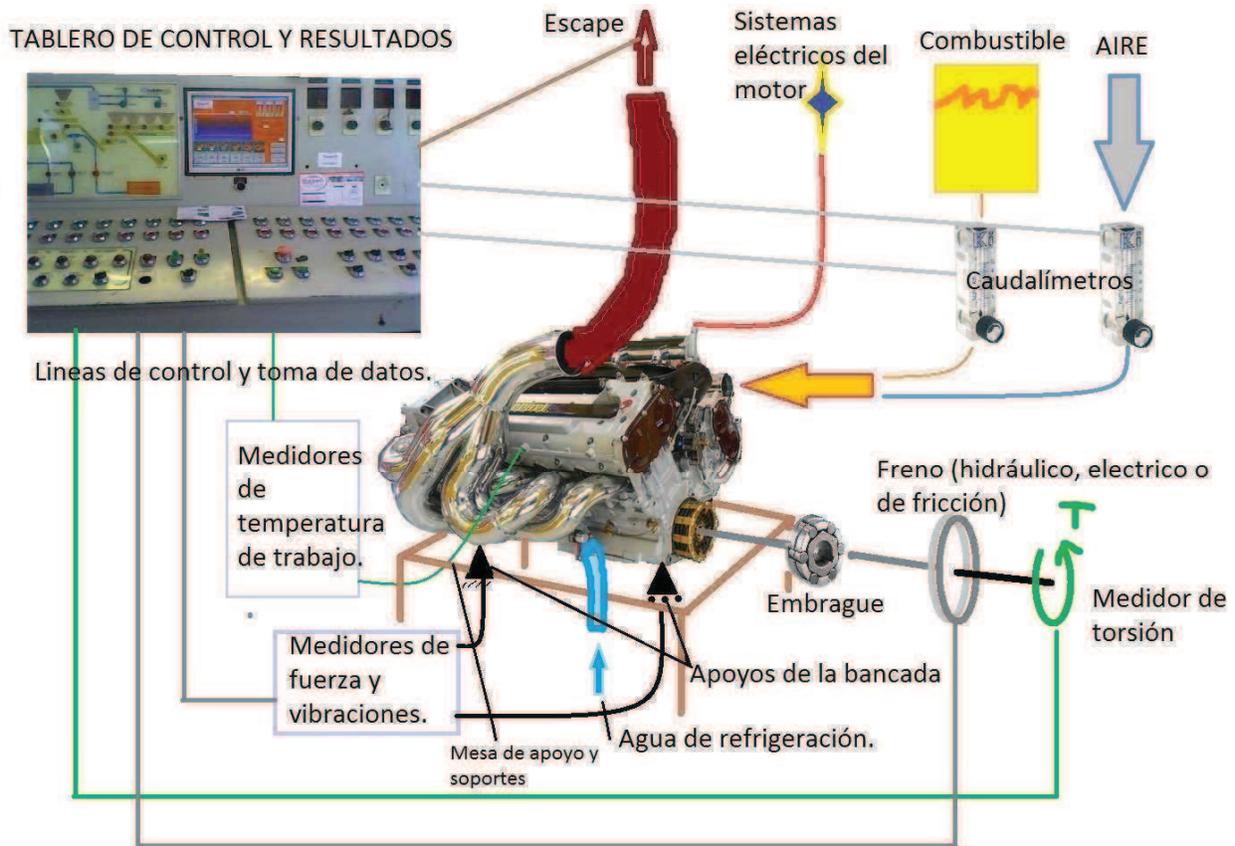


Fig. 1.11. Esquema de un banco de pruebas básico para motores de automóviles.

2.- Metodología de Diseño

2.1 Identificación del problema:

En la disciplina del aeromodelismo, existe una amplia gama de métodos de propulsión para las aeronaves, cuya selección depende en gran parte del presupuesto que el propietario desee disponer para tal fin, entre estos métodos de propulsión se destacan: los motores eléctricos (altamente usados en aeronaves de pequeño tamaño), los turborreactores en miniatura, ya que ofrecen un gran empuje y maniobrabilidad a la hora de dirigir el aeromodelo; y los motores de combustión interna, debido a que son relativamente económicos comparados con los turborreactores y su funcionamiento es altamente conocido por los practicantes de este deporte y son considerados como extremadamente confiables en vuelo [14]. En Venezuela, estos motores de combustión interna o recíprocos también son altamente utilizados en la construcción de aeromodelos.

Los motores recíprocos, como cualquier máquina sometida a régimen absoluto, periódico o transitorio [3], está sometida a desgaste constante en puntos como los cojinetes de apoyo del cigüeñal, zona de contacto biela-cigüeñal, paredes del cilindro, anillos de compresión del pistón, entre otros, degradando así su funcionamiento y perdiéndose sus valores de potencia máxima, torque generado máximo, y para el caso de los motores recíprocos de aeronáutica, pérdida de empuje generado. Este es el principal problema para el caso de los motores de combustión interna de aeromodelos, el desgaste, y se desea conocer hasta que punto dicho problema a degenerado los valores nominales del motor probándolos en un dispositivo o mecanismo que permita obtener valores de torsión, potencia y empuje generado de los motores recíprocos de aeromodelos.

El mecanismo que será propuesto será el pilar fundamental para la construcción de un banco de ensayos de motores de combustión interna de

aeromodelos, en donde se efectuarán pruebas para graficar las curvas características de torque, potencia y empuje generado de varios modelos de motores de combustión interna para aeromodelos. Además, se obtendrán variables como temperatura a la salida de la cámara de combustión, presión barométrica, rata de consumo de aire, entre otras variables cuyo proceso para ser medidas en el banco de ensayos no están entre los alcances de este trabajo especial de grado.

2.2 Perfeccionamiento del problema

El diseño y futura construcción del mecanismo propuesto para ser implementado en el banco de pruebas tiene como finalidad obtener las curvas características de Torque, Empuje generado y Potencia contra revoluciones por minuto de los motores citados a continuación:

Motor	Desplazamiento	Potencia / rpm	Rango de rpm	Peso (Kg)	Número de cilindros
MAX-0,61FX	9,95 cc. (0,607 pulg ³)	1,9 HP / 16000 rpm	2000-17000	0,55	1
DA-50-R	50,8 cc. (3,05 pulg ³)	5,2 HP / 7500 rpm	1000-8500	1,42	1
Fuji BT-64EIS	63,1 cc. (3,85 pulg ³)	5,7 HP / 9000 rpm	1200-9000	2,33	1
G800BPU	80 cc. (4,88 pulg ³)	7,5 HP / 10000 rpm [6,0 HP/10000 rpm con silenciador]	1800-10000	3,6	2
212i B4/QS	212 cc. (12,93 pulg ³)	19 HP / 7500 rpm	1000-7500	5,73	4

Tabla 2.1. Datos de los motores. [21][22][23][24][25].

- El modelo **MAX-0,61FX** (Fig. 2.1) fabricado por la empresa “*O.S Engines™*”, es el más pequeño de todos los motores, posee un solo pistón y tiene unas dimensiones de 95,6 mm x 61 mm x 100,5 mm.



Fig. 2.1. MAX-061FX de O.S Engines.

- El motor **DA-50-R** (Fig. 2.2) fabricado por “Desert Aircraft TM”, es otro de los modelos de motor más utilizados. Posee un solo pistón y tiene unas dimensiones aproximadas de 160 mm x 130 mm x 96 mm.

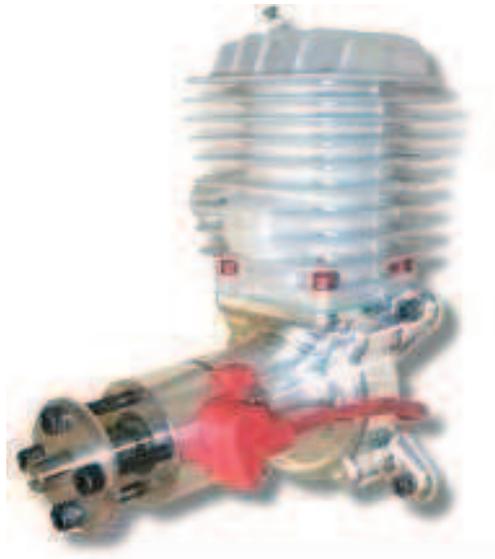


Fig. 2.2. DA-50-R de Desert Aircraft.

- Modelo **Fuji BT-64EIS** (Fig. 2.3) de la empresa “Fuji Engines TM”. También posee un solo pistón y tiene unas dimensiones aproximadas de 200 mm x 213 mm x 143 mm.



Fig. 2.3. Fuji BT-64EIS de Fuji Engines.

- En las aeronaves mas grandes fabricadas por G y F tecnología se utiliza el modelo **G800BPU** (Fig. 2.4), un motor de dos cilindros fabricado por “ZENOAH TM”. Este modelo de motor tiene dos cilindros contrapuestos y tiene unas dimensiones aproximadas de 192 mm x 257 mm x 205 mm.



Fig. 2.4. G800BPU de ZENOAH.

- Finalmente, el más grande y pesado de todos los modelos utilizados por la empresa, el **212i B4/QS** (Fig. 2.5). Un motor de cuatro cilindros contrapuestos fabricado por la empresa alemana “3W-Modellmotoren”. Tiene unas dimensiones de 319 mm x 278 mm x 140 mm.



Fig. 2.5. 212i B4/QS de 3W-Modellmotoren.

El mecanismo deberá permitir que cualquiera de las bases de los motores referidos anteriormente sean montadas y atornilladas en el mismo soporte, también deberá poseer los grados de libertad necesarios para hacer posible la medición simultánea del torque y empuje generado de los motores. Además, deberá ser de fácil operación y mantenimiento.

2.3 Análisis:

Tomando en cuenta los factores de diseño anteriores como lineamientos principales para obtener posibles soluciones al problema planteado, se procedió a realizar una tormenta de ideas entre los ingenieros y técnicos que laboran en G&F Tecnología C.A. para generar propuestas de diseño. Las propuestas más resaltantes se mostrarán a continuación.

2.3.1 Propuesta numero 1

Está conformada básicamente por una mesa en cuyo centro se encuentra una armadura en forma triangular sosteniendo un rodamiento de apoyo, dicho rodamiento será uno de los soportes de una estructura basculante que permitirá la absorción de las vibraciones de los motores al pasar por su frecuencia natural y así aminorar el impacto de estas vibraciones sobre las piezas, el segundo soporte se encuentra en la parte inferior de la estructura basculante y consta de un sistema resorte-amortiguador. Sobre esta estructura basculante reposará unas vigas estructurales en cuya superficie superior podrá desplazarse el carro donde irán montados los motores y los dispositivos de medición. El carro de esta propuesta es un bloque sólido con rodamientos en la parte inferior facilitando el desplazamiento sobre las vigas estructurales, este carro carece de accesorio para medir el torque de los motores.

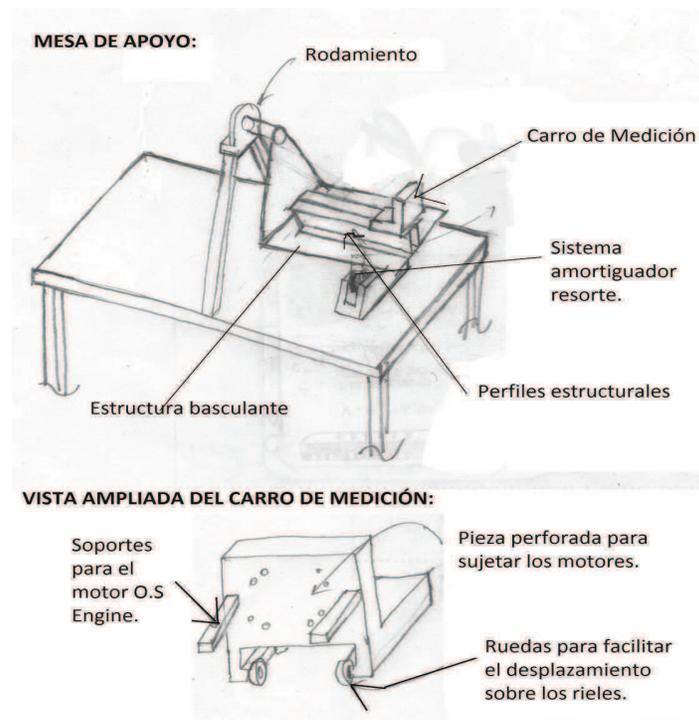


Fig. 2.6. Propuesta 1.

2.3.2 Propuesta numero 2

Esta propuesta plantea la modificación del carro de la propuesta 1, el carro propuesto es una serie de placas armadas y un tornillo sin fin que sujeta dos barras torcidas y perforadas en donde se montarán los motores directamente, este carro permite la montura de todos los modelos de motores en donde la base es perpendicular y paralela al cigüeñal. Esta propuesta de carro carece de accesorio para medir el torque.

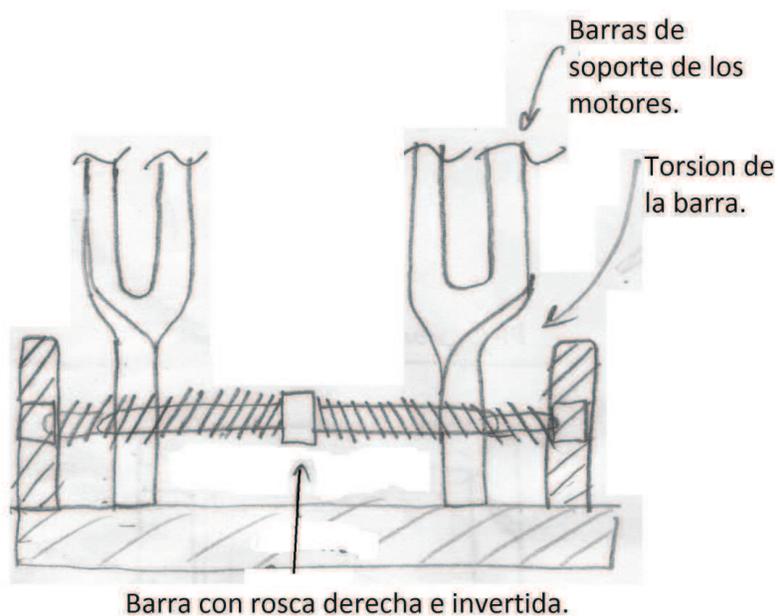


Fig.2.7. Propuesta 2.

2.3.3 Propuesta numero 3

La siguiente propuesta es otra modificación del carro de la propuesta numero 1 y conservando la mesa de la dicha propuesta. Ahora se plantea construir el carro a base de placas armadas atravesadas por un solo tornillo sin fin que sujeta dos soportes macizos de metal perforados longitudinalmente que permite la montura de los motores con bases paralelas y perpendiculares a su cigüeñal.

Este carro posee rodamientos en su parte inferior para facilitar el desplazamiento sobre las vigas de la mesa. Este diseño no hace posible la medición de la torsión del motor.

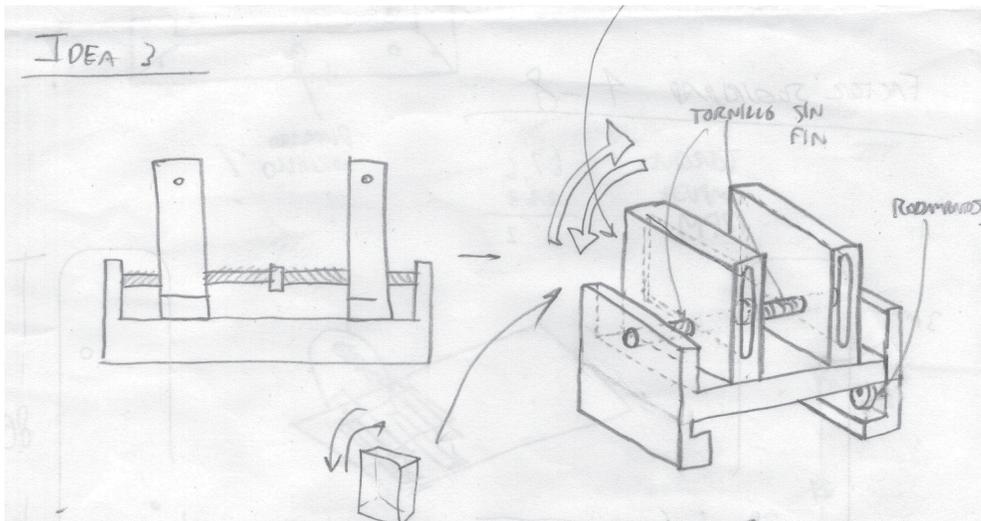


Fig. 2.8. Propuesta 3.

2.3.4 Propuesta numero 4

En esta propuesta se considera una mesa la cual carece de una estructura basculante haciendo la suposición de que un motor de tan pequeñas dimensiones no generará vibraciones mecánicas de magnitudes considerablemente altas como para causar fallas en las piezas, por lo cual se cambia el diseño a un apoyo simple de perfiles estructurales soldados a la armadura de la mesa y sobre este apoyo descansará todo el sistema del carro. El carro de esta propuesta constará de una serie de placas armadas unidas por un tornillo sin fin y un travesaño liso en donde reposarán un par de soportes compuestos por cuatro barras de metal macizo maquinadas en donde reposarán los motores directamente sobre las barras frontales. También se plantea la posibilidad de incluir un accesorio aparte de medición de torque que descansa sobre los soportes y que permita montar sobre él todos los modelos de motores,

dicho accesorio en esta propuesta es una placa con cuatro rodamientos en sus esquinas que permiten el giro de la placa sobre un riel circular, ambas piezas con sus brazos para medir el torque con algún dispositivo de medición de carga.

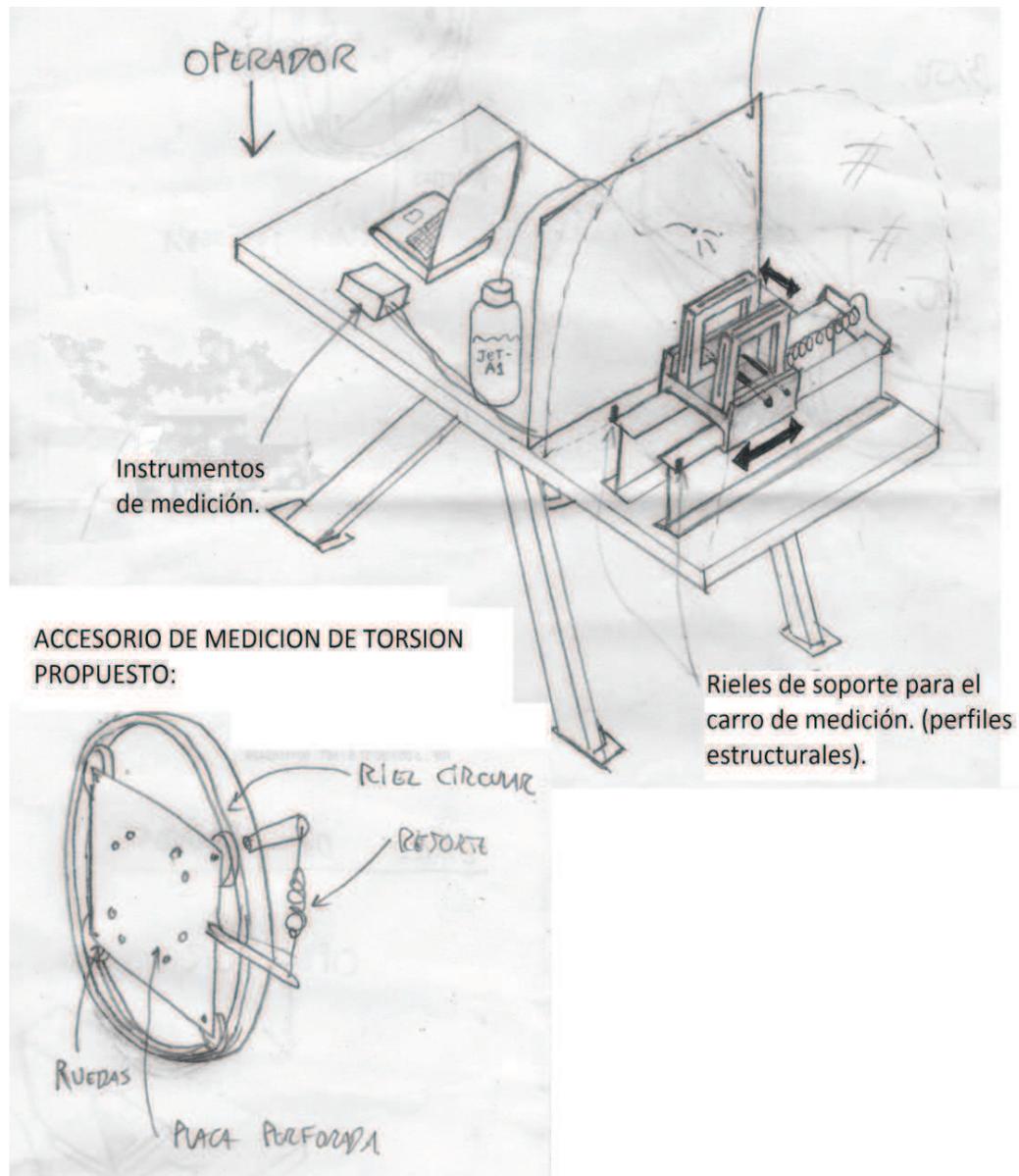


Fig. 2.9. Propuesta 4.

2.3.5 Propuesta numero 5

El único cambio con respecto a la propuesta 4 es el accesorio de medición de torque, el cual ahora consta de dos placas paralelas entre ellas, una de esas placas se une a la otra mediante un eje y un rodamiento. Ambas placas poseen sus brazos de sujeción para el dispositivo de medición.

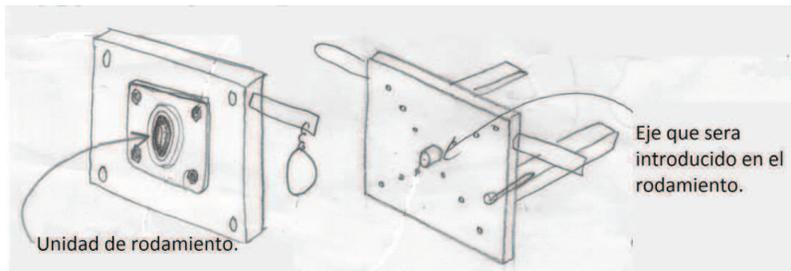


Fig. 2.10. Propuesta 5.

2.3.6 Propuesta numero 6

Este soporte estaría compuesto por una serie de soportes estructurales soldados entre si con unos rieles donde iría montado el carro, posee el mismo accesorio de medición de torque de la propuesta 5, todo este soporte estaría sujeto a la pared mediante unos tornillos de anclaje.

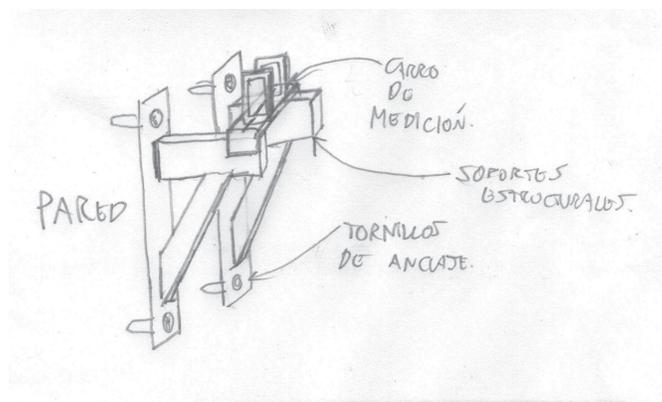


Fig. 2.11. Propuesta 6.

2.3.7 Propuesta numero 7

En esta propuesta el dispositivo para medir el empuje estaría anclado a la pared mediante una brida, el motor a ser ensayado estaría montado sobre un carro con 4 ruedas de caucho que estarían apoyados directamente en el piso, este carro tendría acoplado el mismo accesorio de medición de torque de la propuesta 5.

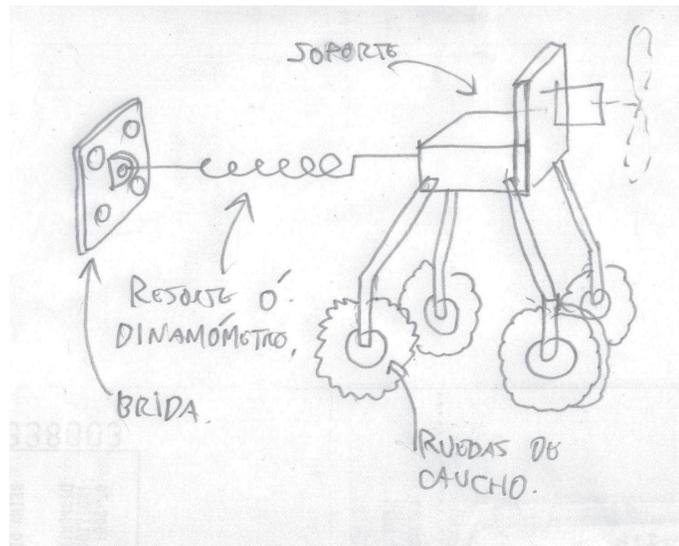


Fig. 2.12. Propuesta 7.

2.4 Determinación de los parámetros de diseño:

Debido a que este dispositivo no tiene precedentes en Venezuela, y las referencias acerca de dispositivos similares para la medición de variables a motores de combustión interna de aeromodelos a nivel mundial son escasas, se tendrán que tomar decisiones a priori de los parámetros más importantes para la determinación de la mejor propuesta entre las antes citadas basándose en diseños de bancos de ensayos para motores recíprocos aeronáuticos. Sin embargo, conversaciones entre los ingenieros que forman parte de G&F tecnología ayudaron a determinar cuáles serían los parámetros más importantes a considerar en el diseño de este mecanismo.

Se realizó una encuesta entre los ingenieros y técnicos metalmecánicos que laboran en la empresa, los parámetros que ellos califican como imprescindibles a considerar en el diseño de este mecanismo son:

Característica	Ponderación según G&F Tecnología
Fácil construcción y ensamblaje	8.33
Poco mantenimiento	7.33
Estético	5.66
Universal	9.66
Que disponga de mesa de apoyo de instrumentos	8.5
Bajo costo	7.16
Transportable	5

Tabla 2.2. Resultados de la encuesta de parámetros de diseño.

