

**MOTORIZACION DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA MOTORES DE
ULTRALIVIANO**

**RAUL GARCIA CALDERON
WILFRED EMILIO PALACIO VERANO**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICO-MECANICAS
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
BUCARAMANGA
2012**

**MOTORIZACION DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA MOTORES DE
ULTRALIVIANO**

**RAUL GARCIA CALDERON
WILFRED EMILIO PALACIO VERANO**

Trabajo de grado para optar a título de ingeniero mecánico

**Director
JORGE ENRIQUE MENESES FLOREZ
Ingeniero mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICO-MECANICAS
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
BUCARAMANGA
2012**

DEDICATORIA

A Dios, por permitir la culminación de esta etapa.

A mi padres, Carlos Miguel Garcia y María del Socorro calderón quienes han estado acompañándome en todos y cada uno de mis días, más aun, a través de esta jornada.

A mis hermanos, Juan Carlos Garcia Calderon y María Carolina Garcia Calderon de quienes he recibido total apoyo y un gran ejemplo.

A esas personas que fueron totales desconocidos al empezar mi paso por la universidad y a lo largo de todo este proceso se convirtieron en más que amigos, hermanos. Grandes enseñanzas y valiosos ejemplos de vida me llevo de todos y cada uno de ustedes.

Raul Garcia Calderon.

DEDICATORIA

A Dios por permitir la finalización de este proceso.

A mis padres Alfonso Palacio Niño y Martha Verano Díaz, a mis hermanos, mis amigos y todas aquellas personas que me apoyaron incondicionalmente en todo momento.

Wilfred Emilio Palacio Verano.

AGRADECIMIENTOS

Al profesor Jorge Enrique Meneses Flores, no solo por el acompañamiento en el desarrollo de este proyecto, sino por el ejemplo como ingeniero, profesional y persona.

A Henry cruz y Gonzalo Calderon, quienes con su gran experiencia y desinteresada colaboración hicieron posible la solución de muchos inconvenientes presentados durante la construcción y acople del banco.

A don Abelardo Mejía de Talleres Mejía quien no dudo un instante en aportar su tiempo y conocimiento para que la consecución de este trabajo de grado tuviese menos inconvenientes.

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN.....	26
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	29
1.1. IDENTIFICACION DEL PROBLEMA.....	29
1.2. JUSTIFICACION PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA.....	30
1.3. OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO.....	31
1.3.1. OBJETIVOS GENERALES.....	31
1.3.2. OBJETIVOS ESPECIFICOS.....	32
2. SINTESIS DEL TRABAJO DE GRADO.....	34
2.1. SUBCONJUNTO DE POTENCIA.....	35
2.2. SUBCONJUNTO DE ADQUISICION DE DATOS Y CONTROL.....	38
2.3. SUBCONJUNTO DE EMPUJE.....	39
3. ALTERNATIVAS DE DISEÑO.....	42
3.1. ALTERNATIVAS DE DISEÑO SUBCONJUNTO DE POTENCIA.....	42
3.1.1. ALTERNATIVA 1.....	42
3.1.2. ALTERNATIVA 2.....	46
3.1.3. ALTERNATIVA SELECCIONADA.....	48
3.2. ALTERNATIVAS DE DISEÑO PARA INVERSOR DE GIRO.....	50
3.2.1. ALTERNATIVA 1 INVERSOR DE GIRO.....	50
3.2.2. ALTERNATIVA 2 INVERSOR DE GIRO.....	51
3.2.3. ALTERNATIVA 3 INVERSOR DE GIRO.....	52

3.2.4.	ALTERNATIVA SELECCIONADA INVERSOR DE GIRO.....	53
4.	DISEÑO.....	54
4.1.	DISEÑO Y CONSTRUCCION SUBCONJUNTO DE POTENCIA.	54
4.1.1.	GENERADOR DE POTENCIA.	54
4.1.2.	BASE DE MOTOR.....	55
4.1.3.	INVERSOR DE GIRO.....	59
4.1.3.1.	ENGRANES.....	60
4.1.3.2.	EJE INVERSOR DE GIRO.	61
4.1.3.3.	RODAMIENTOS.....	74
4.2.	DISEÑO Y CONSTRUCCION SUBCONJUNTO DE EMPUJE.	74
4.2.1.	CALCULO DEL EJE DE LA HELICE.....	75
4.2.2.	CHUMACERAS.....	82
5.	PROCESO DE FABRICACION.....	84
5.1.	MOTOR SELECCIONADO.....	84
5.2.	SOPORTE O BASE DE MOTOR.....	85
5.3.	INVERSOR DE GIRO.....	89
5.4.	EJE HÉLICE.....	96
5.5.	PROTECCION HÉLICE.....	97
5.6.	SOPORTE DEL AUTOMATA PROGRAMABLE.....	99
6.	SISTEMA DE ADQUISICION DE DATOS.....	100
6.1.	GENERALIDADES DEL SISTEMA:.....	100
6.2.	CARACTERÍSTICAS DE LA CONEXIÓN.....	104
6.2.1.	SERVO MOTOR:.....	104
6.2.2.	ENCENDIDO/APAGADO MOTOR:.....	105
7.	PRUEBAS.....	107
7.1.	FUNCIONAMIENTO.....	107

7.1.1. FUNCIONAMIENTO SUBCONJUNTO DE POTENCIA.....	107
7.1.2. FUNCIONAMIENTO SUBCONJUNTO DE EMPUJE.....	108
7.1.3. FUNCIONAMIENTO SUBCONJUNTO ADQUISICION DE DATOS Y CONTROL.	109
7.1.4. FUNCIONAMIENTO DEL BANCO (TODOS LOS SUBCONJUNTOS ENSAMBLADOS).	110
CONCLUSIONES	117
BIBLIOGRAFIA.....	118
ANEXOS	119

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1: PARAMOTOR	26
FIGURA 2: ULTRALIVIANO	26
FIGURA 3: BANCO DE PRUEBAS PARA MOTORES DE ULTRALIVIANO.	29
FIGURA 4: CONJUNTO BANCO DE PRUEBAS PARA MOTORES DE ULTRALIVIANO.	34
FIGURA 5: SUBCONJUNTO DE POTENCIA.....	35
FIGURA 6: FUENTE DE POTENCIA.....	36
FIGURA 7: INVERSOR DE GIRO.....	37
FIGURA 8: SERVO MOTOR ARDUINO.....	37
FIGURA 9: SUBCONJUNTO DE ADQUISICION Y CONTROL.....	38
FIGURA 10: DIAGRAMA DE SEÑALES DE CONTROL Y ADQUISICIÓN.....	39
FIGURA 11: SUBCONJUNTO DE ADQUISICIÓN DATOS Y CONTROL.....	40
FIGURA 12: ELEMENTOS DE MEDICIÓN PARA SUBCONJUNTO DE EMPUJE.....	41
FIGURA 13: ALTERNATIVA 1.....	42
FIGURA 14: GENERACIÓN DE FUERZA DE EMPUJE DEBIDO A LAS REVOLUCIONES SUMINISTRADAS.....	43
FIGURA 15: SISTEMA DE INVERSIÓN DE GIRO.....	44
FIGURA 16: ESTRUCTURA SOPORTE DE MOTOR.....	44
FIGURA 17: ALTERNATIVA 2.....	46
FIGURA 18: BASE MODIFICADA PARA LA ALTERNATIVA 2.....	47
FIGURA 19: CELDA DE CARGA.....	49
FIGURA 20: AUTÓMATA PROGRAMABLE (PLC).....	49
FIGURA 21: ALTERNATIVA 1 DE INVERSOR DE GIRO.....	50
FIGURA 22: SISTEMA INVERSIÓN DE GIRO ACCIONADO POR PALANCA.....	51
FIGURA 23: SISTEMA DE INVERSIÓN DE GIRO REMOVIBLE.....	52
FIGURA 24: BASE DE MOTOR.....	56
FIGURA 25: ANÁLISIS DE FUERZAS Y ENMALLADO DE LA ESTRUCTURA.....	56
FIGURA 26: ANÁLISIS DE TENSIONES EN LA ESTRUCTURA.....	57
FIGURA 27: ANÁLISIS DE DEFORMACIONES EN LA ESTRUCTURA.....	58