Significado de los parámetros:

- Fácil construcción y ensamblaje: se refiere a que la fabricación de sus piezas debe llevar la menor cantidad de procesos de maquinado posible y que en el proceso de ensamblaje se necesiten pocas y comunes herramientas.
- Poco mantenimiento: Quiere decir que el mantenimiento del mecanismo sea sencillo y poco frecuente.
- Estético: Que cause buena impresión al mirarlo.
- Universal: Se refiere a que el diseño del mecanismo debe admitir la montura de motores de combustión interna de aeromodelos cuyas bases sean perpendiculares y paralelas a su cigüeñal.
- Que disponga de mesa de apoyo de instrumentos: quiere decir que el diseño final deberá contar con un sitio que permita alojar toda clase de

instrumentos o elementos necesarios para el correcto funcionamiento, medición y prueba de los motores.

- Bajo costo: Se refiere al costo de fabricación, materia prima e instrumentos de medición del mecanismo.
- Transportable: Que se pueda mover de sitio con facilidad.

2.5 Decisión:

Para lograr determinar cuál de las propuestas es la más adecuada para satisfacer las necesidades de la empresa G&F Tecnología, haremos uso de una matriz morfológica para comparar y calificar cada una de las propuestas según el cumplimiento de los parámetros de diseño de cada una, debido a que no se dispone de experiencia técnica ni información real sobre el tema para determinar directamente cual propuesta es la más acertada. A continuación se presentan los resultados en la tabla 2.3.:

Características	Ponderación	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7
Fácil construcción y ensamblaje.	8,33	3	3	3	6	6	9	10
Poco mantenimiento.	7,33	6	6	6	7	7	4	3
Estético.	5,66	7	5	7	9	9	2	1
Universal.	9,66	3	4	5	7	10	10	10
Que disponga de mesa de apoyo.	8,5	10	10	10	10	10	1	1
Bajo costo.	7,16	3	3	2	4	3	7	9
Transportable	5	6	6	6	7	7	1	1
TOTAL	516,6	274,16	272,5	286,33	368,66	390,5	276	285,66
%	100	53,06	52,74	55,42	71,35	75,58	53,41	55,29

Tabla 2.3. Matriz morfológica.

Gracias a la matriz morfológica se logró determinar que la propuesta **número cinco (5)** era la más adecuada para cumplir a cabalidad todos los parámetros de diseño requeridos para la realización del mecanismo de medición de torque y empuje de aeromodelos. Debido a esto, se procederá a darle dimensiones a cada pieza de la propuesta seleccionada y evaluar los factores de seguridad de cada una.

3.- Desarrollo y Resultados

3.1 Descripción superficial del dispositivo:

Basándonos en el resultado obtenido utilizando la metodología de diseño en ingeniería de Barajas (2003), y haciendo uso del programa de dibujo CAD Autodesk® Inventor™, se procedió a darle dimensiones a cada una de las piezas que componen el mecanismo, el conjunto total (Fig. 3.1.) los dividiremos en cuatro grandes subconjuntos, a saber: el accesorio de medición de torque, el carro de medición de empuje, la mesa de apoyo y los elementos de unión (tornillería variada y uniones soldadas). Se desarrollará cada subconjunto a continuación, para ser más agradable a la vista del lector en este capítulo se describen la utilidad, material de fabricación, entre otras características de cada una de las piezas y en los anexo A de este trabajo especial de grado se incluyen todos los cálculos de validación de las piezas.

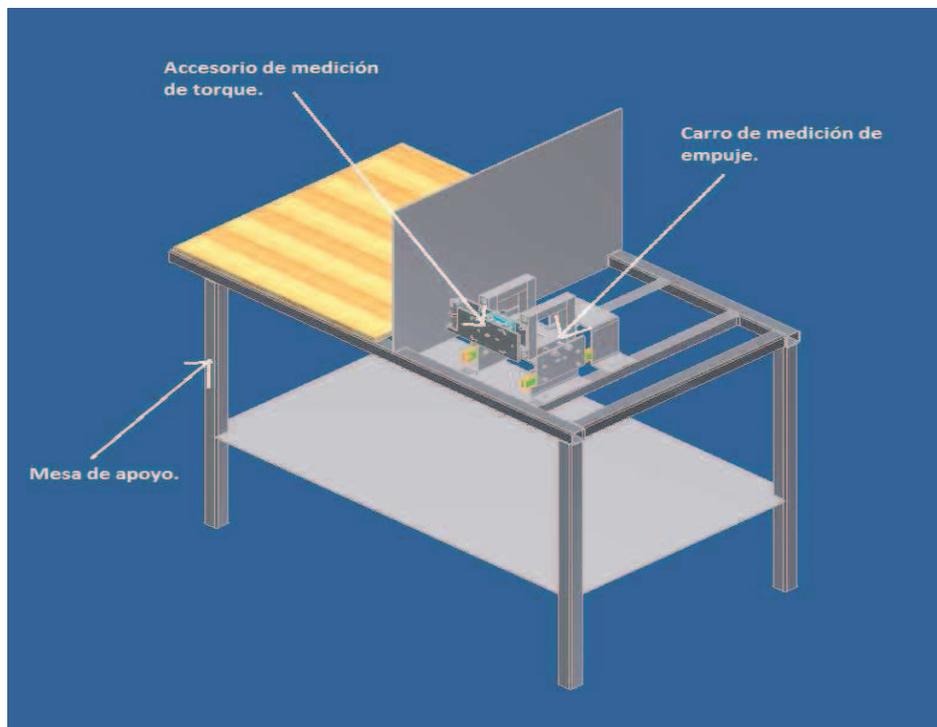


Fig. 3.1. Mecanismo de medición de torque y empuje de motores de aeromodelos.

Como se puede observar en la figura 3.1, el mecanismo está compuesto por una mesa de apoyo que será fabricada con perfiles estructurales cuadrados soldados entre sí; una tabla de madera en la cual se apoyaran los equipos necesarios para el funcionamiento del mecanismo, herramientas varias y el tanque de combustible de los motores; un planchón inferior para darle a la mesa robustez y peso para prevenir el volcado de todo el dispositivo y posterior daño de los motores como del dispositivo en sí al estar efectuándose un ensayo; una lámina intermedia perpendicular a la mesa para sostener verticalmente otros dispositivos del futuro banco de pruebas; el accesorio de medición de torque y el carro de empuje ensamblados y montados sobre unos perfiles soldados a la mesa de apoyo.

Como es bien sabido, los bancos de ensayos de motores de combustión interna disponen de un sistema de frenado del eje del motor para simular la carga del sistema mecánico, debido a que hablamos de un motor aeronáutico, dicho sistema de frenado adicional no será necesario ya que la hélice del motor (estando acoplada al mismo) simularía la carga del sistema al girar e interactuar con el aire circundante, pudiéndose obtener mediciones en el accesorio de medición de torque y en el carro de medición de empuje.

El presente diseño está acondicionado para soportar las solicitaciones generadas por un motor de 35 Hp, que genera un empuje de 211 Lb y una torsión de 44,52 N-m al estar acoplada una hélice 39x12 girando a 5600 rpm, el motor referido es un motor marca ZDZ 420cc B4 Quad UAV de cuatro cilindros (Fig. 3.2). Se tomó este motor como parámetro de diseño debido a que ofrece en el catálogo de compra un valor de empuje generado y los motores que serán probados con este diseño carecen en sus manuales de propietarios del valor de empuje generado por el conjunto motor-hélice y el cálculo del empuje generado por una hélice girando a cierta velocidad accionada por un motor de combustión interna escapa de los alcances de este trabajo especial de grado. El tópico más importante es

que este motor genera el doble de potencia del motor más potente que será probado en este dispositivo, resultando en un incremento sustancial de los factores de seguridad. [20]



Fig.3.2. Motor ZDZ 420cc B4 Quad UAV.

3.2 Selección de instrumentación para las mediciones de fuerzas:

Existen en el mercado una gran variedad de medidores de fuerza, destacándose los dinamómetros tanto analógicos (basados en la elongación de un resorte calibrado) como digitales y las celdas de carga que son transductores que convierten la fuerza recibida en señal eléctrica, basan su funcionamiento en la deformación de una galga extensiométrica que afecta la resistividad del dispositivo, pudiéndose medir mediante un puente de Wheatstone y traducidas a alguna escala de fuerza. Debido al reducido espacio que dispone el presente diseño para alojar instrumentación en el soporte donde se acoplan los motores y a las solicitaciones generadas por el motor ZDZ, se decidió seleccionar unas celdas de carga de pequeño tamaño de la empresa estadounidense FUTEK cuyo

modelo es el LCM-200 (Fig. 3.3), el número de ítem de la celda de carga requerida es el FSH01934 ya que soporta una fuerza de hasta 1000 N en tensión y compresión [19]. Sus especificaciones y capacidades máximas de medición son especificadas con más detalle en la hoja técnica de la celda de carga incluida en los anexos de este trabajo. Estas celdas de cargas van acompañadas de un dispositivo USB (Fig. 3.4) que va conectado directamente a una computadora introduciendo las señales de la celda de carga en un programa informático que pueden ser interpretadas por el operador de este mecanismo de medición de motores de aeromodelos. Lamentablemente, esta clase de dispositivos no son producidos dentro del territorio nacional.



Fig. 3.3. Celda de carga FUTEK LCM-200.



Fig. 3.4. Kit USB para celdas de carga FUTEK.

3.3 Materiales de fabricación utilizados en el diseño:

Los materiales que fueron tomados en cuenta en el diseño de este soporte de fijación para motores de aeromodelos son de origen nacional, a continuación se describen las aleaciones de acero y aluminio más utilizadas en este diseño.

3.3.1 Aleación de aluminio 6005-T4:

Es una aleación de aluminio blanda y muy fácil de maquinar, Pertenece a la familia de los AlMgSi (grupo 6000). [13]

Composición química:

	Mínimo	Máximo
Silicio	0,5	0,9
Hierro		0,35
Cobre	--	0,30
Manganeso	--	0,50
Magnesio	0,40	0,70
Cromo	--	0,30
Zinc	--	0,20
Titanio	--	0,10
Otros (Total)	--	0,05

Tabla 3.1. Composición química de la aleación de aluminio 6005.

Propiedades mecánicas mínimas: Posee una resistencia a la tracción de 180 MPa, un límite elástico de 90 MPa y una dureza Brinell de 65.

Propiedades físicas:

Densidad: 2,71 Kg/dm³

Módulo Elástico: 68.600 MPa

Intervalo de Fusión: 605-655 °C

Calor Específico (0 a 100°C): 880 J/Kg. °C

Conductividad Térmica: 170 W/m °C

Resistencia Específica: 3,5 microhmios/cm

Coefficiente de Dilatación Lineal (20-100°C): $24 \times 1/10 \times 6 \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$

Propiedades tecnológicas:

- Aptitud para el anodizado: muy bueno de protección e industrial y aceptable para decorativo.
- Resistencia a la corrosión: bueno en ambiente marino.
- Soldabilidad: puede soldarse por todos los procedimientos conocidos. Al soldar esta aleación T5/T6, se produce un descenso de características mecánicas a un T4.
- Maquinabilidad: aceptable en estados T5 y T6.
- Capacidad para la conformación: muy buena en estado de recocido y buena en estados T1, T4 y T64.

Principales usos: Por sus características mecánicas medias, superiores a la 6063, se puede utilizar en:

- Carpinterías con exigencias especiales y/o estructurales (carp. blindadas, fachadas con exigencias en características, etc.).
- Otras aplicaciones que necesiten una aleación de resistencia media (transporte, automoción, construcciones navales, escaleras, etc.). [13]

3.3.2 Aleación de acero según la norma ASTM A36:

<u>Composición química.</u>						
COMPONENTE	C	Cu	Fe	Mn	P	S
Peso %	0.26	0.2	99	0.75	Max 0.04	Max 0.05

Tabla 3.2. Composición química del A36.

Propiedades Físicas	Sist. Métrico	Sist. Ingles	Comentarios
Densidad	7.85 g/cc	0.284 lb/pulg ³	
Propiedades Mecánicas			
Esfuerzo ultimo.	400 - 550 MPa	58000 - 79800 psi	
Esfuerzo de Fluencia	250 MPa	36300 psi	
Elongación @ Quiebre	20 %	20 %	en 200 mm
Elongación @ Quiebre	23 %	23 %	en 50 mm.
Modulo de elasticidad	200 GPa	29000 ksi	
Esfuerzo de fluencia a compresión.	152 MPa	22000 psi	Esfuerzo de compresión permitido.
Numero de Poisson	0.26	0.26	
Modulo de elasticidad por Corte	79.3 GPa	11500 ksi	

Tabla 3.3. Propiedades del A36. [10]

Formas: El acero A36 se produce en una amplia variedad de formas, que incluyen: Planchas, perfiles estructurales, tubos, barras, Láminas, pletinas, entre otros.

Métodos de unión: Las piezas hechas a partir de acero A36 son fácilmente unidas mediante casi todos los procesos de soldadura. Los más comúnmente usados para el A36 son los menos costosos y rápidos como la Soldadura por Arco Metálico Protegido (SMAW, Shielded metal arc welding), Soldadura con Arco Metálico y gas (GMAW, Gas metal arc welding), y soldadura oxiacetilénica. El acero A36 es también comúnmente atornillado y remachado en las aplicaciones estructurales: edificios, puentes, torres, etc. [10]

3.3.3 Acero AISI 4140:

Descripción y composición: El acero AISI 4140 tiene un alto contenido de carbono (0.40%) para la mayor resistencia con respecto a las aleaciones de bajo carbono. Este es endurecible por tratamiento térmico, por temple y revenido se desarrolla una resistencia a la tensión de 655 a 1250 MPa. [11] [2]

Propiedades mecánicas de la aleación AISI 4140:

Tratamiento	Temp. °C	SUT (MPa)	Sf (MPa)	Elongación, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
Templado y revenido	425	1250	1140	13	49	370
Templado y revenido	540	951	834	18	58	285
Templado y revenido	650	758	655	22	63	230
Normalizado	870	1020	655	18	47	302
Recocido	815	655	417	26	57	197

Tabla 3.4. Propiedades mecánicas del acero AISI 4140 con diferentes tratamientos térmicos. [2]

Composición química y algunas propiedades físicas y mecánicas de la aleación AISI 4140:

Elemento	Peso%
C	0.38-0.43
Mn	0.75-1.00
P	0.035 (máximo)
S	0,04 (máximo)
Si	0.15-0.30
Cr	0.80-1.10
Mo	0.15-0.25

Tabla 3.5. Composición química del acero AISI 4140. [12]

Propiedades		Condiciones	
		T (° C)	Tratamiento
Densidad ($\times 1000 \text{ kg / m}^3$)	7.7 - 8.03	25	
el coeficiente de Poisson	0.27-0.30	25	
Módulo elástico (GPa)	190 - 210	25	
Fuerza de impacto (J) (Izod)	54.5	25	recocido a 815 ° C más

Tabla 3.6. Propiedades físicas y mecánicas del acero AISI 4140. [12]

Propiedades térmicas y eléctricas		Condiciones	
		T (° C)	Tratamiento
La expansión térmica ($10^{-6} / ^\circ \text{C}$)	12.3	20 - 100 más	aceite templado, templado 600 ° C
La conductividad térmica (W / mK)	42.7	100 más	
El calor específico (J / kg-K)	473	150 - 200 más	
Resistividad eléctrica (W- 10^{-9} m)	222	20 más	

Tabla 3.7 Propiedades térmicas y eléctricas del acero AISI 4140. [12]

Otras cualidades de la aleación de acero AISI 4140:

- Es un acero de buena penetración de temple y con buenas características de estabilidad en caliente hasta 400°C.
- Sin fragilidad de revenido, muy versátil y apto para esfuerzos de fatiga y torsión.
- Piezas templadas a inducción pueden dar una dureza de 57-69 HRC.
- Tiene amplia aplicación en construcción de vehículos por ejemplo para cigüeñales, brazos de ejes, bielas, pernos, ejes de contramarcha, ejes de bombas y engranajes.
- Muy utilizado en piezas forjadas como herramientas, llaves de mano, destornilladores, etc.
- Se usa también para espárragos y tornillos en la construcción de plantas que trabajen a temperatura entre 150°C y 300°C, como calderas, turbinas de vapor, plantas químicas, etc. [33]

3.3.4 Aleación de acero según la norma ASTM A500:

Esta aleación de acero es muy común en Venezuela, es usada comúnmente para la fabricación de perfiles estructurales en sus formas redondas, cuadradas o rectangulares, también se consiguen en formas como láminas, pletinas, barras, entre otros. Al igual que otros aceros al carbono, aceros A500 y A501 tienen una

gravedad específica de aproximadamente 7,85, y por lo tanto una densidad de aproximadamente 7.850 kg / m^3 (0,284 libras por pulgada cúbica).

Composición química y propiedades mecánicas de las aleaciones de acero A500:

Norma ASTM A 500 Grado del Acero	Propiedades Químicas (% máximo)			
	C Carbono	Mn Manganeso	P Fósforo	S Azufre
Grado A	0,23	1,35	0,035	0,035
Grado B	0,26	1,35	0,035	0,035
Grado C	0,26	1,35	0,035	0,035
Norma ASTM A 500 Grado del Acero	Propiedades Mecánicas (mínimas)			
	<i>Límite de Fluencia (psi)</i>	<i>Resistencia a la Tracción (psi)</i>	% Elongación	
Grado A	<i>39,000</i>	<i>45,000</i>	25	
Grado B	<i>46,000</i>	<i>58,000</i>	23	
Grado C	<i>50,000</i>	<i>62,000</i>	21	

Tabla 3.8. Composición química y propiedades mecánicas de las aleaciones de acero ASTM A500. [32]

3.4 Accesorio de medición de torsión:

Tiene la función de medir la torsión generada por los motores, se puede visualizar en la figura 3.5 una vista general de este accesorio (refiérase a los planos C.0 y Exp-C para más detalles), todos los cálculos de las piezas de este subconjunto se localizan en el anexo A.1. Este subconjunto del mecanismo está conformado por una serie de piezas que se expondrán a continuación:

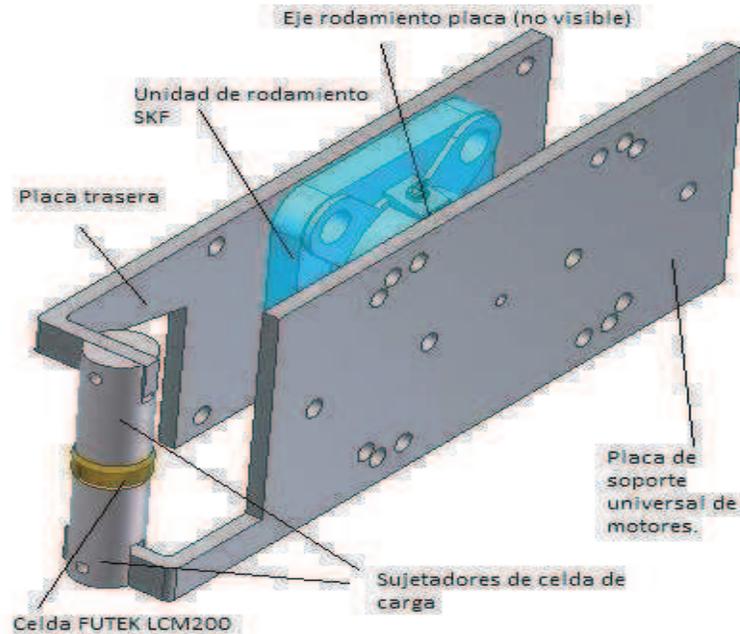


Fig. 3.5. Vista general del accesorio de medición de torsión.

3.4.1 Placa de soporte universal de motores:

Consiste en una placa con varias perforaciones y un brazo para sostener el sujetador de la celda de carga (Fig. 3.6), las perforaciones de la placa están dispuestas para admitir los tipos de motores que serán ensayados con este dispositivo, será fabricada en acero según la norma ASTM A500 grado C ya que esta placa al igual que muchas otras de todo este mecanismo saldrán a partir de un planchón de esta aleación de acero fabricado por TUBOACERO C.A., esta empresa se dedica a la fabricación de varios productos a partir de aleaciones ferrosas como cabillas, tubos, láminas, pletinas, planchones, entre otros. Para asegurar el correcto funcionamiento de esta pieza dentro del mecanismo se tomo en cuenta el empuje del motor ZDZ y se despreció el efecto del peso del mismo, se estudió el efecto de la flexión en la placa provocada por la tracción del motor y se evaluó el efecto de la torsión y flexión en el brazo de sujeción de la celda de carga al transmitir la fuerza generada por la torsión del motor, también se

calcularon los factores de seguridad contra falla de fatiga en la pieza debido a las sollicitaciones antes mencionadas ya que esta pieza es propensa a fallar por fatiga debido al pequeño tamaño y grosor del brazo de sujeción de la celda de carga. Los cálculos realizados para esta pieza se localiza en el anexo A.1 y el numero de plano correspondiente es el C.1.



Fig. 3.6. Placa de soporte universal de motores.

3.4.2 Eje rodamiento-placa:

Esta pieza sirve para unir la placa de soporte universal de motores con el rodamiento del dispositivo, esta pieza soportara toda la carga axial generada por el empuje del motor, consta de un cilindro con una perforación roscada M4x0.7 en un extremo y un aumento progresivo del diámetro del cilindro en el otro actuando de “cuña” impidiendo el desprendimiento de esta pieza del rodamiento

al probar los motores. Será fabricado en acero AISI 4140 normalizado. El número de plano de esta pieza es el C.4.



Fig. 3.7. Eje rodamiento-placa

3.4.3 Selección del rodamiento:

El diseño planteado necesita que el motor pueda rotar libremente para que la fuerza producto de la torsión del mismo pueda ser medida por la celda de carga. Para lograr ese grado de libertad de movimiento del dispositivo se incorporará un rodamiento con su correspondiente soporte que pueda ser fijado sobre una placa mediante unos tornillos, dicho rodamiento no estará sujeto a valores de carga radial y axial de elevada magnitud y estará trabajando en régimen estático (no estará rotando), además, deberá ser del menor tamaño posible para que no sobredimensione el diseño. Debido a lo anterior se seleccionó del fabricante SKF un rodamiento con soporte tipo “Brida” con prisionero de eje, La designación de esta unidad de rodamiento es FY-12-TF. La lubricación para esta unidad de rodamiento será la grasa ya que este sistema no estará rotando y solo estará sometido a cargas estáticas, este rodamiento posee una capacidad de carga estática y dinámica de 4,75 KN y 9,56 KN respectivamente. El tipo de rodamiento, dimensiones y otros datos de interés pueden ser visualizados en la figura a continuación (fig. 3.8). [6]

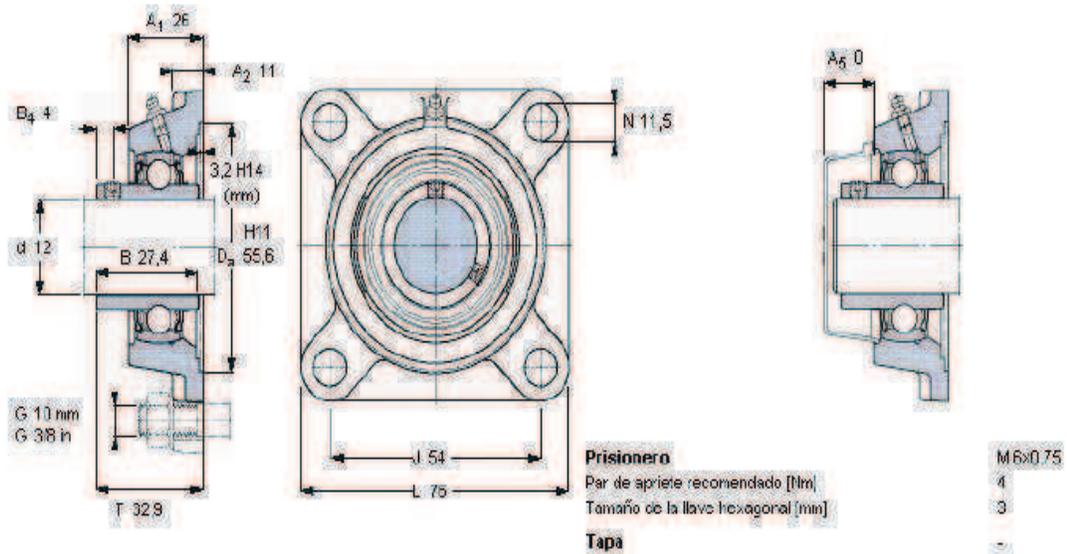


Fig. 3.8. Unidad de rodamiento SKF FY 12 TF.

3.4.4 Placa trasera del accesorio de medición de la torsión:

Este elemento del mecanismo consiste en una placa con varias perforaciones, en ella se alojará la unidad de rodamiento SKF unida mediante tornillos, esta placa posee un brazo de soporte para el sujetador de la celda de carga, similar a la placa de soporte universal de motores. Esta placa une todo este accesorio de medición de torsión al carro de medición de empuje mediante tornillos. Será fabricada en acero según la norma ASTM A500 grado C. Se evaluó el efecto de la flexión provocado por el empuje generado por el motor y el efecto de la flexión y torsión en el brazo de sujeción de la celda de carga debido a las solicitaciones de torsión generadas por el motor en el ensayo. También, se evaluó el brazo de sujeción de la celda de carga para solicitaciones dinámicas o fatiga, evaluándose el factor de seguridad de Goodman ya que es el más utilizado. El número de plano de esta placa es el C.2.

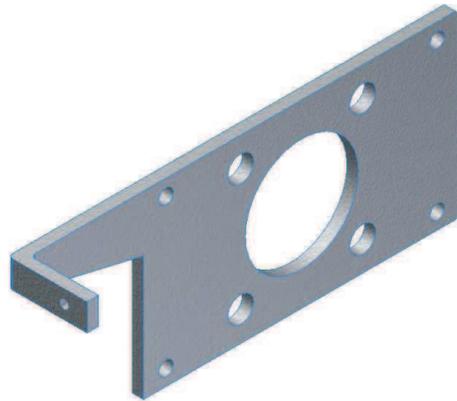


Fig. 3.9. Placa trasera del accesorio de medición de la torsión.

3.4.5 Sujetador de la celda de carga:

Esta pieza es fundamental para todo el diseño, ya que será utilizada tanto en el accesorio de medición de torsión como en el carro de medición de empuje, y es el que transmite la carga de las placas a la celda de carga FUTEK LCM-200. Esta pieza está conformada por un cilindro de aleación de aluminio 6005-T4 (una aleación común en el mercado venezolano) con un roscado en uno de sus extremos para atornillar la celda de carga directamente en la pieza, en el otro extremo será maquinado y se le agregará un orificio para que esta pieza encaje en las placas y pueda ser asegurada con un pasador liso. Se calculó esta pieza como un miembro cargado axialmente. Serán necesarias cuatro de estas piezas para todo el sistema. Los detalles de esta pieza se pueden ver el en plano C.3.



Fig. 3.10. Sujetador de la celda de carga.

3.4.7 Soportes perpendiculares:

Estas piezas fueron diseñadas para el montaje del motor MAX 61FX, ya que este modelo de motor tiene la base paralela a su cigüeñal, por lo que requiere otro tipo de montaje diferente al que ofrece la placa de soporte universal de motores, consta de una barra cuadrada de 12 mm de arista con un orificio roscado en un extremo que permite la fijación de esta pieza a la placa de soporte universal de motores, también posee dos orificios roscados para unir el motor a los soportes con tornillos M4x0,7, estará fabricada en aleación de aluminio 6005-T4 y serán necesarias dos piezas de estas para soportar el motor de cada lado del mismo. Refiérase al plano C.5 para conocer las dimensiones de esta pieza.

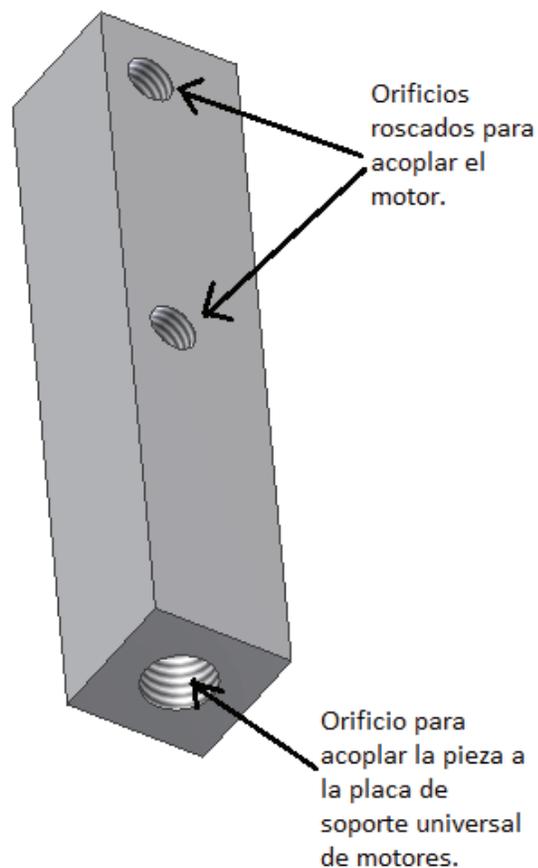


Fig. 3.11. Soportes perpendiculares.

3.4.7 Placa de montura del motor DA-50R:

Se hizo necesario el diseño de esta placa debido a que la base de este motor es muy diferente a las bases del resto de los modelos de motores, por lo que si se colocaban los orificios para atornillar este motor sobre la placa de soporte universal iban a interferir con los otros orificios sacrificando la seguridad del diseño. Será unida a la placa de soporte universal de motores con tornillos M6 como lo muestra la figura inferior, está fabricada a partir de una lámina de acero de 5 mm de espesor según la norma ASTM A36. En el plano C.6 se podrán ver las dimensiones de esta pieza.

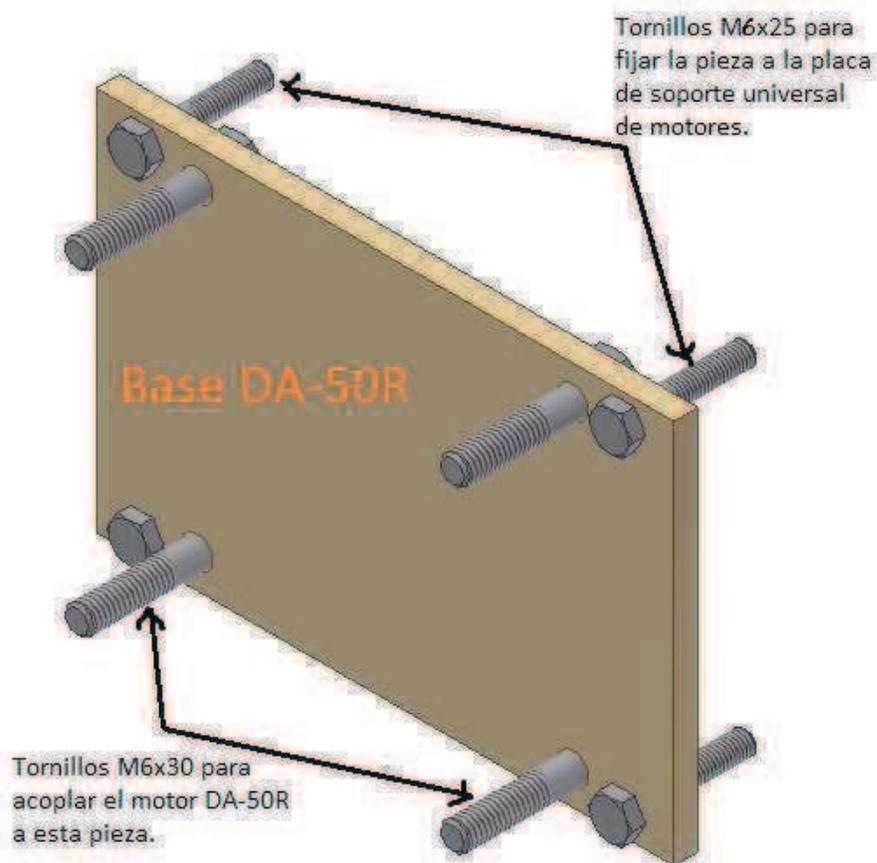


Fig. 3.12. Placa de montura del motor DA-50R.

3.5 Carro de medición de empuje:

Este subconjunto del diseño se encarga de transmitir a la celda de carga y efectuar las mediciones de empuje generado por el motor en funcionamiento con una hélice acoplada al mismo. Este mecanismo propuesto tiene la posibilidad de efectuar mediciones de empuje sin necesidad de tener acoplado el accesorio de medición de torsión a él. Todos los cálculos de las piezas de este subconjunto se localizan en el anexo A.2. A continuación se describirán cada una de las piezas que conforman este subconjunto del sistema. Refiérase a la figura 3.13 para saber la ubicación de las piezas y a los planos B.0 y Exp-B.

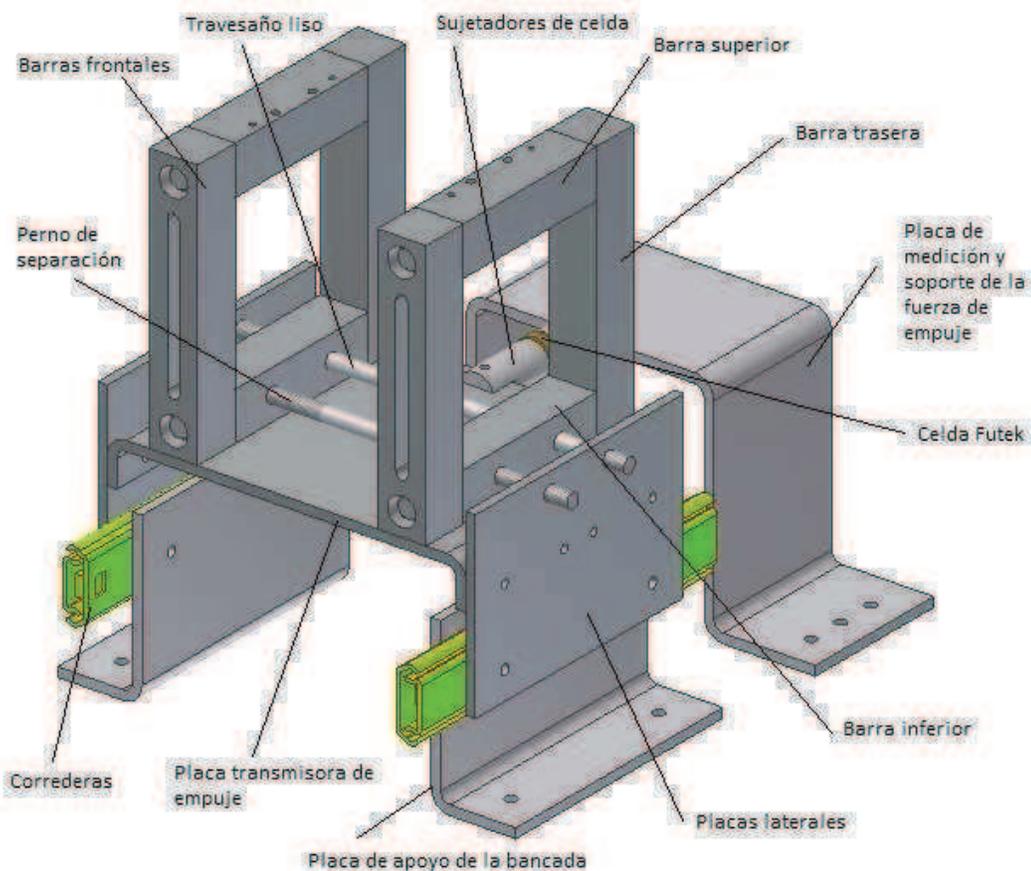


Fig. 3.13. Vista general del carro de medición de empuje.

3.5.1 Barra frontal de soporte:

Consiste en una barra de aleación de aluminio 6005 T4 con dos huecos para unir esta pieza a las otras barras mediante tornillos, posee también en el medio una perforación larga para poder acoplar los motores recíprocos de distintos tamaños de base directamente sobre esta pieza, cumpliendo así con la universalidad del diseño. Se necesitaran dos de estas piezas y serán extraídas a partir de barras cuadradas de esta aleación de aluminio de una pulgada de arista, minimizando así la necesidad de maquinado sobre la pieza. Se calculó el funcionamiento de esta pieza bajo los efectos de la flexión generada por el empuje del motor. Refiérase al plano B.1.

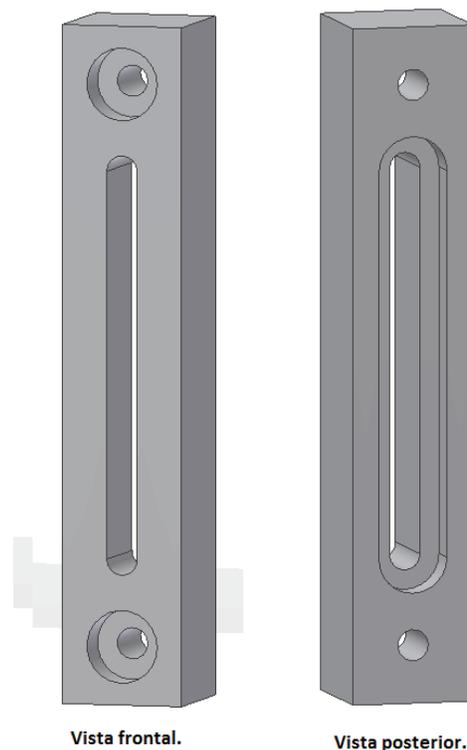


Fig. 3.14. Barra frontal de soporte.

3.5.2 Barra superior de soporte:

Al igual que la anterior, consiste en una barra cuadrada de una pulgada de arista con dos perforaciones roscadas en cada uno de los extremos para unirse con las barras de soporte frontal y trasera. Dispondrá de cuatro orificios en la parte superior de esta pieza, dos de estos orificios para la fijación del modelo de motor MAX 0,61 FX ya que este modelo tiene su base paralela a su cigüeñal, dificultando su montaje sobre las barras de soporte frontales; la utilidad de los otros dos orificios será descrita en secciones posteriores de este trabajo especial de grado. Serán necesarias dos barras superior de soporte para este diseño, fabricadas en aleación de aluminio 6005 T4. Refiérase al plano B.4.

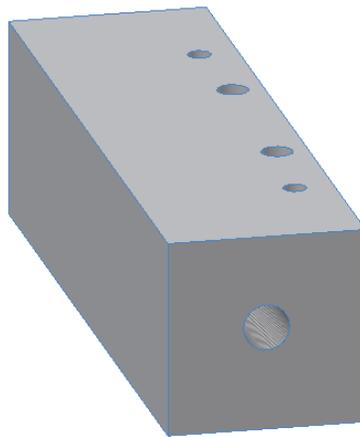


Fig. 3.15. Barra superior de soporte.

3.5.3 Barra trasera de soporte:

Esta barra, al igual que sus similares descritas anteriormente, está conformada en aleación de aluminio 6005 T4, es una barra cuadrada de una pulgada de arista maciza con unos orificios en cada extremo de su cara frontal para permitir la unión de esta pieza con el resto de las barras mediante tornillos, se calculó

tomando en cuenta la transmisión de las fuerzas del resto de las barras y evaluando el comportamiento ante estas solicitaciones. Se necesitarán dos de estas piezas para este diseño. Esta pieza está detallada en el plano B.5.



Fig. 3.16. Barra trasera de soporte.

3.5.4 Barra inferior de soporte:

Esta barra se encarga de transmitir las fuerzas provenientes de las barras descritas anteriormente a un perno de separación y un travesaño liso, esta barra posee en sus extremos dos perforaciones con roscado interior para unirse con el resto de las barras mediante tornillos, también posee en su lateral un par de orificios pasantes, uno de ellos roscado y el otro liso. Esta barra estará conformada en aleación de aluminio 6005 T4, al igual que sus similares, será fabricada a partir de una barra cuadrada de una pulgada de arista (Refiérase a los planos B.2 y B.3). Esta pieza fue calculada como un miembro cargado

axialmente. Aunque son necesarias dos de estas piezas, las mismas presentan una diferencia una de la otra, el roscado del orificio pasante lateral de una es roscado normal y en la otra pieza el roscado es inverso para poder acoplarse al perno de separación que será explicado a continuación.

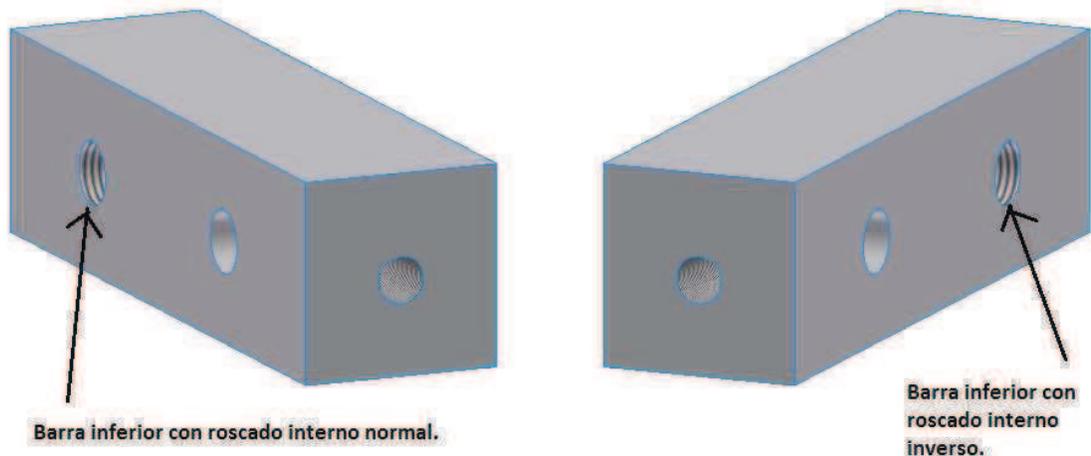


Fig. 3.17. Barras inferiores de soporte (derecha e izquierda).

3.5.5 Perno de separación de las barras inferiores:

Esta pieza se encarga de mantener la distancia relativa entre los sistemas de barras derecho e izquierdo y también sirve para separar o unir las barras según se requiera para poder admitir todos los tamaños de las bases de los motores, está conformada por una barra circular de acero AISI 4140 normalizado de 8 milímetros de diámetro, uno de sus lados posee un roscado M8 y el otro lado un roscado inverso M8 para introducirse en los orificios de las barras inferiores de soporte derecha e izquierda respectivamente. Se calculó esta pieza como una barra doblemente empotrada sometida a dos cargas uniformemente distribuidas a una distancia determinada de sus extremos. Véase el plano B.7.



Fig. 3.18. Perno de separación.

3.5.6 Travesaño liso:

Consiste en una barra circular lisa de 8 milímetros de diámetro de acero AISI 4140 normalizado con roscas en los extremos de la barra para fijarse a las placas laterales, actúa como apoyo al igual que el perno de separación de las barras inferiores para soportar y transmitir la fuerza de empuje. Los cálculos efectuados a esta pieza son similares a los realizados en el mencionado perno de separación. Refiérase al plano B.11.



Fig. 3.19. Travesaño liso.

3.5.7 Placas laterales:

Estas piezas se encargan de recibir las fuerzas provenientes del perno de separación y el travesaño liso y la transmiten a la placa de transmisión de fuerza de empuje. También se encargan de transmitir el peso del motor y del

mecanismo a las correderas. Para evaluar el factor de seguridad de la pieza se procedió a evaluar el área más solicitada de la misma, el área de apoyo del tornillo sin fin y el travesaño liso. Serán necesarias dos de estas piezas para cada lado del carro de medición de empuje fabricadas en acero según la norma ASTM A36 de 5 milímetros de espesor. En la parte inferior de la pieza se acoplará la corredera mediante dos tornillos introducidos en los orificios correspondientes. Véase el plano B.9.

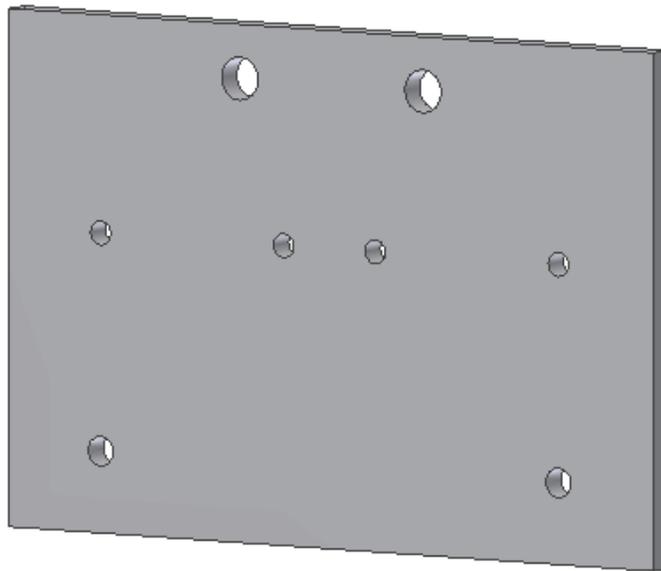


Fig. 3.20. Placa lateral.

3.5.8 Placa transmisora de empuje:

Esta placa se encarga de recibir toda la fuerza de empuje proveniente de los tornillos laterales y transmitirla al pasador liso del sujetador de la celda de carga que se acopla en la parte trasera de esta placa. Será fabricada a partir de una lámina de acero según la norma ASTM A36 de 5 milímetros de espesor. Para el cálculo de esta placa solo se necesita verificar el factor de seguridad estático en el orificio trasero de la placa, debido a que este orificio (donde se acopla el

sujetador de la celda de carga del carro) es el más solicitado de toda la placa. Visualice el plano B.8.

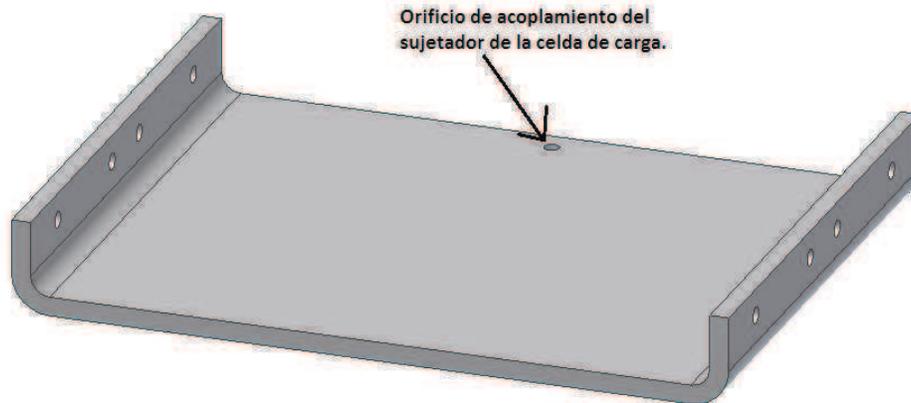


Fig. 3.21. Placa transmisora de empuje.

3.5.9 Selección de correderas:

En este diseño propuesto, es necesario dotar al sistema del carro de medición de empuje de la posibilidad de desplazarse linealmente con las menores pérdidas por la fricción en las zonas de contacto para que la lectura en la celda de carga que mide la fuerza de empuje sea lo más exacta posible. Debido a lo anterior, y pasando por una selección de una gama extensa de piezas que facilitan el desplazamiento lineal, se seleccionó basándose en el precio, calidad de fabricación y capacidad de soportar cargas una corredera lineal fabricada por la empresa francesa Chambrelan, el tipo de corredera citada es la R26 de 200 milímetros de longitud y una capacidad de 85 kg. Según el fabricante, el medio de lubricación es a base de grasa común de rodamientos, las guías de la corredera están fabricadas en acero galvanizado y las bolas de acero al cromo. Se necesitarán dos de estas correderas lineales para cada lado del carro. Estas correderas lineales unirán las placas laterales con las placas de apoyo de la bancada. [31]

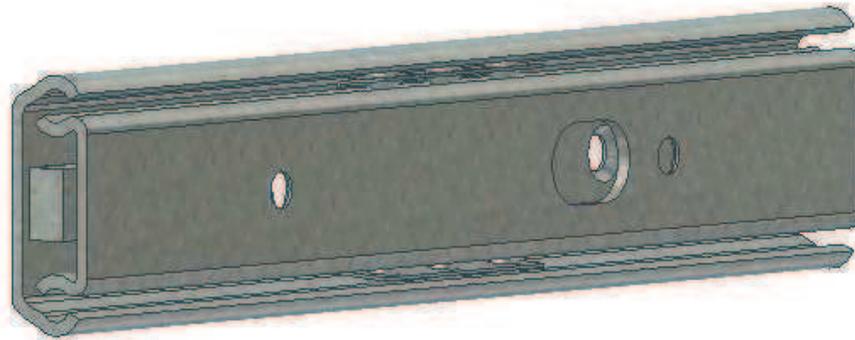


Fig. 3.22. Corredera Chambrelan R26 de 200 mm de longitud.

3.5.10 Placa de apoyo de la bancada:

Serán necesarias dos piezas de este tipo para cada lado del carro, su función es soportar y transmitir a la armadura de la mesa el peso de la bancada (carro de medición) y del motor que será ensayado, esta pieza posee cuatro orificios, sobre dos de ellos descansará la corredera lineal y los otros dos orificios sirven para fijar la pieza a la mesa. Esta placa será fabricada en acero según la norma ASTM A36. Véase el plano B.6.

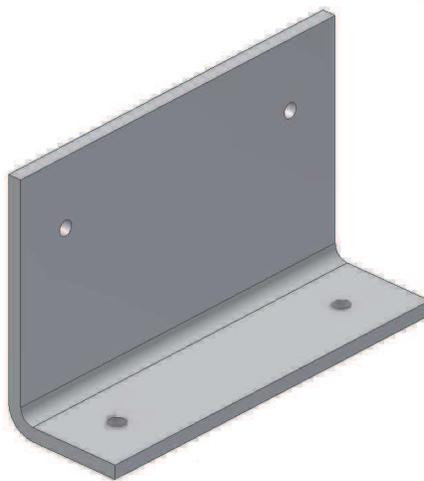


Fig. 3.23. Placa de apoyo de la bancada.

3.5.11 Placa de medición y soporte de la fuerza de empuje:

Esta placa es la última pieza que conforma el carro de medición de empuje, estará fabricada a partir de una lamina de acero según la norma ASTM A36 de cinco milímetros de espesor, posee un orificio en la parte superior para acoplar el sujetador de la celda de carga mediante un pasador liso y posee seis orificios en la parte inferior de la pieza que transmitirá la fuerza de empuje total a la viga con perfil en ele (L) de la mesa. Esta pieza se calculó contra falla en el área más solicitada de la misma, el orificio de acoplamiento del sujetador de la celda de carga. Se podrá ver esta pieza en detalle en el plano B.10.

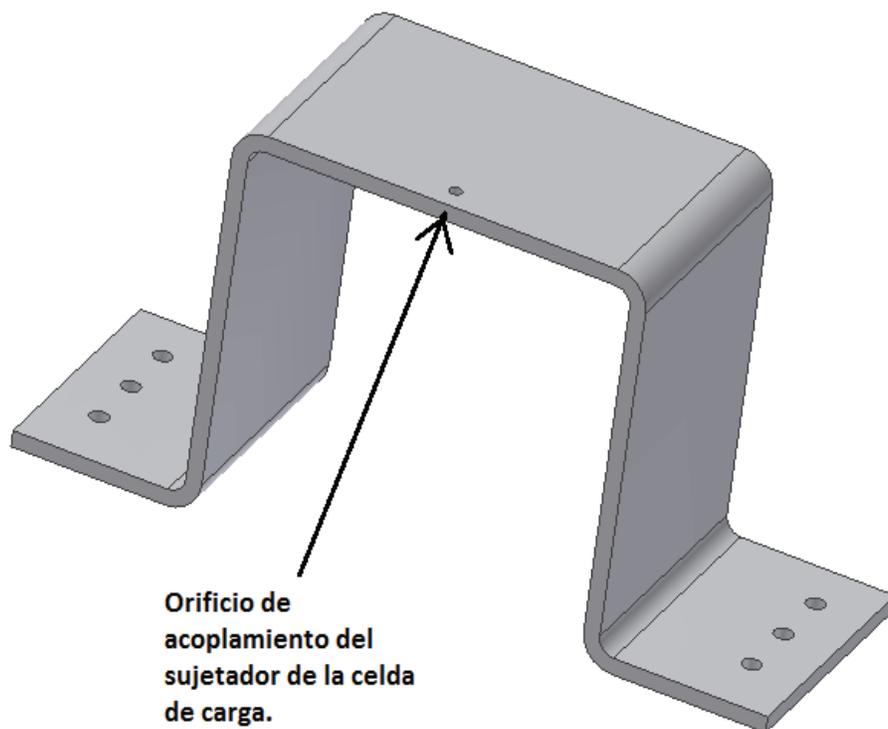


Fig. 3.24. Placa de medición y soporte de la fuerza de empuje.

3.6 Mesa de apoyo:

Sobre esta mesa reposaran todos los equipos necesarios para efectuar los ensayos de los motores de combustión interna de aeromodelos, Todos los cálculos referentes a este subconjunto del diseño se podrán observar en el anexo A.3. Una vista general de la mesa se presenta en la figura 3.25 (Refiérase a los planos A.0 y Exp-A para más detalles), las piezas que conforman este subconjunto serán descritas a continuación:

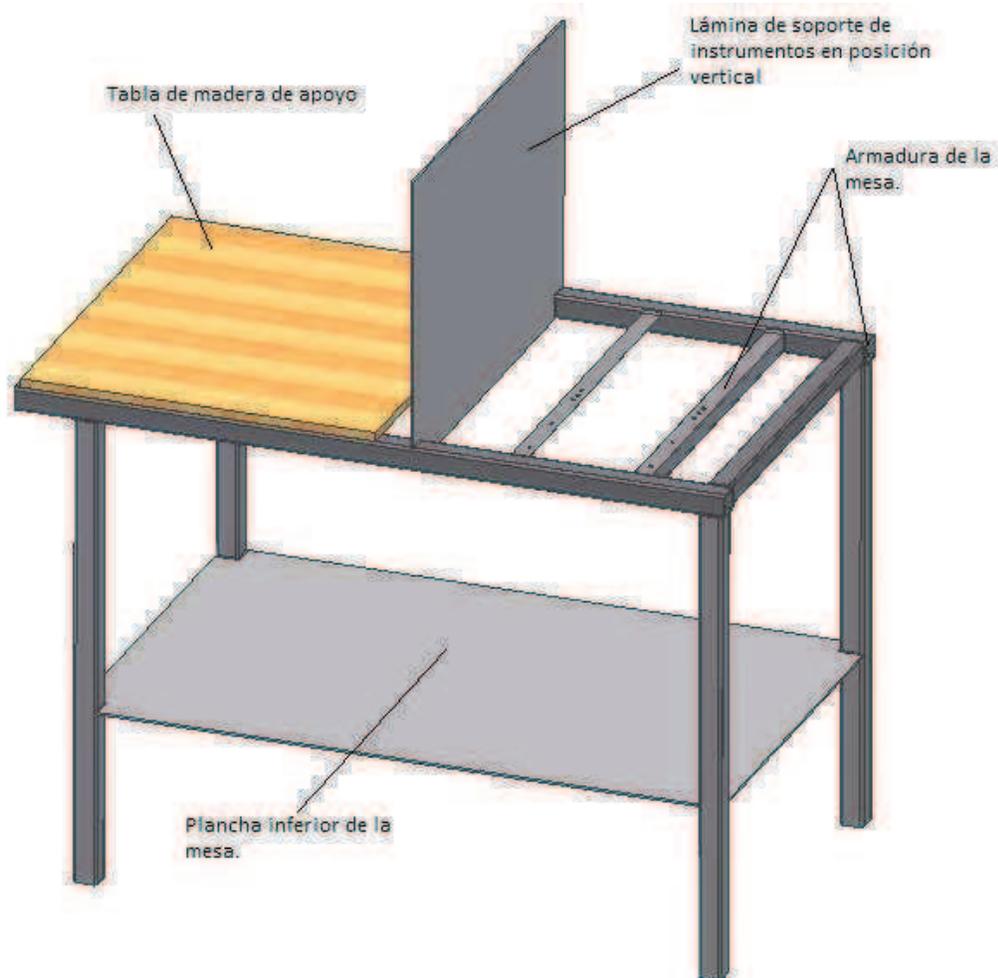


Fig. 3.25. Vista general de la mesa de apoyo.

3.6.1 Armadura de la mesa:

Consta de varias vigas estructurales cuadradas de 40 mm de arista y 2 mm de espesor de pared soldadas entre sí mediante soldaduras de filete de 2 mm de cateto dispuestas estratégicamente para soportar las solicitaciones generadas por los ensayos de los motores exceptuando las vigas con perfil en ele (L) que van unidas con soldaduras de filete con cateto de 4 mm debido a las solicitaciones presentes en la zona, estos perfiles y vigas estructurales están fabricados bajo la norma europea EN 10219 de julio de 1998 y para los cálculos en este trabajo especial de grado se usó las propiedades mecánicas del acero estructural de grado S235 según la mencionada norma (este grado de acero posee las propiedades mecánicas más pobres del catalogo por lo que la utilización de un grado de acero superior ofrecería mayores factores de seguridad). Todas las vigas y perfiles estructurales mencionados anteriormente unidos darán lugar a una mesa de tope rectangular común de 120 cm de largo por 60 cm de ancho por 80 cm de alto. Refiérase a los planos A.1, A.2, A.3 para conocer las especificaciones de las piezas internas de esta armadura y al plano A.0 y Exp-A para más detalles.



Fig. 3.26. Armadura de la mesa.

3.6.2 Tabla de madera de apoyo:

Aparte de las vigas que conforman la mesa, la misma poseerá también una tabla de madera para colocar la computadora que recibirá las señales de las celdas de cargas y el tanque de combustible para los motores, dicha tabla tendrá unas medidas de 60 cm x 68 cm y un espesor de 1,5 cm. El tipo de madera para esta tabla puede ser cualquiera que se comercialice en el mercado nacional debido a que el peso de los equipos (computadora, tanque de combustible, entre otros) no es de elevada magnitud como para provocar una ruptura de la tabla.

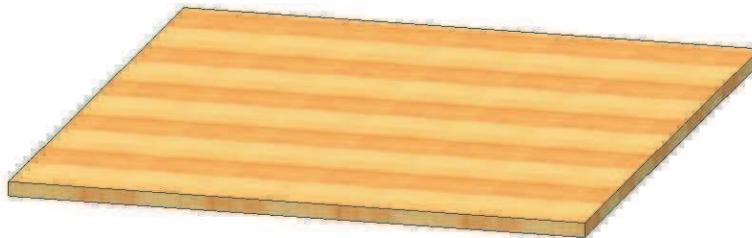


Fig. 3.27. Tabla de madera de apoyo.

3.6.3 Lámina de soporte de instrumentos en posición vertical:

Otro elemento auxiliar presente en la mesa de apoyo es una lamina dispuesta perpendicularmente localizada en el centro de la mesa cuya función será servir de apoyo para colocar equipos en posición vertical como por ejemplo los medidores de flujo de área variable o comúnmente conocidos como “caudalímetros” para la medición de la cantidad de combustible y aire que ingresa a los motores para el futuro banco de pruebas, pero su selección no se encuentra dentro de los alcances de este trabajo especial de grado. La unión de esta placa con el resto de las vigas que conforman la mesa es a base de soldaduras de filete de 2 mm de cateto. El material de esta lámina es acero según la norma ASTM A36. Véase el plano A.5 para más detalles.

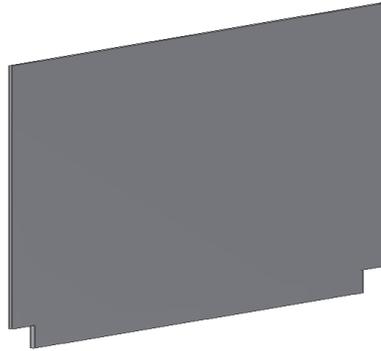


Fig. 3.28. Lámina de soporte de instrumentos en posición vertical.

3.6.4 Plancha inferior de la mesa:

Como último elemento a reseñar de este subconjunto del sistema, tenemos la plancha inferior de la mesa, cuya función es dar peso a todo el sistema para evitar el volcado del dispositivo al estar efectuándose una prueba a los motores. Está conformada a partir de una lámina de acero ASTM A36 de 5 milímetros de espesor. Esta plancha también puede servir para colocar más peso según se necesite para evitar el volcado del dispositivo. Refiérase al plano A.4 para más detalles.

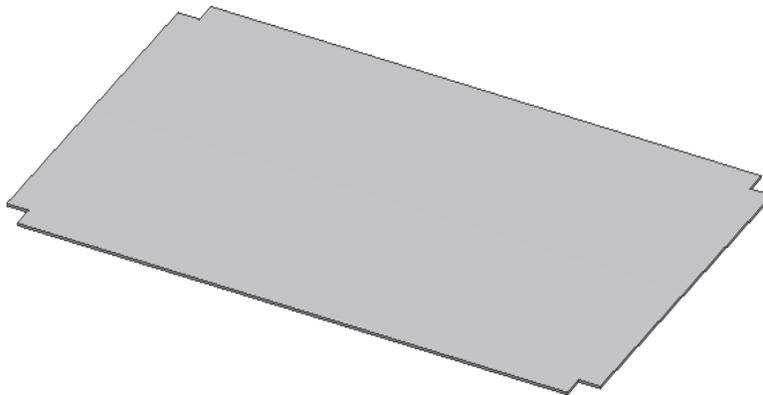


Fig. 3.29. Plancha inferior de la mesa.

3.7 Elementos de unión del diseño:

Como fue mencionado en secciones anteriores, varias de las piezas que conforman los subconjuntos están unidas mediante tuercas, tornillos, arandelas, pasadores lisos, etc., y otro gran número de piezas están soldadas entre sí. A continuación se podrán observar en las tablas 3.5, 3.6, y 3.7 todos los datos relacionados con todos los métodos de unión seleccionados y las piezas que serán unidas con dichos métodos de unión. Los cálculos correspondientes se pueden ubicar en el anexo A.3.

N° de Unión	Pieza 1	Pieza 2	Método de unión
1	Placa universal de soporte de motores	eje rodamiento-placa	1 tornillo de cabeza hexagonal M4x25 con 1 arandela.
2	Placa trasera del accesorio de medición de torsión	Rodamiento FY 12 TF	4 tornillos de cabeza hexagonal M10x45 con 4 tuercas M10 y 8 arandelas.
3	Sujetador de celda de carga	Placa trasera del accesorio de medición de torsión	1 pasador liso 4x22 con pin separable de retención.
4	Sujetador de celda de carga	Placa universal de soporte de motores	1 pasador liso 4x22 con pin separable de retención.
5	Accesorio de medición de torsión	Carro de medición de empuje	4 tornillos de cabeza hexagonal M6x40 con 4 tuercas M6 y 8 arandelas.

Tabla 3.9. Métodos de unión para el accesorio de medición de la torsión.

N° de Unión	Pieza 1	Pieza 2	Método de unión
16	Perfiles estructurales en ale (L) (Soporte del carro de medición)	Vigas estructurales 40x40x2.5x1200 (viga frontal y trasera)	8 cordones de soldadura de filete de cateto 4 mm.
17	Vigas estructurales 40x40x2.5x800 (patas de la mesa)	Vigas estructurales 40x40x2.5x1200 (viga frontal y trasera)	8 cordones de soldadura de filete de cateto 2 mm.
18	Plancha inferior de la mesa	Vigas estructurales 40x40x2.5x800 (patas de la mesa)	8 cordones de soldadura de filete de cateto 2 mm.
19	Lamina de soporte de instrumentos en posición vertical	Vigas estructurales 40x40x2.5x1200 (viga frontal y trasera)	8 cordones de soldadura de filete de cateto 2 mm.
20	Tabla de madera de apoyo	Vigas estructurales 40x40x2.5x1200 (viga frontal y trasera)	4 tornillos de cabeza hexagonal M8x70 con 4 tuercas M8.

Tabla 3.10. Métodos de unión seleccionados para la mesa de apoyo.

N° de Unión	Pieza 1	Pieza 2	Método de unión
6	Barras frontal de soporte	Barras superiores e inferiores de soporte	4 tornillos de cabeza hexagonal M6x30.
7	Barras traseras de soporte	Barras superiores e inferiores de soporte	4 tornillos de cabeza hexagonal M6x30.
8	Perno de separación de las barras inferiores	Placas laterales	2 tuercas M8 con 2 arandelas.
9	Travesaño liso	Placas laterales	2 tuercas M8 con 2 arandelas.
10	Placas laterales	Placa transmisora de empuje	8 tornillos de cabeza hexagonal M4x25 con 8 tuercas M4
11	Placas laterales	Corredera Chambrelan	2 tornillos de cabeza cónica plana M5x14 con 2 tuercas M5 y 2 arandelas.
12	Corredera Chambrelan	Placa de apoyo de la bancada.	2 tornillos de cabeza cónica plana M5x14 con 2 tuercas M5 y 2 arandelas.
13	Sujetador de celda de carga	Placa transmisora de empuje	1 pasador liso 4x22 con pin separable de retención.
14	Sujetador de celda de carga	Placa de medición y soporte de la fuerza de empuje	1 pasador liso 4x22 con pin separable de retención.
15	Carro de medición de empuje	Mesa de apoyo	10 tornillos M6x30 con 10 tuercas M6 y 20 arandelas.

Tabla 3.11. Métodos de unión seleccionados para el carro de medición de empuje.

3.8 Estimación de costos de fabricación:

Se realizó una serie de consultas a distintos distribuidores y comercializadores de productos ferrosos y no ferrosos, además de algunos talleres que prestan servicios de tornería y labores de corte. La empresa G&F Tecnología cuenta en sus instalaciones con una maquina TORMACH Personal CNC 1100 (Fig. 3.30), dicha maquina es capaz de efectuar labores diversas de mecanizado de piezas

(fresadora horizontal y vertical, torno y taladrado.), una gran parte de las piezas necesarias para este dispositivo serán fabricadas utilizando esta máquina, las placas y piezas planas que necesiten de corte y/o doblado deberán ser fabricadas en otros talleres. El costo aproximado de los materiales y de fabricación serán mostrados a continuación en la tabla 3.8:



Fig. 3.30. Máquina TORMACH Personal CNC 1100.

MATERIALES				
Materia Prima	Empresa consultada	Costo	Cantidad necesaria	Total
Plancha de acero ASTM A36.	Ferrum C.A.	516,04 Bs.	1 unidad (1,2m x 2,4m)	516,04 Bs
Barra cuadrada de 1" de aluminio 6005 T4	Corporación F&T C.A.	90 Bs/m	1 m.	90 Bs.
Barra circular de 3/4" de aluminio 6005 T4	Corporación F&T C.A.	38 Bs/m	0.2 m.	7,6 Bs.
Tubos estructurales 40x40x2,5.	Ferrum C.A.	135,91 Bs.	2 unidades de 6 metros C/U.	271,82 Bs.
Angulo de 30x30x3.	Ferrum C.A.	48,12 Bs.	1 unidad de 6 metros.	48,12 Bs.
Barra de acero 4140 de 1/2".	Ferrum Aceros C.A.	15 Bs/m.	1 m.	15 Bs.
Barra de acero 4140 de 5/8".	Ferrum Aceros C.A.	24 Bs/m.	0,2 m.	4,8 Bs.
Unidad de rodamiento SKF FY 12 TF.	Rodamientos Martin C.A.	89,77 Bs.	1 unidad.	89,77 Bs.
Correderas Chambrelan R26 de 200 mm.	Chambrelan	20 euros C/U (105,426 Bs aprox.)	2 unidades.	210,952 Bs.
Celdas de carga FUTEK LCM 200.	FUTEK Inc.	575 \$ C/U (2472,5 Bs. Aprox.)	2 unidades.	4945 Bs.
Interface celda de carga-PC FUTEK USB210	FUTEK Inc.	500 \$ C/U (2150 Bs.)	1 unidad (aunque el ideal es 2 unidades).	2150 Bs.
Tornillería variada y electrodos de soldadura,	Ferreterías EPA.	150 Bs. Aprox.	N/A	150 Bs.
TOTAL DE MATERIALES				8499,1 Bs.
MANO DE OBRA Y MECANIZADO				
Procesos de mecanizado de las piezas.	Empresa consultada	Costo	Cantidad necesaria	Total
Corte con plasma y doblado de las diversas piezas planas del dispositivo	Aerometal C.A.	<ul style="list-style-type: none"> 800 Bs/ H de corte con plasma. 15 Bs/doblez. 	1 hora de corte con plasma y al menos 10 dobleces de láminas.	950 Bs.
Mecanizados varios de las piezas de aluminio y acero.	G&F Tecnología	70 Bs por hora de mecanizado.	30 horas aprox.	2100 Bs.
TOTAL DE MECANIZADO Y MANO DE OBRA.				3050 Bs.
TOTAL GENERAL				11549,1 Bs.

Tabla 3.12. Estimación de costos de fabricación del dispositivo. [7] [8]

3.9 Montura de un turborreactor en miniatura en el dispositivo:

El presente diseño admite también la medición de valores de empuje de un turborreactor en miniatura JETCAT P80 SE (Fig. 3.31), el mencionado turborreactor deberá acoplarse sobre las barras superiores de soporte haciendo uso de dos de los orificios superiores de las barras para fijar el soporte del turborreactor a las mismas mediante tornillos (el mencionado soporte está incluido en el paquete del turborreactor), previamente a esto, se deberá remover el accesorio de medición de torsión para asegurar una adecuada entrada de aire y para evitar interferencia mecánica. Se recomienda que al efectuar mediciones de empuje para este turborreactor se haga uso de ventilación forzada para evitar daños por calor de la celda de carga trasera, aunque la misma soporta temperaturas de operación desde los -50°C hasta los 140°C . Una vista previa de cómo luciría el turborreactor fijado al carro de medición se presenta en la Figura 3.32.



Fig. 3.31. Turborreactor miniatura JETCAT P80-SE.

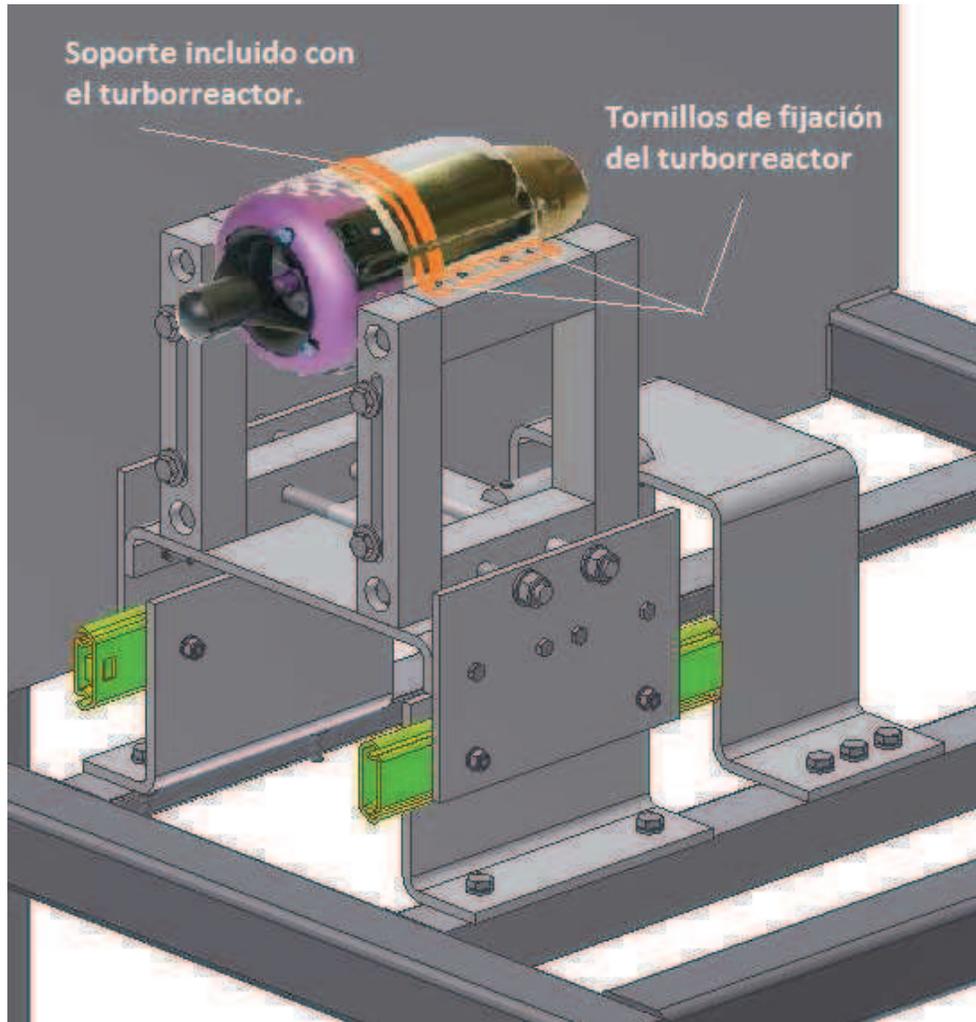


Fig. 3.32. Vista previa del turborreactor JETCAT P80-SE montado en el carro de medición.

3.10 Algunas consideraciones adicionales de seguridad:

Para una segura utilización del soporte de fijación para motores de aeromodelos se recomienda la instalación de un cobertor de seguridad a la mesa de apoyo con el fin de cubrir al motor y la hélice durante los ensayos de los motores, un material idóneo para este cobertor sería el vidrio acrílico o “plexiglass” ya que presenta una resistencia mecánica considerablemente alta (Resistencia al

impacto seis veces superior a la del vidrio [30]) y evitaría daños al personal operador del dispositivo en caso de desprendimiento de hélice ya que el cobertor absorbería la mayoría o la totalidad de la fuerza de impacto de la hélice desprendida, además, debido a su translucidez puede observarse el motor en operación. El cobertor (Fig. 3.32) estaría fabricado a partir de láminas de acrílico de 4 mm de espesor, los planos para la fabricación de este cobertor están incluidos en el anexo B de este trabajo especial de grado. Véase el plano A.6 para conocer las dimensiones y otras especificaciones de esta pieza.

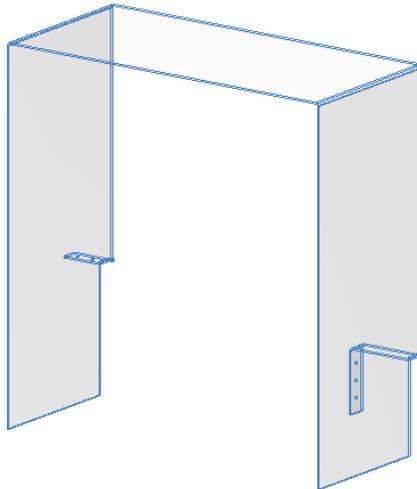


Fig. 3.33. Cobertor acrílico propuesto para el dispositivo.

3.11 Instrucciones para el uso del soporte de fijación:

1. Verificar el modelo del motor que será fijado en el soporte, solo el modelo MAX 0,61FX tiene el cigüeñal paralelo a su base, por lo tanto se necesita acoplar al accesorio de medición de torsión los soportes perpendiculares y sobre estos acoplar el motor, en caso de que se vaya a probar el modelo DA-50R, habrá que atornillar a la placa universal de soporte de motores la placa de montura del motor DA-50R y sobre esta

acoplar el motor. En caso de acoplar el turborreactor JETCAT se necesitará remover el accesorio de medición de torsión del carro de medición de empuje y acoplar el turborreactor a las barras de soporte superiores del carro de medición. Para cualquier otro modelo de motor hacer caso omiso a lo anterior y acoplar el motor directamente sobre la placa de soporte universal de motores del accesorio de medición de torsión.

2. Fijar el motor a la placa universal de soporte o a los soportes perpendiculares (según sea el caso) con los tornillos especificados por el fabricante del motor y en la posición especificada en la Figura 3.34.

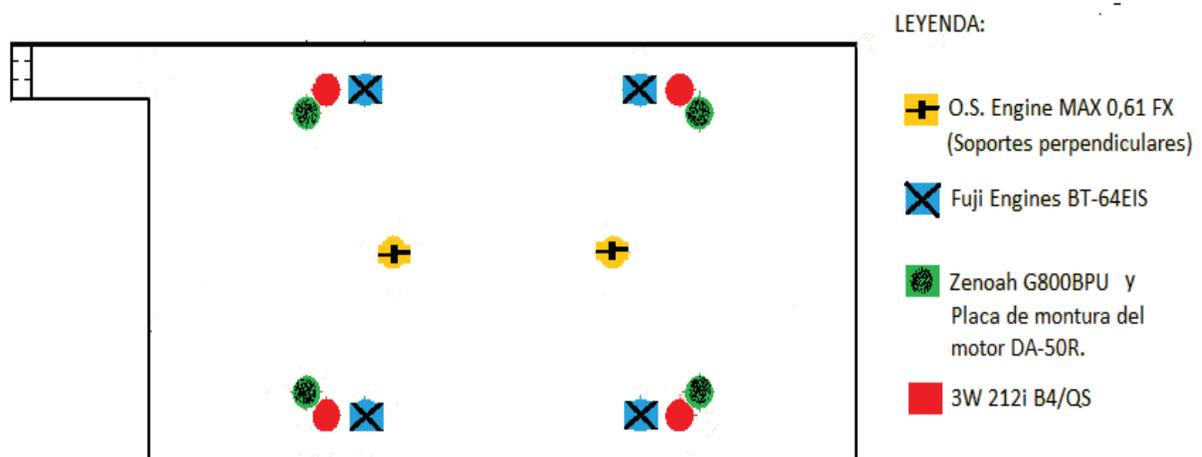


Fig. 3.34. Posiciones de los tornillos de acoplamiento según el modelo de motor. [21] [22] [23] [24] [25]

3. Comprobar el par de apriete de los tornillos de fijación del motor recomendado por el fabricante del motor y comprobar el par de apriete de los tornillos que sujetan a los soportes perpendiculares y la placa de montura del motor DA-50R (según sea el caso) contra la placa universal de soporte.

4. Inspeccionar visualmente todo el dispositivo y verificar la presencia de los pasadores lisos en los sujetadores de la celda de carga.
5. Conectar al motor la tubería de combustible e instrumentos adicionales de medición que el operador desee incorporar.
6. Fijar la hélice al motor.
7. Comprobar el correcto funcionamiento de las celdas de carga y la señal que va hacia la PC.
8. Encender el motor.
9. Tomar resultados de las mediciones y obtener las curvas características del motor probado teniendo en cuenta que el valor medido de empuje del motor es directo desde la celda de carga del carro de medición de empuje, en cambio la medición de la torsión es indirecto y deberá calcularse resolviendo la siguiente ecuación:

$$T (N.m) = \textit{Fuerza medida} (N) * b(m)$$

Donde la fuerza medida proviene de la celda de carga del accesorio de medición de la torsión y el brazo (b) tiene un valor de **0,1225 m**.

4.- Conclusiones

- Se diseñaron y calcularon la totalidad de las piezas que conforman el soporte de fijación de motores de combustión interna de aeromodelos, el accesorio de medición de torsión, el carro de medición de empuje, la mesa de apoyo y los métodos de unión.
- El diseño admite la montura y puesta en marcha de todos los modelos de motores que posee la empresa G&F Tecnología.
- El soporte propuesto puede admitir motores de al menos el doble de potencia que los existentes en la empresa G&F Tecnología siempre y cuando sus bases puedan ser atornilladas perfectamente en el accesorio de medición de torsión.
- El presente diseño acepta la montura de un turborreactor JETCAT P80-SE solo para efectuarle mediciones de empuje generado, siempre y cuando se remueva el accesorio de medición de torsión para evitar interferencia mecánica.
- Se aplicó la metodología del diseño en ingeniería para encontrar la solución que mejor satisfaga las necesidades de G&F Tecnología.
- Se indagó acerca de instrumentación para las mediciones de fuerza y se seleccionó las celdas de carga FUTEK LCM 200 debido a sus pequeñas dimensiones y prestaciones.
- Se seleccionaron materiales de fabricación de origen nacional primordialmente exceptuando las celdas de carga, el rodamiento y las correderas, ya que no se ubicaron empresas nacionales que fabriquen celdas de carga ni rodamientos y no se consiguieron datos técnicos confiables para las correderas de fabricación nacional que aseguraran el correcto funcionamiento del diseño, teniéndose que seleccionar productos de comercialización internacional.
- Se realizó un manual de fabricación del soporte de fijación de motores de combustión interna de aeromodelos.
- Se incluyó un manual de instrucciones para el uso del presente soporte de fijación.
- Se elaboraron todos los planos de las piezas que componen el presente diseño.
- Se estimó el costo de fabricación total del dispositivo.

5.- Recomendaciones

- Se recomienda la fabricación de las piezas y construcción del soporte de fijación de motores de aeromodelos siguiendo los lineamientos, especificaciones técnicas (planos) y haciendo uso de los materiales sugeridos en este trabajo especial de grado.
- Se recomienda igualmente la fabricación e implementación del cobertor acrílico para incrementar la seguridad de los operadores.
- Se sugiere tener a la mano un extintor de incendios para fuegos tipo A, B, y C ya que se está trabajando con compuestos inflamables y hay presencia de aparatos electrónicos.
- Al efectuarse ensayos al turborreactor JETCAT P80-SE se recomienda usar protección auditiva debido a los altos niveles de ruidos generados por el turborreactor, igualmente se sugiere la utilización de ventilación forzada (un ventilador externo) para ventilar y proteger la celda de carga trasera de daños por calor excesivo.
- No se deben colocar personas en frente de las hélices cuando estén en funcionamiento los motores.
- Indagar acerca de medidores de flujo de aire y combustible (caudalímetros) para implementarlo en el presente diseño y así conocer las relaciones de aire/combustible de la mezcla.
- Hacer uso del sistema de telemetría Seagull presente en las instalaciones de la empresa G&F Tecnología para efectuar mediciones de temperatura y revoluciones por minuto de los motores en funcionamiento, así como para obtener la temperatura de los gases de escape.
- No utilizar este dispositivo con motores con potencias superiores a los 35 Hp, en caso de querer realizar mediciones a otros modelos de motores distintos a los especificados en este trabajo especial de grado, sus bases deben ser idénticas a la de los motores citados en este trabajo.

6.- Bibliografía

1. GERE. J., (2006), Mecánica de Materiales, Buenos Aires, 6ta edición, Editorial Thomson.
2. SHIGLEY J., MISCHKE C., (2007), Diseño en ingeniería mecánica, Mexico, 6ta Edición, Editorial Mc Graw Hill.
3. LEON J., (1978), Dinámica de maquinas, Caracas, Editorial Limusa.
4. BARAJAS O. M., (2003), El proceso de diseño en proyectos de ingeniería, Bogotá, Editorial Limusa.
5. MOTT R., (2004), Machine Elements in Mechanical Design, Columbus, 4ta Edición, Editorial Prentice Hall.
6. Catalogo SKF [Catalogo en línea]. Disponible en <http://www.skf.com/portal/skf/home/products?lang=es>. [Consulta: 2010, Abril, 27].
7. Catalogo de FERRUM ACEROS C.A., [Catalogo en línea]. Disponible en <http://www.ferrumaceros.com/aceros.htm> [Consulta: 2010, Mayo, 7].
8. Catalogo de FERRUM C.A., [Catalogo en línea]. Disponible en <http://www.ferrumaceros.com/> [Consulta: 2010, Mayo 13].
9. Internal Combustion Engines. [Artículo en línea]. Disponible en <http://www.britannica.com/EBchecked/topic/290504/internal-combustion-engine> [Consulta: 2010, Mayo, 26].
10. Propiedades del acero A36. [Artículo en línea]. Disponible en www.matweb.com. [Consulta: 2010, Junio, 4]
11. American Institute of Steel. (1986), Steel Construction Manual, 8va Edition.
12. Propiedades del acero 4140. [Artículo en línea]. Disponible en http://www.efunda.com/materials/alloys/alloy_steels/show_alloy.cfm?i

- d=aisi_4140&prop=all&page_title=aisi%204140 [Consulta: 2010, Junio, 20].
13. Propiedades de la aleación de aluminio 6005-T4. [Catalogo en línea]. Disponible en <http://www.ronautica.com/>. [Consulta: 2010, Agosto, 5].
 14. Aerodelismo. [Artículo en línea]. Disponible en <http://es.wikipedia.org/wiki/Aerodelismo>. [Consulta: 2010, Abril, 3].
 15. UAV. [Artículo en línea]. Disponible en <http://es.wikipedia.org/wiki/UAV>. [Consulta: 2010, Abril, 3].
 16. BEER F.P., JOHNSTON E.R., (1997), Mecánica Vectorial para Ingenieros, Estática, México, 6ta Edición, Editorial Mc Graw Hill.
 17. HIBBELER P., (2004), Mecánica Vectorial para Ingenieros, Estática, México, 10ma Edición, Editorial Mc Prentice Hall.
 18. SOLÉ A., (2005), Instrumentalización industrial, Madrid, 7ma Edición, Editorial Marcombo ediciones técnicas.
 19. Futek LCM200 [Catalogo en línea]. Disponible en <http://www.futek.com>. [Consulta: 2010, Agosto, 5].
 20. Motor ZDZ [Catalogo en línea]. Disponible en www.troybuiltmodels.com/.../ZDZ-Gas-Engines.html. [Consulta: 2010, junio, 24].
 21. Manual del usuario del motor MAX-61FX. O.S. Engines.
 22. Manual del propietario del motor G800BPU. ZENOAH
 23. Manual del usuario del motor DA-50-R. Desert Aircraft.
 24. Manual del motor 212i B4/QS. 3W Modell Motoren.
 25. Manual del motor BT 64 EIS. Fuji Engines.
 26. Rotary engines [Artículo en línea] Disponible en <http://www.howstuffworks.com/rotary-engine.htm> [Consulta: 2010, Septiembre, 14].

27. Internal combustión engine [Artículo en línea] Disponible en <http://www.howstuffworks.com/engine1.htm> [Consulta: 2010, Septiembre, 14].
28. Banco de pruebas de motores de combustión interna [Artículo en línea] Disponible en <http://www.sc.ehu.es/nmwmigaj/bancomot.htm> [Consulta: 2010, Septiembre, 23].
29. SEARS F., ZEMANSKY M., (1964), University Physics, 3ra Edición, Editorial Addison-Wesley publishing company.
30. Vidrio Acrílico [Artículo en línea] Disponible en <http://uruguay334.wordpress.com/2009/10/04/maquinado/> [Consulta: 2010, Octubre, 1].
31. Catalogo Chambrelan [Catalogo en línea], Disponible en <http://new.chambrelan.com/ES/producto/R26/guia-telescopica/extension/parcial/acero/> [Consulta: 2010, Julio, 24].
32. Acero ASTM A500 Grado C [Catalogo en línea], Disponible en http://www.unicon.com.ve/estructural_tubos_estructurales.html [Consulta: 2010, septiembre, 10].
33. Propiedades del acero 4140. [Artículo en línea]. Disponible en http://www.utp.edu.co/~publio17/ac_aleados.htm [Consulta: 2010, Junio, 20].

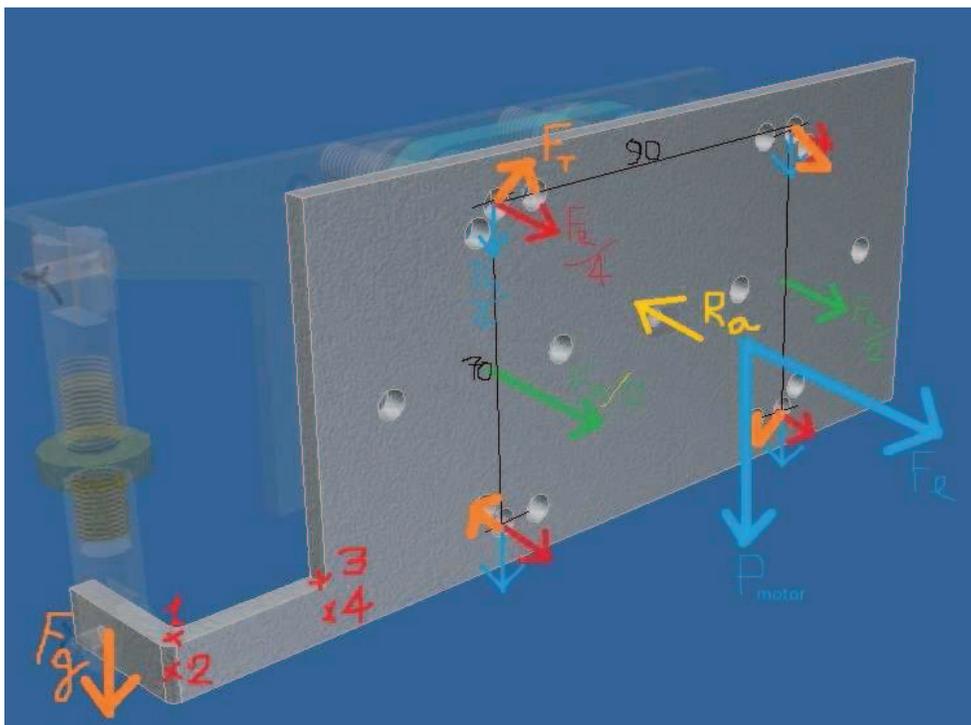
7.- Anexo A

7.1 ANEXO A.1: Cálculos de las piezas del accesorio de medición de torsión

A continuación se detallarán los cálculos de cada una de las piezas que conforman el accesorio de medición de torsión, Se podrá ver que cada pieza está acompañada de un diagrama de cuerpo libre, cálculos de esfuerzos y evaluación de factores de seguridad estáticos y dinámicos según sea requerido.

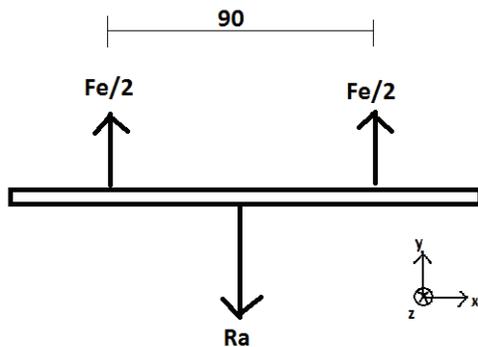
Placa de soporte universal de motores:

Se supondrá el valor de empuje del motor 90 kg, este valor es obtenido de un motor ZDZ de superior potencia de eje 35 (HP), se comenzará el cálculo con la placa de sujeción de los motores como una placa a flexión.



De la figura se observa la presencia de la fuerza de empuje y del peso del motor, para aligerar los cálculos se desprejará el efecto del peso del motor sobre la placa ya que es mucho menor que la fuerza de empuje (F_e), solo existe un apoyo que soporta toda la fuerza de empuje, el tornillo central, por lo tanto modelaremos estas sollicitaciones como una placa sometida a flexión por dos

fuerzas de magnitud $F_e/2$ equidistantes del centro con un solo apoyo en la zona central, por lo tanto.



El momento máximo se produce en el centro de la placa en donde está el tornillo con un valor de:

$$M_{\max} = -20250 \text{ N/m}$$

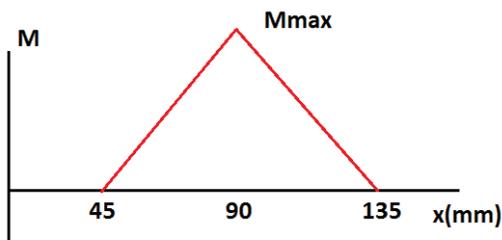
Espesor de la placa = 5 mm

Ancho de la placa = 90 mm

Momento de inercia respecto al eje z:

Como la sección transversal es un rectángulo, el momento de inercia es directamente:

$$I_z = \frac{b * h^3}{12} = \frac{0.09\text{m} * (0.005\text{m})^3}{12} = 9,4E^{-10}\text{m}^4$$



Inercia del agujero:

$$I_{\text{agujero}} = \frac{b * h^3}{12} = \frac{0.004\text{m} * (0.005\text{m})^3}{12} = 4,17E^{-11}\text{m}^4$$

Sustrayendo la inercia del agujero de la sección transversal tendríamos:

$$I_{\text{total}} = I_z - I_{\text{agujero}} = 8,96E^{-10}\text{m}^4$$

El esfuerzo normal generado por la fuerza de empuje en el centro de la placa en la parte superior e inferior de la placa sería:

$$\sigma_x = \frac{M_{\max} * c}{I_{\text{total}}} = \frac{-20250\text{N} \cdot \text{m} * 0.0025\text{m}}{8,96E^{-10}\text{m}^4} = -56,51\text{MPa}$$

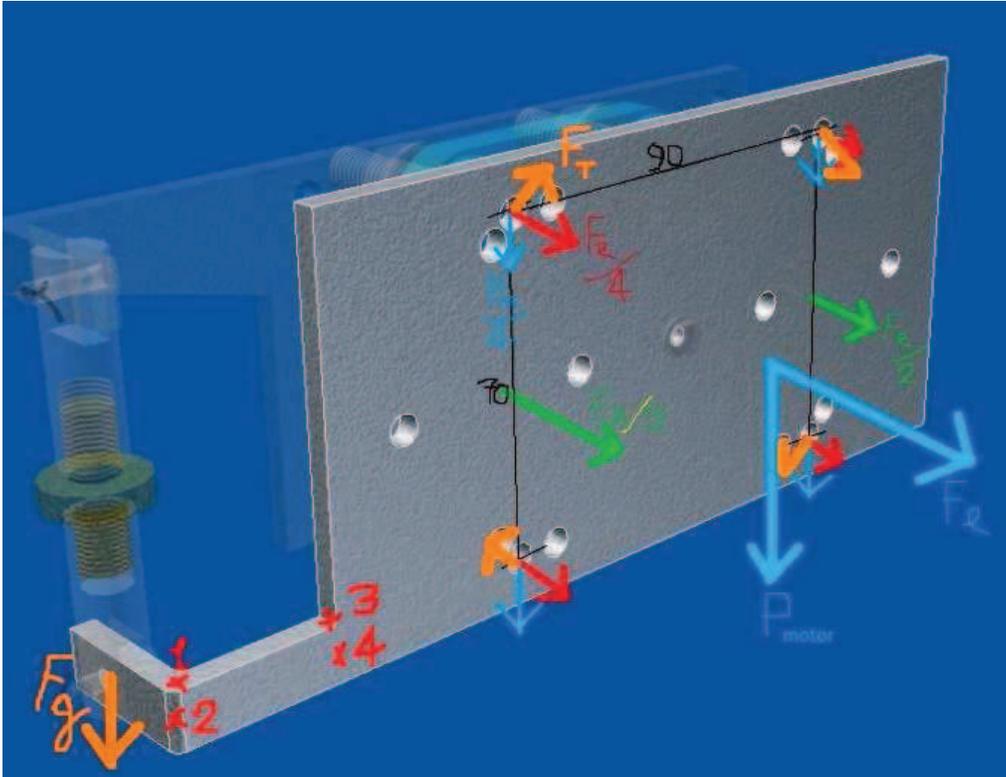
Esfuerzo de fluencia de la placa (acero ASTM A500 grado C): $S_y = 344 \text{ MPa}$ [32]

Factor de seguridad estático

$$n = \frac{S_y}{\sigma_x} = \frac{344\text{MPa}}{56,51\text{MPa}} = 6,1$$

Cálculos para el brazo de sujeción de la celda de carga de la placa:

El referido brazo de sujeción está sometido a cargas de flexión y torsión producto de la torsión generada por el motor, se pueden distinguir en el brazo los cuatro puntos cargados más importantes, en la figura a continuación se puede observar la localización de dichos puntos.



Fuerza recibida por la galga o F_g :

Para conocer dicha fuerza deberemos calcular la torsión generada por el motor ZDZ de 35 Hp (26,11KW a 5600 rpm) de la siguiente forma:

$$Potencia(KW) = \frac{Torsion(N.m) * 2\pi * Velocidad\ rotacional(rpm)}{60000}$$

Despejando tenemos:

$$Torsion(N.m) = \frac{26,11\ KW * 60000}{2\pi * 5600rpm} = 44,52\ N.m$$

De la geometría del diseño obtenemos la distancia (o brazo de acción de la fuerza) desde el tornillo central hasta el punto de acoplamiento de la celda de carga:

$$\text{Brazo} = b = 122,5 \text{ mm}$$

La fuerza que genera la torsión del motor con el brazo b es:

$$Fg = \frac{\text{Torsion (N.m)}}{b} = \frac{44,52 \text{ N.m}}{0,129 \text{ m}} = 363,45 \text{ N}$$

Donde F_g es la fuerza que se transmite a la celda de carga.

Otros datos:

Longitud a = 20 mm

Longitud e = 32 mm

Longitud b = 12 mm

Longitud c = 5 mm

Area de la sección transversal = $6E^{-5} \text{ m}^2$.

Momento torsional generado por F_g sobre el punto 2:

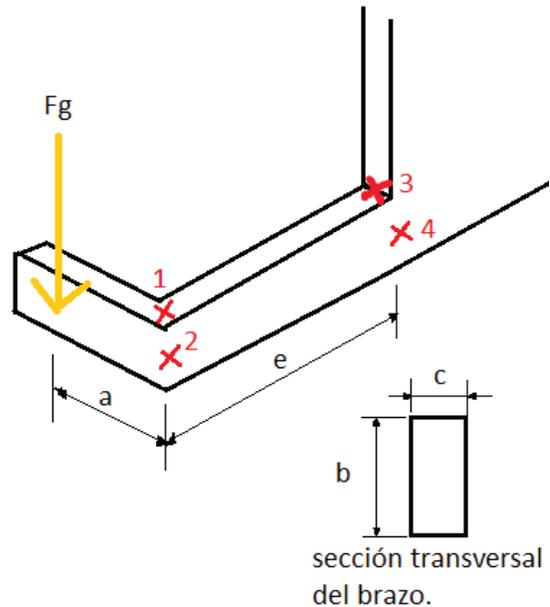
$$Mt = Fg * a = 363,45 \text{ N} * 0,02 \text{ m} = 7,27 \text{ N.m}$$

Tomando en cuenta lo anterior, estudiaremos los puntos por separado:

Punto 1 y punto 3: Existe esfuerzo normal generado por la flexión del brazo gracias a la fuerza F_g , el esfuerzo en el punto 3 es mayor que en el punto 1 ya que el brazo de la fuerza es mayor. Tomando este punto como crítico tenemos:

Inercia de la sección transversal:

$$I_z = \frac{c * b^3}{12} = \frac{0,005 \text{ m} * (0,012 \text{ m})^3}{12} = 7,2E^{-10} \text{ m}^4$$



Momento producido por F_g en el punto 3:

$$M = F_g * e = 363,45 \text{ N} * 0,032 \text{ m} = 11,63 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Esfuerzo normal por flexión en el punto 3:

$$\sigma = \frac{M * \left(\frac{b}{2}\right)}{I_z} = \frac{11,63 \text{ N} \cdot \text{m} * 0,006 \text{ m}}{7,2E^{-10} \text{ m}^4} = 96,92 \text{ MPa}$$

Esfuerzo cortante por torsión en el punto 3: Debido a que no existe una correlación confiable entre el esfuerzo cortante y los momentos polares de inercia para secciones no circulares en torsión [2] [5], se asumirá que el esfuerzo cortante máximo en el punto 3 es idéntico al del punto 4 para el cual si existe una ecuación [2] que nos define el esfuerzo cortante máximo (ya que el punto 4 se encuentra en la mitad del lado más largo de la sección transversal)

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{Mt}{b * c^2} * \left(3 + \left(\frac{1,8}{\frac{b}{c}} \right) \right) = \frac{6,9 \text{ N} \cdot \text{m}}{0,012 \text{ m} * (0,005 \text{ m})^2} * \left(3 + \left(\frac{1,8}{\frac{0,012 \text{ m}}{0,005 \text{ m}}} \right) \right) \\ &= 86,26 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Esfuerzo combinados de von mises en el punto 3:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = 184,83 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad estático: Para acero ASTM A500 Grado C, $S_y=344 \text{ MPa}$

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{344 \text{ MPa}}{184,83 \text{ MPa}} = 1,86$$

Punto 2 y punto 4: Existen esfuerzos cortantes producidos por la torsión y la flexión combinadas.

Esfuerzo cortante por flexión para secciones rectangulares:

$$\tau = \frac{3 * V}{2 * A} = \frac{3 * 363,45 \text{ N}}{2 * 0,00006 \text{ m}^2} = 9,08 \text{ MPa}$$

Esfuerzo cortante por torsión para secciones rectangulares:

$$\tau = \frac{Mt}{b * c^2} * \left(3 + \left(\frac{1,8}{\frac{b}{c}} \right) \right) = \frac{7,26 \text{ N.m}}{0,012 \text{ m} * (0,005 \text{ m})^2} * \left(3 + \left(\frac{1,8}{\frac{0,012\text{m}}{0,005\text{m}}} \right) \right)$$

$$= 90,86 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad estático según el criterio de Tresca:

Como los puntos en cuestión están a cortante puro y despreciando el esfuerzo cortante producto de las fuerzas cortantes en la flexión tenemos:

$$n = \frac{Sy}{2 * \tau_{total}} = \frac{344 \text{ MPa}}{2 * 90,86 \text{ MPa}} = 1,89$$

Estudio del efecto de la fatiga sobre el punto 4 (punto crítico):

Para un acero ASTM A500 grado C el esfuerzo máximo de tensión es 428 MPa. Considerando el valor de resistencia a la fatiga en viga rotativa para vida infinita (más de un millón de ciclos de carga) de los aceros tenemos:

$$S'e = 0,506 * Sut = 0,506 * 428 \text{ MPa} = 216,56 \text{ MPa}$$

Haciendo uso de las ecuaciones de Marín para estimar el valor de resistencia a la fatiga del punto crítico tenemos:

$$Se = Ka * Kb * kc * kd * ke * S'e$$

Donde

K_a : el estado de la placa es directamente como sale de forja, sabiendo esto, tendremos los valores de $a=271$ y $b=-0,995$ de la ecuación para k_a .

$$Ka = a * Sut^b = 271 * 428^{-0,995} = 0,65$$

K_b : Como la barra en cuestión no está sometida a carga axial y tiene sección transversal no circular necesitaremos calcular el diámetro equivalente:

$$Dequi = 0.808(bc)^{1/2} = 6,25 \text{ mm}$$

Luego:

$$Kb = 1,24 * Dequi^{-0.107} = 1,01 = 1$$

Kc: La carga predominante para esta pieza es la torsión por lo tanto tomando los valores de la tabla 7-7 del Shigley.

$$Kc = \alpha * Sut^{\beta} = 0,55$$

Donde α es 0,258 y β es 0,125 para cargas torsionales.

Kd: La pieza estará trabajando a temperatura ambiente por lo tanto $Kc=1$.

Ke: Se despreciarán los efectos diversos sobre la pieza, por lo tanto $Ke=1$.

De aquí y sustituyendo:

$$Se = Ka * Kb * kc * kd * ke * S'e = 79,25 MPa$$

Esfuerzos medios y alternantes presentes en el punto de estudio:

$$\sigma_{media} = \sigma_{alternante} = \frac{\tau_{total}}{2} = 45,43 MPa$$

Factores de seguridad para cargas variables:

Por el criterio de Goodman:

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_{alternante}}{Se} + \frac{\sigma_{media}}{Sut} \gg Nf = 1,41$$

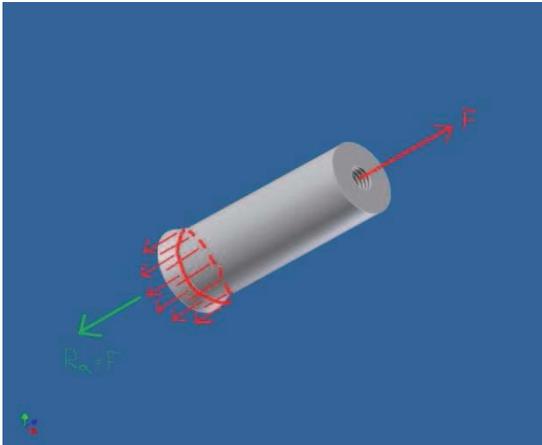
Por el criterio de Gerber:

$$Nf = \frac{1}{2} \left(\frac{Sut}{\sigma_{media}} \right) \left(\frac{\sigma_{alternante}}{Se} \right) \left(-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 * \sigma_{media} * Se}{Sut * \sigma_{alternante}} \right)^2} \right) =$$

$$Nf = 1,68$$

Eje rodamiento-placa:

Se tratará como una barra circular hueca sometida a tensión, aunque la pieza realmente no es totalmente hueca, tomarla como si lo fuera ofrece factores de seguridad más altos ya que aumenta el área de distribución de la carga.



Material del eje: Acero 1040 normalizado.

Esfuerzo de fluencia del material: 374 MPa

Dimensiones del eje:

$D_{max} = 12 \text{ mm}$

$D_{min} = 4 \text{ mm}$ (orificio)

Área de distribución de carga:

$$A_{tubo} = \frac{\pi * (D_{max}^2 - D_{min}^2)}{4} = \frac{\pi * (0.012m^2 - 0.004m^2)}{4} = 10,05E^{-5}m^4$$

El esfuerzo en la dirección normal del eje es la fuerza de empuje total dividida entre el área de distribución de carga, siendo:

$$\sigma_x = \frac{F_e}{A_{tubo}} = \frac{900N}{10,05E^{-5}m^4} = 8,9524MPa$$

Factor de seguridad estático de la pieza:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_x} = \frac{374MPa}{8,9524MPa} = 41,77$$

Placa trasera del accesorio de medición de la torsión:

El cálculo para esta pieza es similar al efectuado a la placa de soporte de motores universal, por lo tanto:

Dimensiones:

Espesor de la placa: 5 mm

Longitud lateral: 80 mm

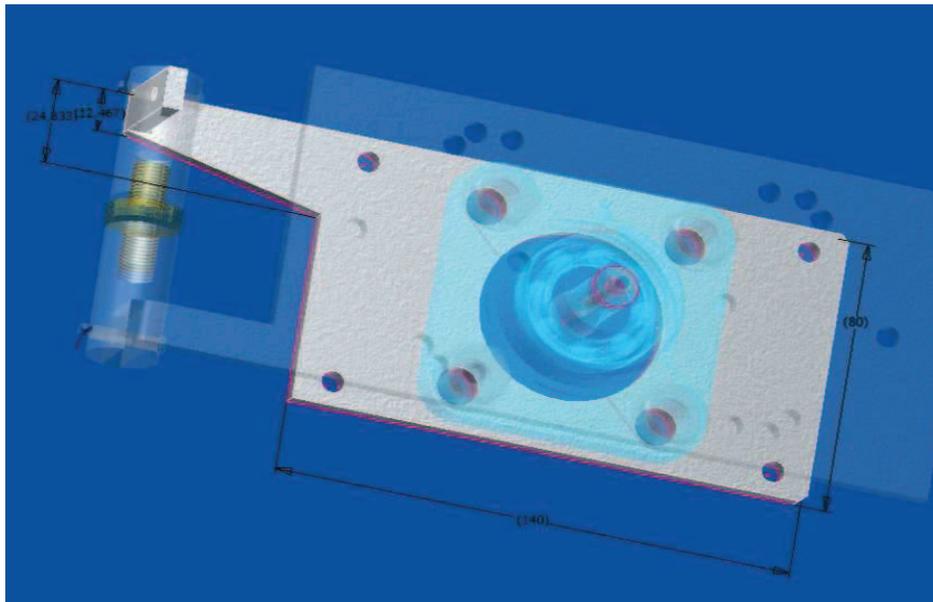
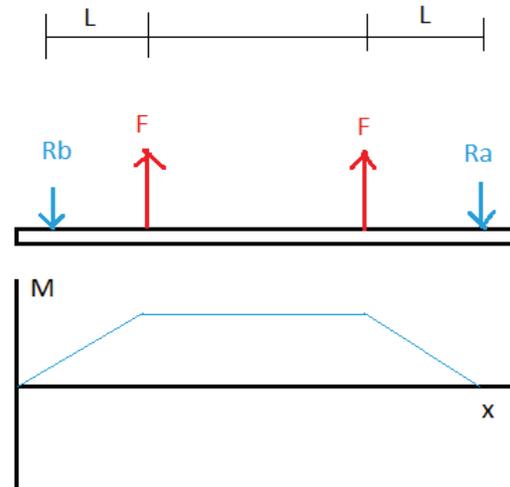
Diametro orificio central: 50 mm

$L=33$ mm

$F = 450$ N

Momento máximo = 14,85 N-m

El punto crítico de la pieza para la flexión es el centro de la misma.



Inercia de la sección transversal con respecto al eje $z = 8,33E^{-10} \text{ m}^4$

Inercia del agujero:

$$I_{\text{agujero}} = \frac{b * h^3}{12} = \frac{0.05m * (0.005)m^3}{12} = 5,20 E^{-11}m^4$$

Inercia total:

$$I_{total} = I_z - I_{agujero} = 3,13 E^{-10} m^4$$

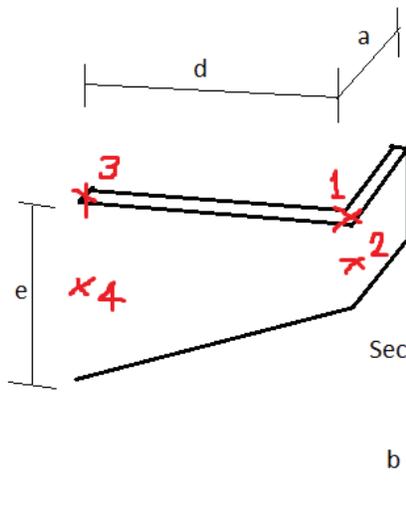
Esfuerzo normal por flexión:

$$\sigma_x = \frac{M_{max} * c}{I_z} = 118,8 MPa$$

Factor de seguridad estático:

$$N_f = \frac{S_y}{\sigma_x} = \frac{344 MPa}{118,8 MPa} = 2,89$$

Cálculos del brazo de la placa trasera:



Longitud a = 23 mm

Longitud b = 12 mm

Longitud c = 5 mm

Longitud d = 53 mm

Longitud e = 24,833 mm

Momento de inercia de la sección transversal de los puntos 3 y 4:

$$I_z = 6,381 E^{-09} m^4$$

Momento torsional = 7,9364 N.m

Momento flector = 18,29 N.m

Esfuerzo normal por la flexión en el punto 3:

$$\sigma = \frac{M * (\frac{b}{2})}{I_z} = 35,58 MPa$$

Esfuerzos cortantes en los puntos 2 y 4 por la flexión y torsión:

Esfuerzos cortantes productos de las fuerzas cortantes en la flexión se desprecian debido a su pequeña magnitud, sin embargo se muestran sus valores máximos:

Punto 2:

$$\tau = \frac{3 * V}{2 * A} = 8,63 \text{ MPa}$$

Punto 4:

$$\tau = \frac{3 * V}{2 * A} = 4,16 \text{ MPa}$$

Esfuerzo cortante por torsión para secciones rectangulares:

Punto 2:

$$\tau = \frac{Mt}{b * c^2} * \left(3 + \left(\frac{1,8}{\frac{b}{c}} \right) \right) = 104,49 \text{ MPa}$$

Punto 4:

$$\tau = \frac{Mt}{b * c^2} * \left(3 + \left(\frac{1,8}{\frac{b}{c}} \right) \right) = 45,27 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad estático según el criterio de Tresca:

$S_y = 344 \text{ MPa}$ para acero ASTM A500 Grado C.

$$Nf = \frac{S_y}{2 * \tau_{total}} = 1,64$$

7.2 Anexo A.2: Cálculos de las piezas del carro de medición de empuje:

Cálculos de la barra de soporte frontal:

Efecto del peso sobre la barra:

Peso: 10 Kg

Brazo: 48 mm

Momento del peso M_p : 4,8 N.m

Distancia entre las reacciones R_a , R_b :
116 mm

$$R_a = -R_b = Mb/L$$

$R_a = 41,38 \text{ N}$

$R_b = -41,38 \text{ N}$

Solicitaciones internas:

$V = 41,38 \text{ N}$ (constante)

$M_{\text{flector}} = 2,4 \text{ N.m}$

Momento de inercia del centro de la
sección transversal de la barra:

Ancho del orificio: 6,5 mm

Ancho de la barra: 25,4 mm

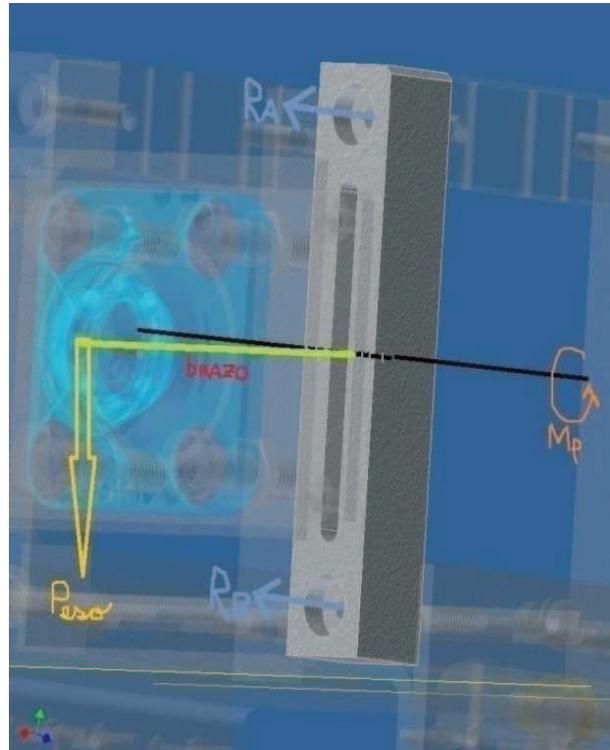
Altura de la sección transversal: 25,4 mm

Momentos de inercia:

$$I_{\text{barra completa}} = \frac{\text{ancho} * \text{alto}^3}{12} = 3,468\text{E} - 8 \text{ m}^4$$

$$I_{\text{orificio}} = \frac{\text{ancho orificio} * \text{alto}^3}{12} = 8,876\text{E} - 9 \text{ m}^4$$

$$I_{\text{barra completa}} - I_{\text{orificio}} = I_{\text{total}} = 2,581\text{E} - 9 \text{ m}^4$$



Esfuerzo normal por flexion:

$$\sigma = \frac{M * c}{I_{total}} = 1,18 \text{ MPa}$$

Efecto de la fuerza de empuje sobre la barra:

Fuerza de empuje del motor ZDZ: 900 N

Fuerza de empuje transmitida por cada tornillo: 225 N.

Reacciones:

$$R_a = R_b = 225 \text{ N}$$

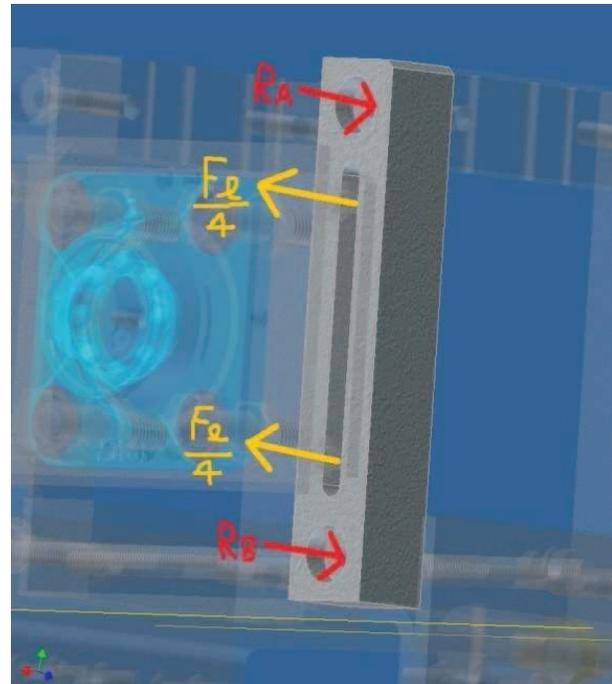
M flector máximo: 5,625 N-m

Distancia entre las reacciones y las fuerzas: 25 mm.

Cálculos de esfuerzos normales por flexión:

I total: $2,581 \text{E}^{-9} \text{ m}^4$.

$$\sigma = \frac{M * c}{I_{total}} = 5,53 \text{ MPa}$$



Superponiendo el efecto del peso del motor y la fuerza de empuje sobre la barra:

$$\sigma_{total} = \sigma_{peso} + \sigma_{empuje} = 6,716 \text{ MPa}$$

Material de la barra: Serán tomadas las propiedades mecánicas de la aleación de aluminio 6005 fabricado en el territorio nacional por Alcasa C.A y Venalum C.A. Se supondrá también un tratamiento térmico T4 para obtener los valores mínimos de las propiedades.

$S_y = 90 \text{ MPa}$

$S_{ut} = 180 \text{ MPa}$

Factor de seguridad estático de la barra:

$$Nf = \frac{Sy}{\sigma_{total}} = 13,39$$

Cálculos de la barra superior de soporte:

Barra sometida a tracción simple, se efectuará un cálculo de la concentración de esfuerzos producto de los orificios en la parte superior de la barra.

Diámetro del orificio mayor: 4 mm

Diámetro del orificio menor: 3 mm

Dimensiones de la barra:

Alto: 25,4 mm

Ancho: 25,4 mm

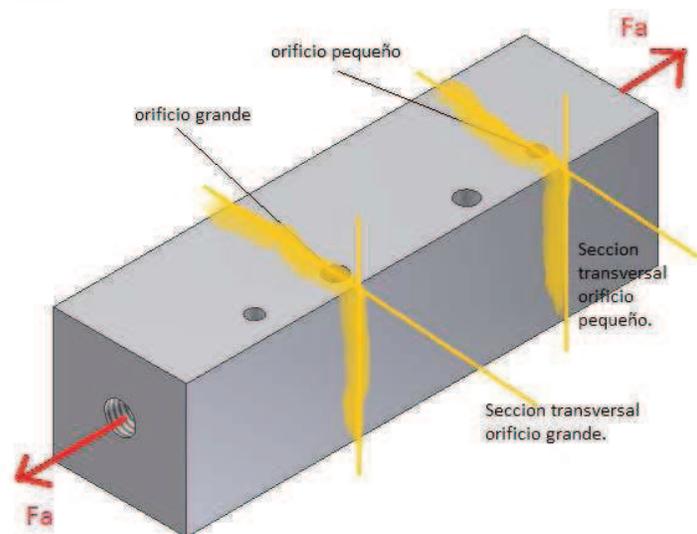
Profundidad: 90 mm

Area de la sección

transversal donde está el
orificio de 4 mm:
 $0,00054356 \text{ m}^2$.

Area de la sección

transversal donde se ubica
el orificio de 3 mm:
 $0,00056896 \text{ m}^2$.



Fuerza de tracción que recibe la barra: Es la sumatoria de las reacciones del efecto del peso y la fuerza de empuje de la barra frontal.

$$Ra_{peso} + Ra_{empuje} = Fuerza\ total\ Fa = 41,38\ N + 225\ N = 266,38\ N$$

Esfuerzos normales nominales por la tracción:

Esfuerzos normales en la sección transversal de la barra donde se ubica el orificio de diámetro 4 mm:

$$\sigma = \frac{F_{total}}{A} = \frac{266,38\ N}{0,00054356\ m^2} = 0,49\ MPa$$

Esfuerzos normales en la sección transversal de la barra donde se ubica el orificio de diámetro 3 mm:

$$\sigma = \frac{F_{total}}{A} = \frac{266,38 \text{ N}}{0,00054356 \text{ m}^2} = 0,46 \text{ MPa}$$

Concentración de esfuerzos:

Sensibilidad de muesca [2]

Orificio de diámetro mayor: $q = 0,84$

Orificio de diámetro menor: $q = 0,78$

Factores K_t de concentración de esfuerzos: [2]

K_t del orificio de diámetro mayor = 2,58

K_t del orificio de diámetro menor = 2,68

Factores de concentración de esfuerzos por fatiga K_f :

K_f del orificio de diámetro 4 mm: 2,327

K_f del orificio de diámetro 3 mm: 2,3104

Esfuerzos máximos:

Orificio de 4 mm:

$$\sigma_{max} = K_f * \sigma_{nominal} = 1,14 \text{ MPa}$$

Orificio de 3 mm:

$$\sigma_{max} = k_f * \sigma_{nominal} = 1,08 \text{ MPa}$$

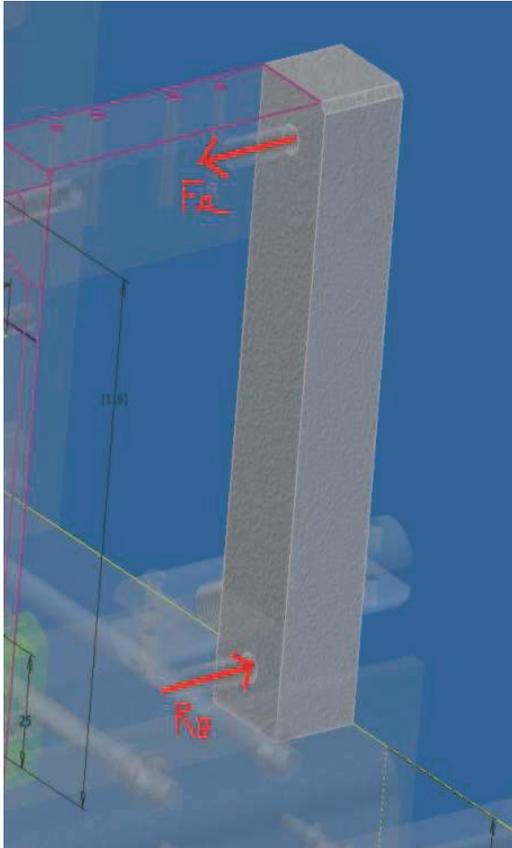
Factor de seguridad estático:

Tomaremos el caso del orificio mayor ya que es el más desfavorable.

$$N_f = \frac{S_y}{\sigma_{max}} = 78,91 \text{ MPa}$$

Cálculos para la barra de soporte trasera:

Modelaremos esta pieza como una viga con un empotramiento simple en un extremo y el otro extremo en voladizo:



Distancia entre los orificios de la pieza: 116 mm.

Fuerza F_a : 266,38 N (proveniente de la barra de soporte superior).

Momento flector en el empotramiento M_b : 30,9 N.m

Esfuerzos normales por flexión:

Dimensiones: Barra cuadrada de 25,4mm de lado.

Area de la sección transversal: $0,000645\text{m}^2$.

Momento de inercia de la sección:

$$I = 3,469\text{E}^{-8} \text{ m}^4.$$

Esfuerzos normales en los extremos de la barra:

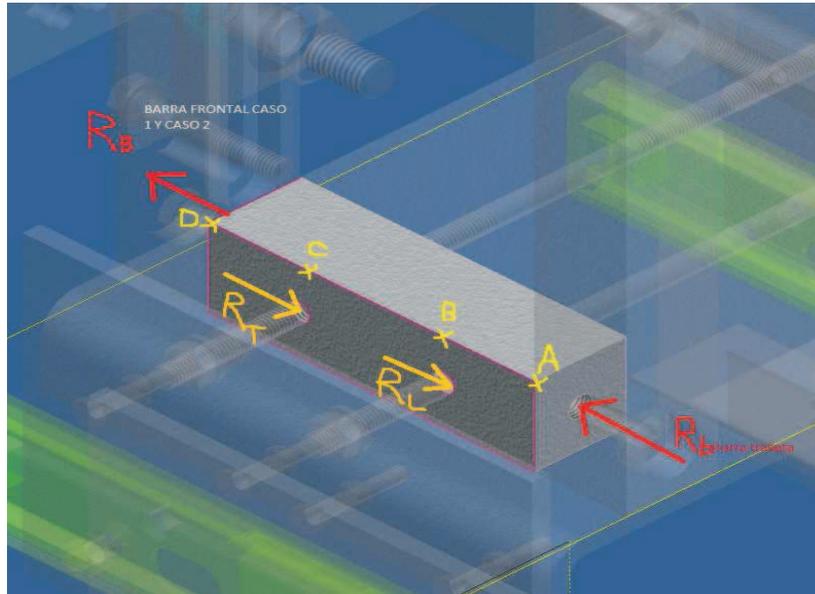
$$\sigma = \frac{M * c}{I} = 11,31 \text{ MPa}$$

Factores de seguridad estáticos:

Para esfuerzo normal:

$$Nf = \frac{S_y}{\sigma} = 7,95$$

Cálculos para la barra inferior de soporte:



Fuerza proveniente de la barra frontal de soporte:

$$R_b \text{ peso motor} + R_b \text{ empuje} = \text{Fuerza total } F_b = -41,38 \text{ N} + 225 \text{ N} \\ = 183,62 \text{ N}$$

Fuerza proveniente de la barra de soporte trasera: 266,37 N

Esta barra presenta un sistema de fuerzas estáticamente indeterminado por lo que deberemos hacer uso de una ecuación de compatibilidad haciendo la suposición de que no hay cambio de longitud en el segmento de barra localizado entre las reacciones.

$$\delta_{bc} = 0$$

De aquí, tenemos que las reacciones R_l = Fuerza de la barra trasera., y R_t es igual a la fuerza de la barra delantera, es decir:

$$R_l = 266,38 \text{ N} \\ R_t = 183,62 \text{ N}$$

Se considerará la barra como cuadrada de lado 25,4 mm con un orificio central de 6 mm (tornillo M6), El mayor esfuerzo se produce en el segmento AB de la barra ya que existe una fuerza de mayor magnitud, resultando:

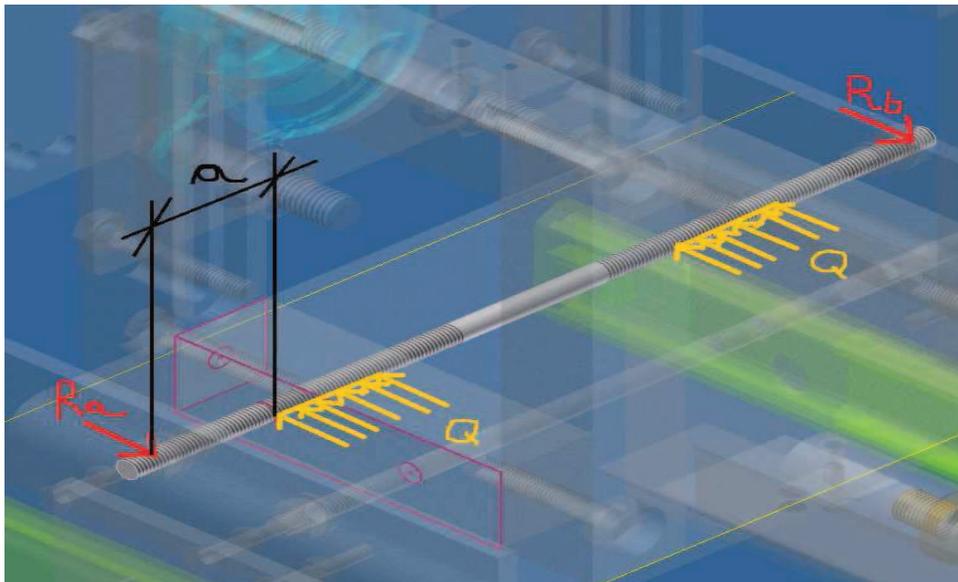
$$A_{total} = A_{cuadrado} - A_{orificio} = 0,00062 \text{ m}^2$$

$$\sigma = \frac{F}{A_{total}} = \frac{Rl}{A_{total}} = 0,43 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad estático:

$$Nf = \frac{S_y}{\sigma} = 208,42$$

Cálculos para el perno de separación:



Como esta pieza tiene roscados M8 en ambos extremos, para efectos de los cálculos la consideraremos como una barra circular con un diámetro igual al diámetro menor de la rosca M8, se considerará esta barra como una viga con apoyos simples en sus extremos:

Longitud de la carga uniformemente distribuida: 25,4 mm

Fuerza total recibida de la barra inferior R_t : 183,62 N

Carga uniformemente distribuida Q : 7229,161 N/m

Reacciones en A y B = 183,62 N

Longitud "a" del diagrama: 23,5 mm (geometría del diseño)

El momento flector máximo se produce en todo el segmento central de la pieza, resultando $M_{\max} = 6,65 \text{ N.m}$

Dimensiones de la pieza:

Diámetro menor para una rosca M8 = 6,462372 mm

Área del diámetro menor para una rosca M8 = 32,8 mm².

Momento de inercia: 8,5612E⁻¹¹ m⁴.

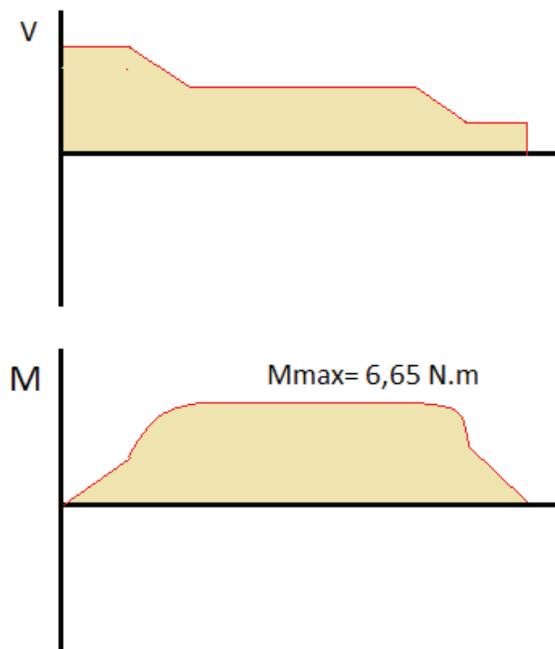
Esfuerzo normal por flexión:

$$\sigma = \frac{M * c}{I} = 250,87 \text{ MPa}$$

Esta pieza estará fabricada de una aleación de acero AISI 4140 normalizado con las siguientes propiedades mecánicas:

$S_y = 655 \text{ MPa}$

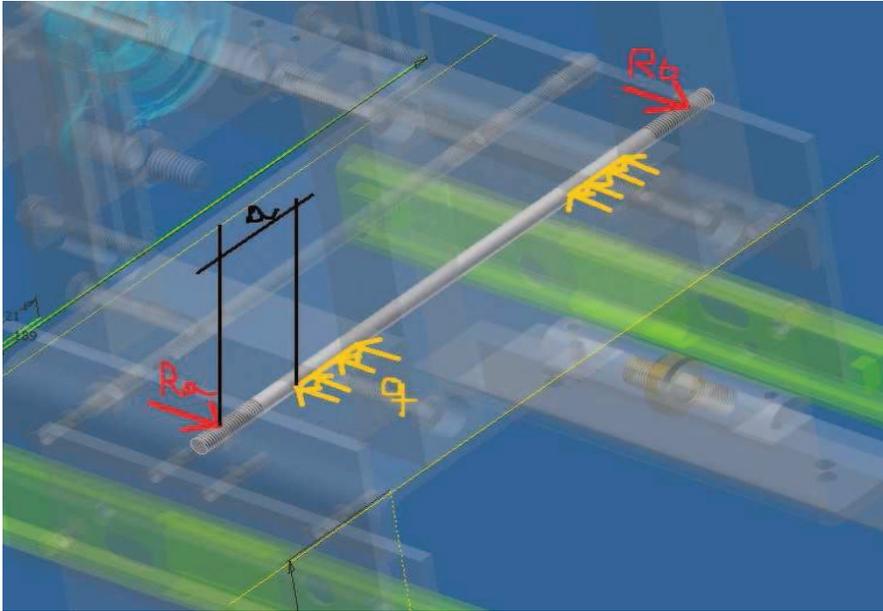
$S_{ut} = 1020 \text{ MPa}$



Factor de seguridad estático:

$$N_f = \frac{S_y}{\sigma} = 2,61$$

Cálculos para el travesaño liso:



Los cálculos para esta pieza son idénticos que los efectuados al perno de separación, la diferencia entre los cálculos de ambas piezas radica en sus dimensiones y las cargas, de la siguiente forma:

Fuerza proveniente de la barra inferior de soporte $R_1 = 266,38 \text{ N}$.

Carga uniformemente distribuida $Q = 10487,37 \text{ N/m}$

Reacciones en A y B idénticas con magnitud $266,38 \text{ N}$.

Momento flector máximo = $9,6429 \text{ N.m}$

Dimensiones del travesaño:

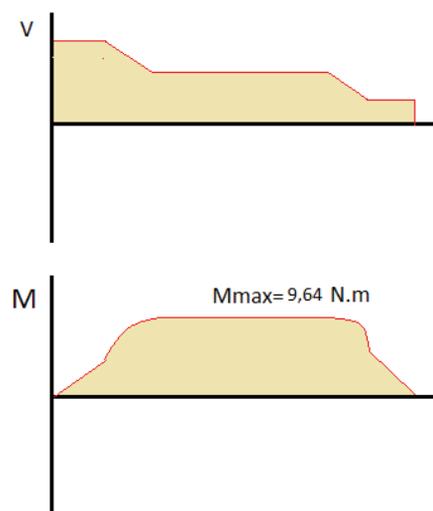
Diámetro de la barra = 8 mm

Momento de inercia = $2,01062\text{E}^{-10} \text{ m}^4$.

Esfuerzos normales por flexión:

$$\sigma = \frac{M * c}{I} = 191,84 \text{ MPa}$$

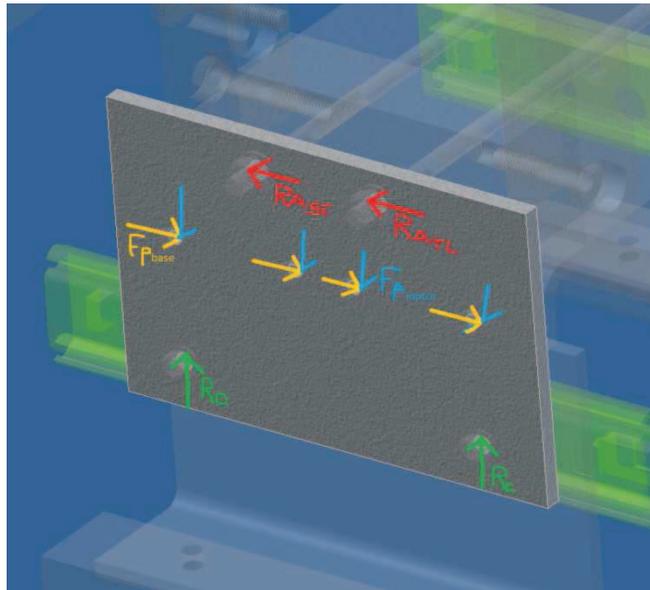
Este travesaño estará fabricado del mismo material que el perno de separación, por lo tanto:



Factor de seguridad estático:

$$Nf = \frac{S_y}{\sigma} = 1,95$$

Cálculos para las placas laterales:



Esta placa recibirá las fuerzas provenientes del perno de separación y el travesaño liso y la transmitirá a los 4 tornillos centrales, la magnitud de fuerza de empuje que transmite cada placa es de 450 N y cada tornillo recibirá 112,5 N, teniendo en cuenta esto:

Datos de los tornillos centrales:

Tornillo M4x25

Clase de propiedad 4.8

Esfuerzo de fluencia $S_y = 340$ MPa

Area menor = 0,00000775 m².

Fuerza cortante recibida por el tornillo $V = 112,5$ N.

Esfuerzo cortante generado en cada tornillo:

$$\tau = \frac{V}{A_{menor}} = \frac{112,5 \text{ N}}{0,00000775 \text{ m}^2} = 14,5161 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad del tornillo central por el criterio de Tresca para esfuerzo cortante:

$$Nf = \frac{S_y}{2 * \tau} = 11,71$$

Area proyectada lateral del orificio donde se apoya el travesaño (punto critico de la placa):

Espesor de la placa = 5 mm.

Diametro del tornillo = 8 mm.

Area proyectada = 0,00004 m².

Reacción del travesaño liso sobre la placa = Rl = 266,38 N

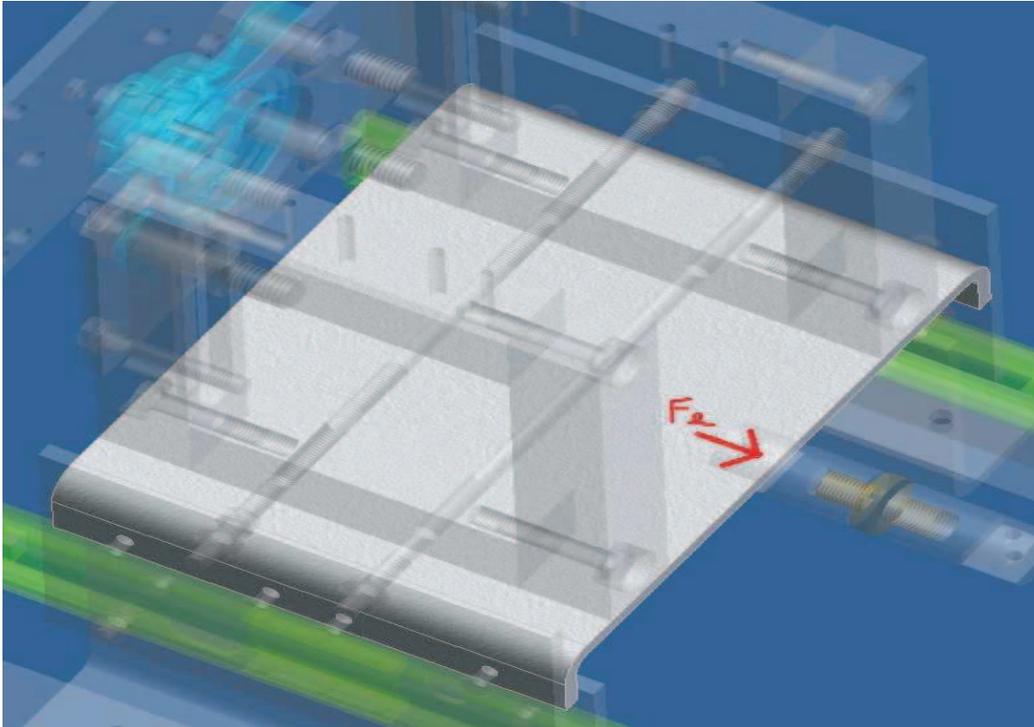
Esfuerzo sobre el apoyo:

$$\sigma = \frac{F}{A_{proyectada}} = \frac{Rl}{A_{proyectada}} = 6,66 \text{ MPa}$$

Material de la placa lateral: Acero ASTM A36 con esfuerzo de fluencia Sy =250 MPa.

Factor de seguridad del punto crítico de la palca:

$$Nf = \frac{S_y}{\sigma} = 37,54$$

Cálculos de la placa transmisora de empuje:

El mayor esfuerzo que se puede producir en la placa es en la zona de acoplamiento con el sujetador de la celda de carga, por lo tanto, tomaremos este punto como crítico para los cálculos.

Área proyectada de la zona donde se sujeta el pasador:

Espesor de la placa = 5 mm.

Diámetro del pasador = 4 mm.

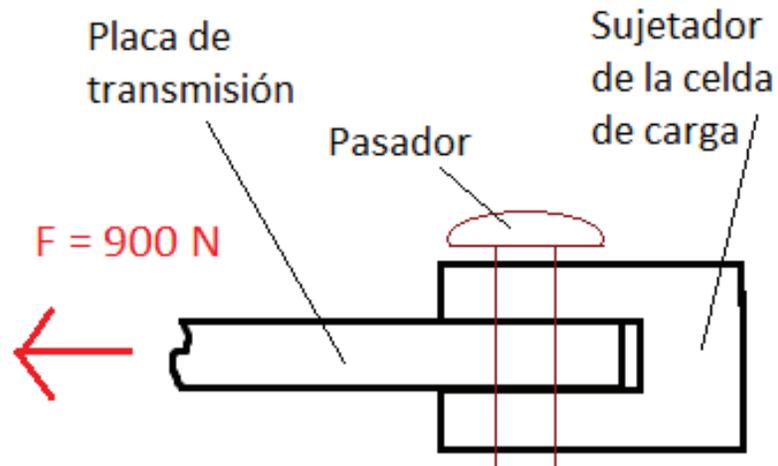
Área proyectada de esfuerzo = 20 mm².

Esfuerzo de aplastamiento generado en el área proyectada:

$$\sigma = \frac{F}{A_{\text{proyectada}}} = 45 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad estático del punto crítico:

$$Nf = \frac{S_y}{\sigma} = 5,56$$

Cálculos para el pasador liso:

El mismo se encuentra a doble cortante por lo tanto:

Diámetro del pasador: 4 mm.

Clase de propiedad del pasador: 4.8

Área de la sección transversal del pasador: $1,256\text{E}^{-05}\text{ m}^2$.

Fuerza recibida por el pasador: 900 N

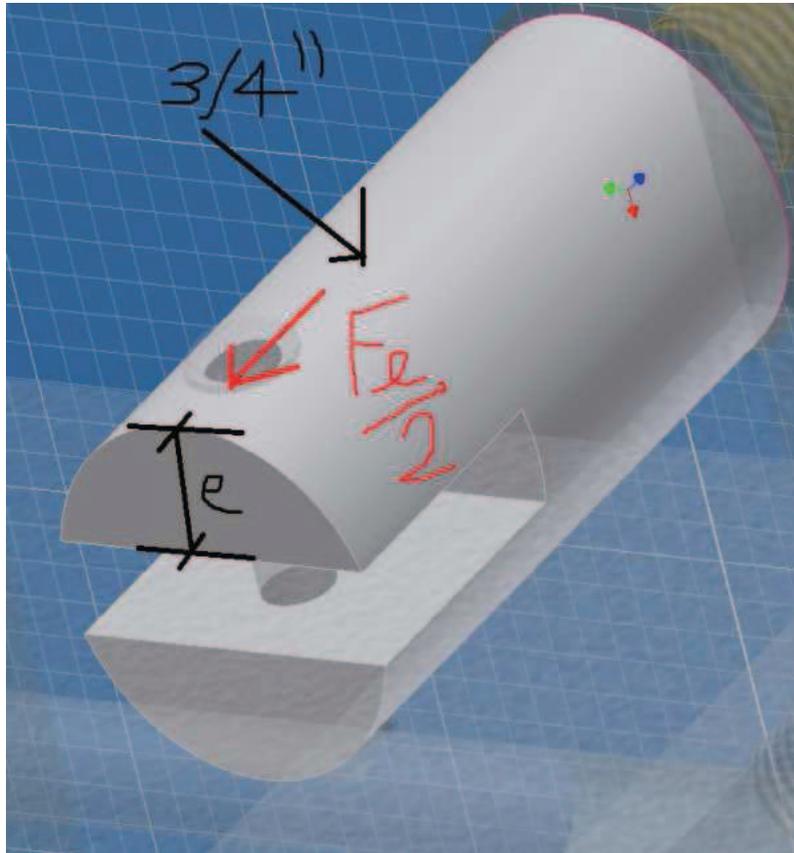
Esfuerzo cortante generado sobre el pasador:

$$\tau = \frac{\frac{F}{2}}{A \text{ sección transversal}} = \frac{450\text{N}}{1,256\text{E} - 05\text{ m}^2} = 35,81\text{ MPa}$$

Factor de seguridad estático:

$$Nf = 4,74$$

Cálculos del sujetador de la celda de carga:



Área proyectada de la zona de contacto del pasador con el sujetador:

Espesor “e” = 6,813 mm

Diámetro del pasador = 4 mm

Área proyectada sometida a esfuerzo = 27,252 mm².

Esfuerzo generado en la zona de contacto:

$$\sigma = \frac{Fe/2}{A_{proyectada}} = \frac{450 N}{0,000027252 m^2} = 16,512 MPa$$

Material de la pieza: Serán tomadas las propiedades mecánicas de la aleación de aluminio 6005 T4 para realizar los cálculos.

Sy = 90 MPa

Sut = 180 MPa

Factor de seguridad estático:

$$Nf = \frac{Sy}{\sigma} = 5,45$$

Cálculo de factor de seguridad de la rosca (tuerca):

Esta pieza, como se puede observar, está actuando como una tuerca, por lo tanto se efectuará un cálculo para corroborar el correcto funcionamiento de la misma:

Paso de una tuerca 3/8" x 24 UNF 2A = 1,0583 mm/vuelta

Altura de la tuerca (t) obtenida de la geometría del diseño = 10,16 mm

$$\text{Numero de Filetes (Z)} = \frac{t}{p} = \frac{10,16 \text{ mm}}{1,0583 \text{ mm/vuelta}} = 9,6 \text{ vueltas}$$

Diámetro mayor nominal de la rosca (D) = 3/8" o 0,009525 m

Diámetro menor de la rosca (dm) = 0,008152 m [2]

Área superficial de la rosca que soporta a la carga (As):

$$As = \pi * (D^2 - dm^2) * \frac{Z}{4} = 0,000183 \text{ m}^2$$

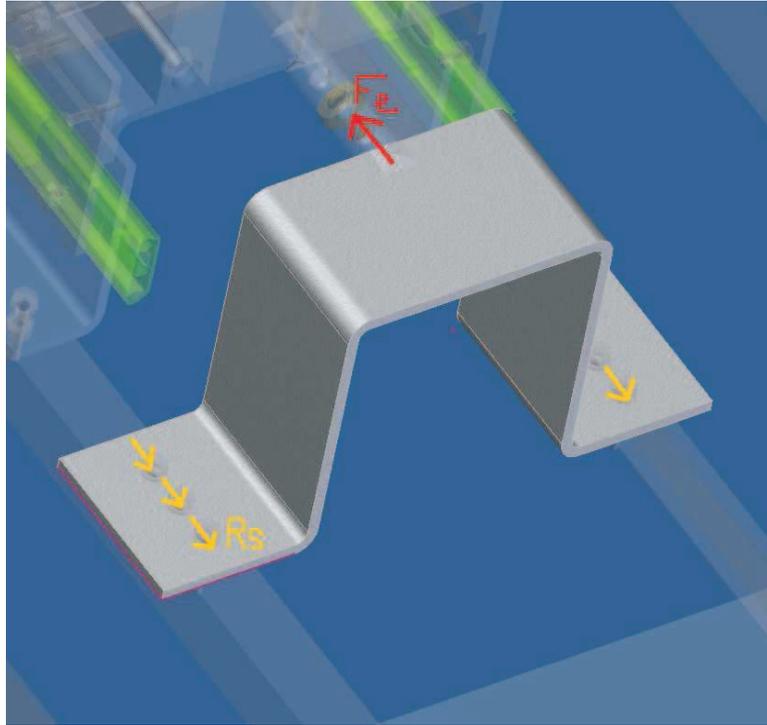
Presión superficial:

$$Ps = \frac{F}{As} = \frac{900 \text{ N}}{0,000183 \text{ m}^2} = 4,91 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad estático de la rosca:

$$Nf = \frac{Sy}{Ps} = \frac{90 \text{ MPa}}{4,91 \text{ MPa}} = 18,3$$

Cálculos para la placa de soporte del empuje trasera:



Los cálculos de esta pieza son similares a los efectuados a la placa de transmisión de empuje, se supondrá una distribución uniforme de la fuerza de empuje en las reacciones R_s resultando:

$$\text{Fuerza absorbida por cada tornillo} = \frac{900 \text{ N}}{6 \text{ tornillos}} = 150 \text{ N/tornillo}$$

Cálculo de esfuerzos cortantes en los tornillos:

Datos del tornillo:

Designación: M6x30

Clase de propiedad del tornillo: 4.8 ($S_y=340 \text{ MPa}$)

Área sometida a esfuerzo cortante: $2,8274 \times 10^{-5} \text{ m}^2$.

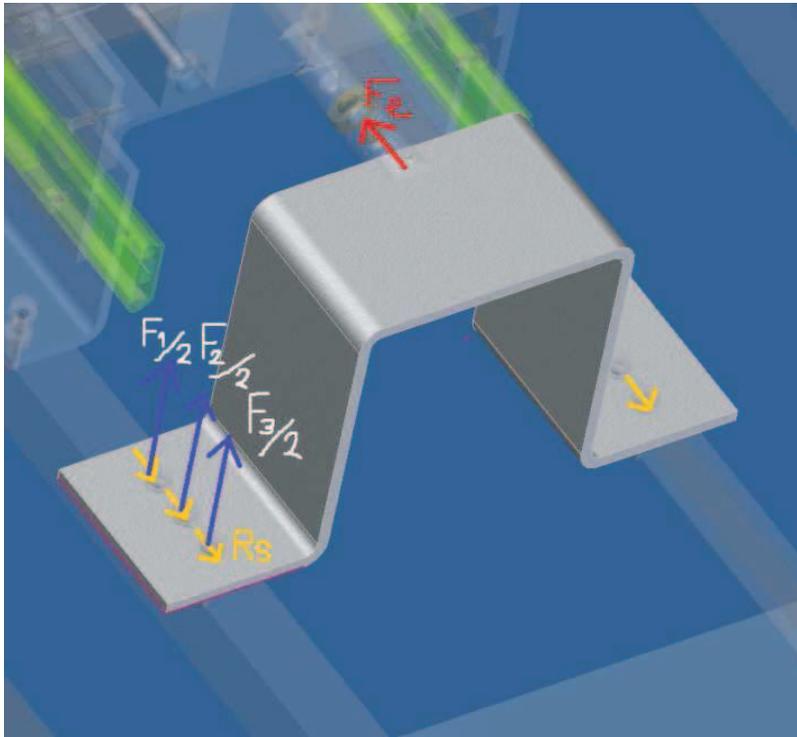
Esfuerzo cortante en el área de sección transversal:

$$\tau = \frac{\text{Fuerza absorbida por cada tornillo}}{\text{Área tornillo}} = 5,31 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad estático:

$$Nf = \frac{Sy}{2 * \tau} = 32,04 MPa$$

Fuerzas axiales recibidas por los tornillos debido a la fuerza de empuje:



Como puede observarse en el diagrama, el problema es dinámicamente simétrico, es decir, las magnitudes de las fuerzas axiales generadas en los tornillos es idéntica en ambos lados de la pieza, sabiendo esto, utilizando la estática y solucionando el sistema de ecuaciones obtenemos:

$$F1 = -1282,50 \text{ N}$$

$$F2 = 0,00019 \text{ N}$$

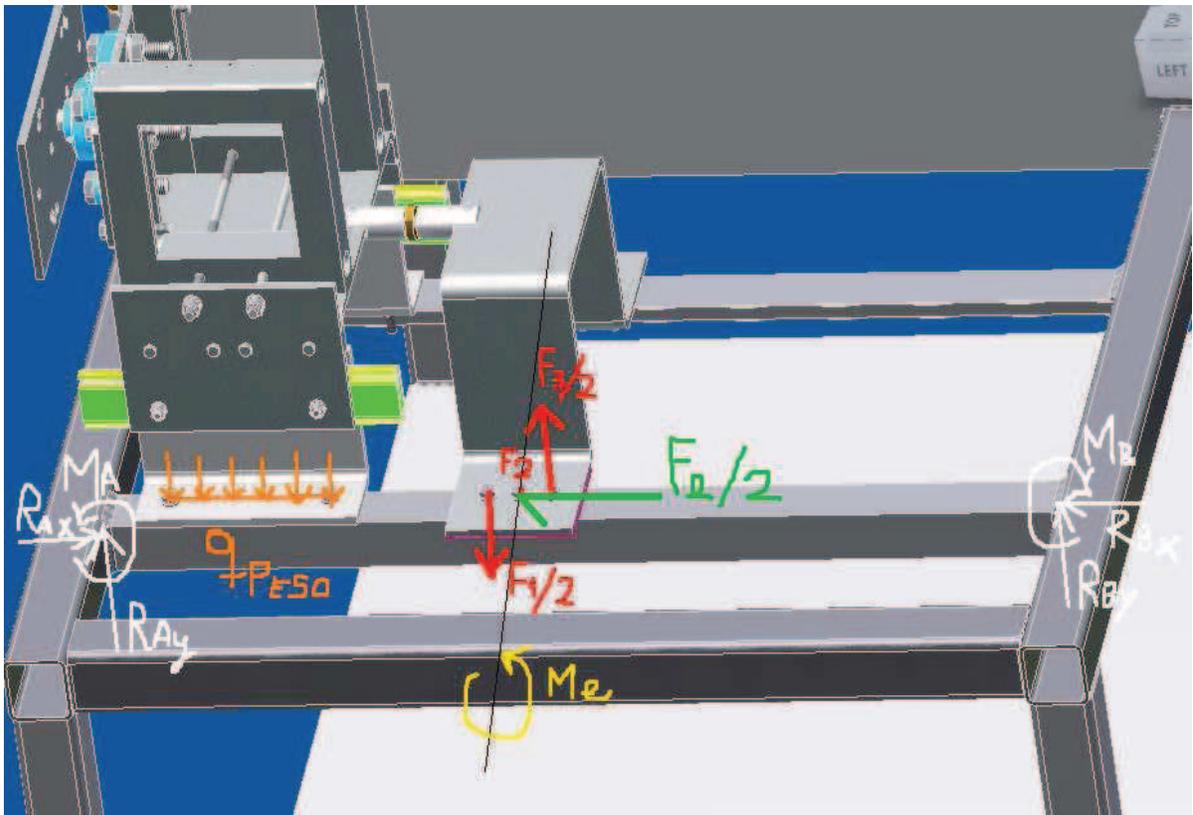
$$F3 = 1282,50 \text{ N}$$

Interpretando los resultados, el tornillo con la carga \$F1\$ solo está sometido a la precarga y la fuerza \$F1\$ pasa directamente a la armadura de la mesa; el tornillo con la fuerza \$F2\$ también está solicitado por su valor de precarga y el tercer tornillo si está tensionado con la fuerza \$F3\$ y el valor de precarga del mismo; este análisis será necesario más adelante para asegurar el correcto funcionamiento del tornillo con los cálculos.

7.3 Anexo A.3: Cálculos referentes a la mesa de apoyo y métodos de unión

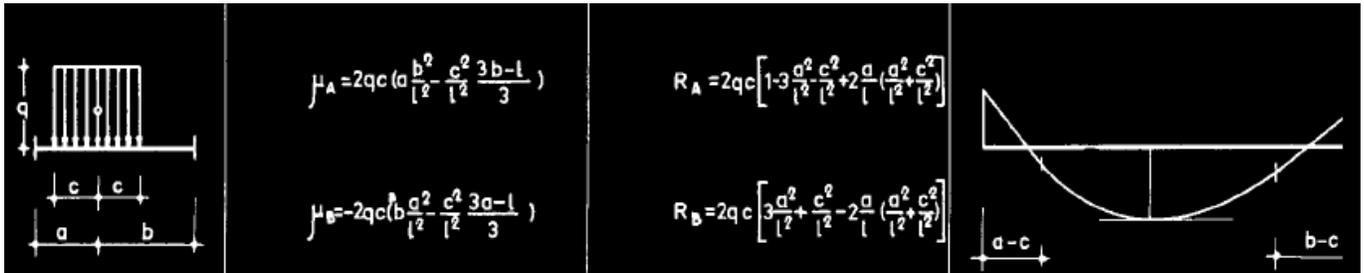
Cálculos para la estructura de la mesa:

Cálculos de los perfiles en “L”:



Caso 1: tomando el efecto del peso del carro de medición de empuje sobre el perfil. Se modelará el problema con una viga doblemente empotrada.

Haremos uso de las formulas para hallar las reacciones y momento flectores en los extremos de la viga:



$$L = 0,6 \text{ m}$$

$$\text{Distancia "a"} = 0,09 \text{ m}$$

$$\text{Distancia "b"} = 0,51 \text{ m}$$

$$\text{Distancia "c"} = 0,07 \text{ m}$$

Sustituyendo en las formulas y haciendo uso de herramientas de cálculo tenemos:

$$Ma = 3,04 \text{ N.m}$$

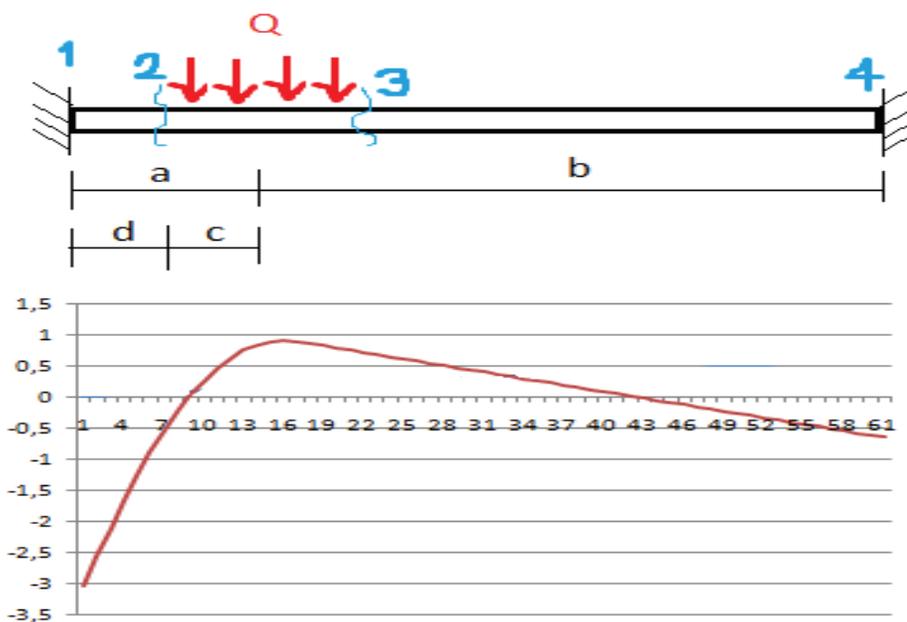
$$Mb = 0,65 \text{ N.m}$$

$$Ra = 46,49 \text{ N}$$

$$Rb = 3,52 \text{ N}$$

Construyendo el diagrama de momento flector.

$$d = a - c$$



Sumatoria de momentos en el segmento 1-2:

$$\sum M = 0 = Ra * x - Ma$$

Sumatoria de momentos en el segmento 2-3:

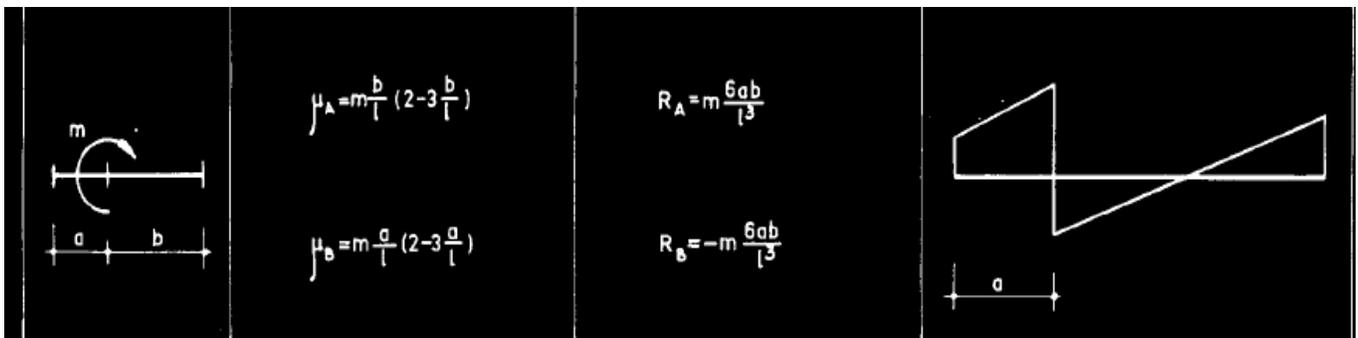
$$\sum M = 0 = Ra * x - Ma - \frac{q * (x - d)^2}{2}$$

Sumatoria de momentos en el segmento 3-4:

$$\sum M = Ra * x - Ma - \frac{Peso}{2} * (x - a)$$

Caso 2: tomando en cuenta el efecto de la fuerza de empuje sobre la viga, esta fuerza genera un momento flector en la sección central de la viga.

Haremos uso de las formulas para hallar las reacciones y momento flectores en los extremos de la viga:



$$L = 0,6 \text{ m}$$

$$\text{Distancia "a"} = 0,26 \text{ m}$$

$$\text{Distancia "b"} = 0,34 \text{ m}$$

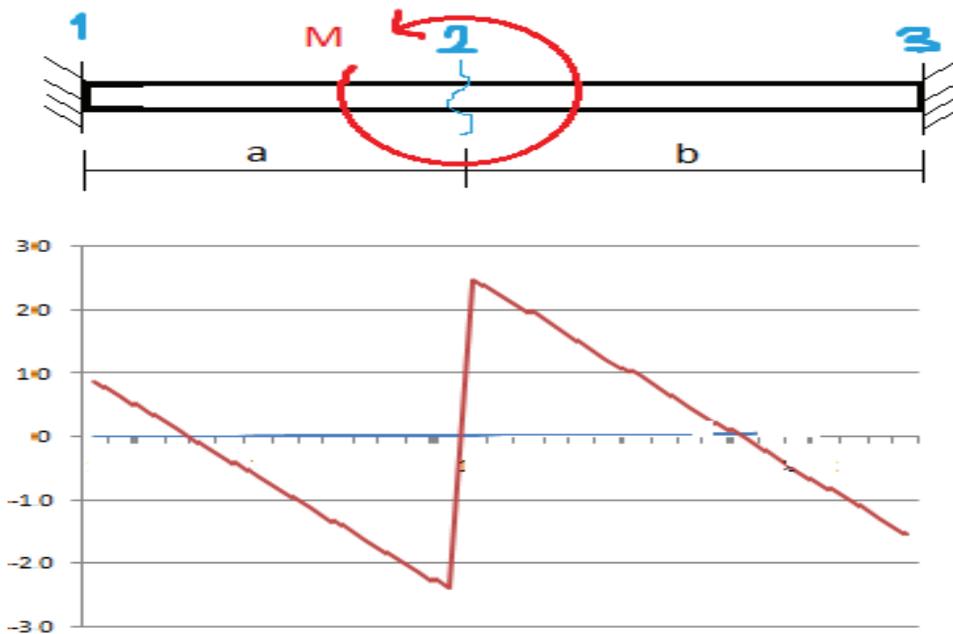
Momento equivalente (Me) producto de las fuerzas que transmiten los tornillos de la placa de medición y soporte de la fuerza de empuje:

$$Me = F3 * 0,02m = 1282 \text{ N} * 0,02m = 51,3 \text{ N.m}$$

El brazo de acción del momento equivalente proviene de la geometría del diseño.

Sustituyendo en las formulas y haciendo uso de herramientas de cálculo tenemos:

$$\begin{aligned}Ma &= 8,72 \text{ N.m} \\Mb &= 15,56 \text{ N.m} \\Ra &= 125,97 \text{ N} \\Rb &= -125,97 \text{ N}\end{aligned}$$



Sumatoria de momentos en el segmento 1-2:

$$\sum M = 0 = -Ra * x + Ma$$

Sumatoria de momentos en el segmento 2-3:

$$\sum M = 0 = -Ra * x + Ma + Me$$

Superponiendo los casos 1 y 2 para averiguar la magnitud y localización del momento flector máximo en la viga, tendríamos:

Caso 1:

$$M_{flector \ max} = -3,04 \text{ N.m (ubicado en } x = 0)$$

Caso 2:

$$M_{flector\ max} = 27,27\ N.m\ (ubicado\ en\ x = 260\ mm)$$

Observando ambas graficas de momento flector se puede concluir que el momento flector máximo de toda la viga esta ubicado en $x=260\ mm$ con una magnitud de $27,81\ N.m$.

Datos de la viga con perfil en "L":

Dimensiones L30x30x3

Area transversal = $1,74\ cm^2$.

$I_y = 1,4\ cm^4$.

Esfuerzos normales generados por flexión:

Longitud entre la cara superior de la viga y su centroide = $0,00835\ m$

Distancia "c" de cálculo de esfuerzo normal = $0,02165\ m$

$$\sigma = \frac{M_{flector\ max} * c}{I_y} = 43,01$$

Esfuerzo normal generado por la fuerza de empuje axial:

Reacciones axiales:

$$R_{ax} = 255\ N\ (entre\ 0\ mm\ y\ 260\ mm)$$

$$R_{bx} = 195\ N$$

$$\sigma = \frac{R_{ax}}{Area\ transversal} = 1,46\ MPa$$

Esfuerzo normal máximo general:

$$\sigma_{flexion} + \sigma_{axial} = 44,47\ MPa\ (en\ x = 260\ mm)$$

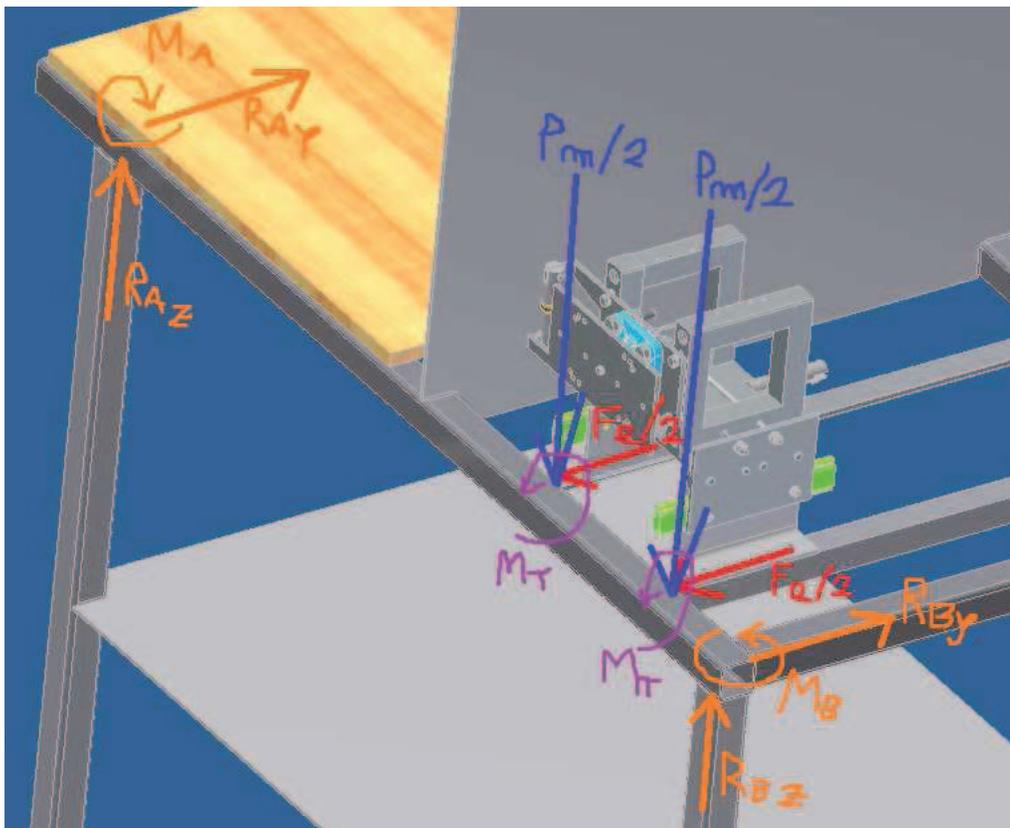
Factor de seguridad estático de la viga:

Material de la viga: Material según la norma EN 10219 es acero de grado S235.

$S_y = 235 \text{ MPa}$

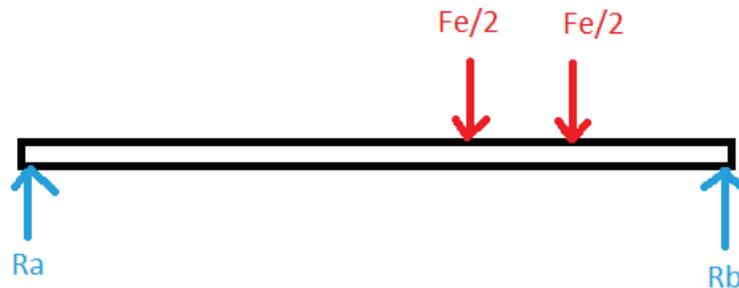
$$N_f = \frac{S_y}{\sigma_{total}} = 5,28$$

Cálculos sobre las vigas frontales de la mesa:



Se resolverá este problema superponiendo dos casos de viga doblemente empotrada en los extremos con cargas puntuales a diferentes distancias de los extremos, los efectos de los momentos torsores serán despreciados debido a su pequeña magnitud, el efecto del peso del conjunto Motor-Carro de medición de empuje-Accesorios adicionales será despreciado también.

Efecto de las fuerzas de empuje transmitidas a la viga por los perfiles en ELE



Paso 1: viga doblemente empotrada con una fuerza intermedia, resuelto haciendo uso de las tablas del Shigley.

distancia a	0,807 m	Fuerza axial transmitida	255 N
distancia b	0,345 m	R_{ax} desde la viga en	
L total	1,152 m	ELE	
R_a	54,91273933 N		
R_b	200,0872607 N		
M_a	-18,456398 N.m		
M_b	-43,1719223 N.m		

Paso 2: viga doblemente empotrada con una fuerza intermedia en otra posición, resueltas haciendo uso de las tablas del Shigley.

distancia a	1,029 m	Fuerza de empuje / 2 =	255 N
distancia b	0,123 m		
L total	1,152 m		
$R_a =$	8,100242085 N		
$R_b =$	246,8997579 N		
$M_a =$	-2,99130585 N.m		
$M_b =$	-25,024827 N.m		

Sumando las reacciones en la dirección de Y, tendríamos.

Reacciones totales

Ra	63,01298141	N
Rb	446,9870186	N
Ma	-21,4477039	N.m
Mb	-68,1967493	N.m

Mf max=	-	N.m
	68,1967493	

Esfuerzo normal por flexión

Dimensiones de la sección transversal de la viga: 40x40x2.5 mm

Inercia viga =	8	Cm ⁴
	0,00000008	m ⁴
longitud c	0,02	m

$$\sigma = \frac{M_{flector\ max} * c}{I_y}$$

$$= 17,0491\ MPa$$

Factor de seguridad

Sy min=	235 MPa	grado de acero S235
---------	---------	---------------------

$$Nf = \frac{Sy}{\sigma_{total}} = 13,78$$

Cálculo de la viga trasera:

Estos cálculos son, en forma, idénticos a los efectuados a la viga frontal de la mesa, por lo tanto solo se mostrará el factor de seguridad resultante

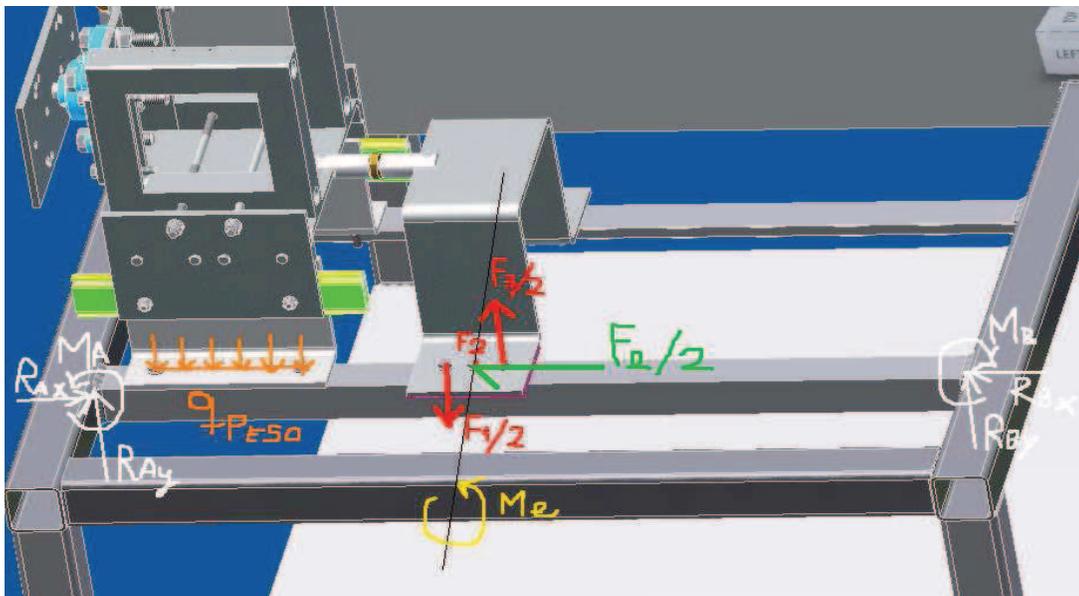
$$Nf = \frac{Sy}{\sigma_{total}} = 18,02$$

Cálculo de las soldaduras:

N° de Unión	Pieza 1	Pieza 2	Método de unión
16	Perfiles estructurales en ele (L) (Soporte del carro de medición)	Vigas estructurales 40x40x2.5x1200 (viga frontal y trasera)	8 cordones de soldadura de filete de cateto 4 mm.
17	Vigas estructurales 40x40x2.5x800 (patas de la mesa)	Vigas estructurales 40x40x2.5x1200 (viga frontal y trasera)	8 cordones de soldadura de filete de cateto 2 mm.
18	Plancha inferior de la mesa	Vigas estructurales 40x40x2.5x800 (patas de la mesa)	8 cordones de soldadura de filete de cateto 2 mm.
19	Lamina de soporte de instrumentos en posición vertical	Vigas estructurales 40x40x2.5x1200 (viga frontal y trasera)	8 cordones de soldadura de filete de cateto 2 mm.
20	Tabla de madera de apoyo	Vigas estructurales 40x40x2.5x1200 (viga frontal y trasera)	4 tornillos de cabeza hexagonal M8x70 con 4 tuercas M8.

Tabla 3.6. Métodos de unión seleccionados para la mesa de apoyo.

Se procederá a calcular el factor de seguridad de la unión 16, una de las uniones críticas del dispositivo:



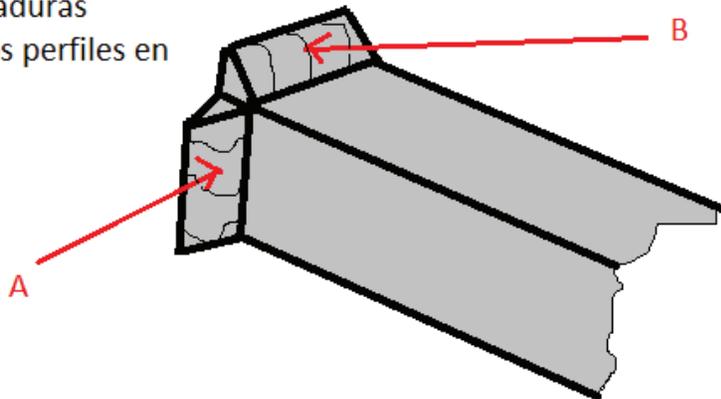
Se hará la suposición para ser conservadores en el cálculo de que la soldadura A y la soldadura B reciben toda la carga cada una de ellas.

Datos:

Reacciones totales en A y B:

$M_a =$	11,7612795	N.m
$M_b =$	14,912392	N.m
$R_a =$	172,456137	N
$R_b =$	-122,456137	N
R_{ax}	255	N
R_{bx}	195	N

Soldaduras
en los perfiles en
ELE.



Soldadura A:

Sometida a torsión y solo este cordón recibe todo el esfuerzo cortante:

Esfuerzo cortante primario:

$$\text{Area del cordón} = 0,707hd = 0,707 \times 0,004m \times 0,03m = 0,00008484m^2$$

$$J = 0.707 * h * d = 0.707 * 0.004m * 0.03m = 6,363E^{-9}m^4$$

$$\tau' = \frac{V}{A} = \frac{R_a}{\text{area del cordón}} = 2,032MPa$$

Esfuerzo cortante secundario:

$$\tau'' = M * \frac{r}{J} = Ma * \frac{0.015m}{J} = 27.725MPa$$

Se tomará solo el cortante secundario ya que aporta la mayor cantidad de esfuerzo y con este se calcularán los factores de seguridad.

Factor de seguridad:

Numero de electrodo: E60

$$n = \frac{Sy}{2 * \tau total} = \frac{77 MPa}{2 * 27.725 MPa} = 6.22$$

Soldadura B

Sometida a flexión, por lo tanto:

Área del cordón = 0,00008484 m⁴

Segundo momento del área:

$$I = 0.707 * h * Iu = 0.707 * h * \frac{d^3}{12}$$

Esfuerzo cortante por la flexión:

$$\tau = M * \frac{c}{I} = Ma * \frac{0.015m}{I} = 27,725MPa$$

Factor de seguridad:

Numero de electrodo: E60

$$n = \frac{Sy}{2 * \tau total} = \frac{345 MPa}{2 * 27.725 MPa} = 6.22$$

Tabla de resultados:

N° de Unión	Factor de seguridad estático
16	6.22
17	No aplica
18	2.42
19	No aplica
20	No aplica

Cálculos de las uniones atornilladas:

Se mostrará a continuación un cálculo tipo de una unión atornillada crítica en el diseño y posteriormente se mostrara una tabla con los resultados de los factores de seguridad de las uniones. Referirse a las tablas 3.5 y 3.6 para conocer las uniones.

N° de Unión	Pieza 1	Pieza 2	Método de unión
1	Placa universal de soporte de motores	eje rodamiento-placa	1 tornillo de cabeza hexagonal M4x25 con 1 arandela.
2	Placa trasera del accesorio de medición de torsión	Rodamiento FY 12 TF	4 tornillos de cabeza hexagonal M10x45 con 4 tuercas M10 y 8 arandelas.
3	Sujetador de celda de carga	Placa trasera del accesorio de medición de torsión	1 pasador liso 4x22 con pin separable de retención.
4	Sujetador de celda de carga	Placa universal de soporte de motores	1 pasador liso 4x22 con pin separable de retención.
5	Accesorio de medición de torsión	Carro de medición de empuje	4 tornillos de cabeza hexagonal M6x40 con 4 tuercas M6 y 8 arandelas.

Tabla 3.5. Métodos de unión seleccionados para el accesorio de medición de la torsión.

N° de Unión	Pieza 1	Pieza 2	Método de unión
6	Barras frontal de soporte	Barras superiores e inferiores de soporte	4 tornillos de cabeza hexagonal M6x30.
7	Barras traseras de soporte	Barras superiores e inferiores de soporte	4 tornillos de cabeza hexagonal M6x30.
8	Perno de separación de las barras inferiores	Placas laterales	2 tuercas M8 con 2 arandelas.
9	Travesaño liso	Placas laterales	2 tuercas M8 con 2 arandelas.
10	Placas laterales	Placa transmisora de empuje	8 tornillos de cabeza hexagonal M4x25 con 8 tuercas M4
11	Placas laterales	Corredera Chambrelan	2 tornillos de cabeza cónica plana M5x14 con 2 tuerca M5 y 2 arandelas.
12	Corredera Chambrelan	Placa de apoyo de la bancada.	2 tornillos de cabeza cónica plana M5x14 con 2 tuercas M5 y 2 arandelas.
13	Sujetador de celda de carga	Placa transmisora de empuje	1 pasador liso 4x22 con pin separable de retención.
14	Sujetador de celda de carga	Placa de medición y soporte de la fuerza de empuje	1 pasador liso 4x22 con pin separable de retención.
15	Carro de medición de empuje	Mesa de apoyo	10 tornillos M6x30 con 10 tuercas M6 y 20 arandelas.

Tabla 3.7. Métodos de unión seleccionados para el carro de medición de empuje.

Calculo tipo unión numero 1:

PROPIEDADES DEL PERNO							
Mat	ISO 4014						
ACERO	M4x25	paso	0,7	mm	L	25	mm
		At	8,78	mm ²	ld	11	mm
Diámetro	4	Ar	7,75	mm ²	E	200	Gpa
		lt	14	mm			
		Ad	12,56637061	mm ²			
		Sut	900	Mpa			
		Se	140	Mpa			

Calculo de la rigidez del sujetador:

$$Kb = \frac{Ad * At * E}{Ad * Lt + At * Ld} = 222GPa.mm$$

Calculo de la rigidez de los elementos:

Se hará el cálculo de esta rigidez haciendo uso de los valores de la tabla 8-8 del Shigley, tomando el Acero como material empleado por los elementos:

ELEMENTOS

E	200	Gpa
A	0,78715	
B	0,62873	

$$Km = E * d * A * \exp\left(B * \frac{d}{l}\right) = 791,47 GPa.mm$$

De aquí se obtiene la fracción de la carga externa soportada por el perno (C), de la siguiente forma:

$$C = \frac{Kb}{Kb + Km} = 0.219$$

Ahora, se procede a obtener la carga de prueba F_p de la siguiente manera:

$$F_p = At * Sp = 5707N$$

Donde Sp se obtiene de las tablas del Shigley y tiene un valor de 650 MPa en nuestro caso para tornillos con clase de propiedad 9.8.

Posteriormente se evalúa el valor de la precarga de la unión, aquí se tomara el 90% del valor de la carga de prueba.

$$F_i = 0,9 * F_p = 5136.3 N$$

Factor de seguridad contra la apertura de la unión:

Tomando la relación de la presión hidrostática de prueba con la presión de operación (m) igual a la unidad tendríamos:

$$N_o = \frac{F_i}{(1 - C) * m * P} = 7,30$$

Análisis dinámico:

Debido a que esta unión estará sometida a múltiples condiciones de carga y descarga se procederá a realizar un estudio de fatiga:

$$\sigma_a = \frac{C * P}{2 * A_t} = 11,23 \text{ MPa}$$

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_t} = 585 \text{ MPa}$$

Método de Goodman:

$$S_m = \frac{S_{ut}(S_e + \sigma_i)}{S_e + S_{ut}} = 627,40 \text{ MPa}$$

$$S_a = S_m - \sigma_i = 42,40 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad de Goodman:

$$N_f = \frac{S_a}{\sigma_a} = 3,77$$

Método de Gerber:

$$S_m = \left(\frac{S_{ut}^2}{2 * S_e} \right) * \left(-1 + \sqrt{1 + ((4 * S_e) / S_{ut}^2)} \right) * (S_e + \sigma_i) = 651,61 \text{ MPa}$$

$$S_a = S_m - \sigma_i = 66,61 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad de Gerber:

$$N_f = \frac{S_a}{\sigma_a} = 5,93$$

Relación par de torsión-Tensión del perno:

$$T = K * F_i * d = 6,1635 \text{ N.m}$$

Donde K se obtiene de la tabla 8-15 del Shigley para un perno sin recubrimiento con acabado negro (K=0,3).

Tabla de resultados de las uniones atornilladas:

N° de Unión	Factor de seguridad contra apertura de unión	Factor de seguridad a cargas dinámicas de Goodman	Factor de seguridad a cargas dinámicas de Gerber	Par de apriete inicial recomendado. (N.m)	Esfuerzo cortante que soporta la unión (MPa)	Factor de seguridad contra falla por cortante
1	7,84	3,77	5,93	6,16	N/A	N/A
2	257,32	52,81	82,96	101,79	N/A	N/A
3	N/A	N/A	N/A	N/A	14,46	11,75
4	N/A	N/A	N/A	N/A	14,46	11,75
5	75,84	23,30	35,09	17,63	N/A	N/A
6	73,37	16,80	25,30	17,63	N/A	N/A
7	73,37	16,80	25,30	17,63	N/A	N/A
8	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
9	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
10	N/A	N/A	N/A	N/A	14,52	11,71
11	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
12	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
13	N/A	N/A	N/A	N/A	35,81	4,75
14	N/A	N/A	N/A	N/A	35,81	4,75
15	12,18	4,67	7,04	17,63	N/A	N/A