FIGURA 28: VISTA INTERNA, INVERSOR DE GIRO.	59
FIGURA 29: ENGRANE CAJA DE CAMBIOS FORD 350.	61
FIGURA 30: FUERZAS ACTUANTES EN EL INVERSOR DE GIRO.	61
FIGURA 31: TOMA DE DATOS VELOCIDAD DE SALIDA DEL MOTOR.	62
FIGURA 32: DIMENSIONES Y CARGAS EN EL EJE INVERSOR DE GIRO.	64
FIGURA 33: MAGNITUD DE FUERZAS EN EL EJE INVERSOR DE GIRO.	65
FIGURA 34: DIAGRAMAS DE CORTANTE, MOMENTO FLECTOR Y TORSOR EN EJE INVERSOR DE GIRO.	66
FIGURA 35: DISEÑO CAD EJE INVERSOR. ENMALLADO.	70
FIGURA 36: DISEÑO CAD EJE INVERSOR. ANÁLISIS DE TENSIONES.	71
FIGURA 37: DISEÑO CAE EJE INVERSOR. ANÁLISIS DE DESPLAZAMIENTOS.	71
FIGURA 38: DISEÑO CAE EJE INVERSOR. ANÁLISIS DE DEFORMACIONES UNITARIAS.	72
FIGURA 39: ANÁLISIS DE DEFORMACIONES.	72
FIGURA 40: DISEÑO CAE EJE INVERSOR. FACTOR DE SEGURIDAD BAJO CARGA ESTÁTICA.	73
FIGURA 41: DISEÑO CAE EJE INVERSOR. FACTOR DE SEGURIDAD BAJO FATIGA.	73
FIGURA 42: ELEMENTOS ACOPLADOS AL EJE EN EL SUBCONJUNTO DE EMPUJE.	75
FIGURA 43: DIAGRAMA DE FUERZAS ACTUANTES EN EL EJE DE LA HÉLICE.	76
FIGURA 44: DIAGRAMAS DE CORTANTE, MOMENTO FLECTOR Y TORSOR PRESENTES EN EL EJE DE LA HÉLICE.	77
FIGURA 45: DISEÑO CAD EJE HÉLICE.	79
FIGURA 46: DISEÑO CAD EJE HÉLICE. ANÁLISIS DE TENSIONES.	80
FIGURA 47: DISEÑO CAE EJE HÉLICE. ANÁLISIS DE DESPLAZAMIENTOS.	80
FIGURA 48: DISEÑO CAE EJE HÉLICE. ANÁLISIS DE DEFORMACIONES UNITARIAS.	81
FIGURA 49: DISEÑO CAE EJE HÉLICE. FACTOR DE SEGURIDAD BAJO CARGA ESTÁTICA. ...	81
FIGURA 50: DISEÑO CAE EJE HÉLICE. FACTOR DE SEGURIDAD BAJO FATIGA.	82
FIGURA 51: CHUMACERA SELECCIONADA.	83
FIGURA 52: MOTOR SELECCIONADO.	84
FIGURA 53: CORTE Y SOLDADURA DE ÁNGULOS, PARTE SUPERIOR DE LA BASE.	85
FIGURA 54: APOYOS DE SUJECIÓN MOTOR-BASE.	86

FIGURA 55: CONSTRUCCIÓN DE LAS PATAS DE LA BASE.	87
FIGURA 56: BASE TERMINADA Y PRUEBA ESTÁTICA CON EL MOTOR.	88
FIGURA 57: SUJECIÓN DE SISTEMA DE ESCAPE DEL MOTOR.	89
FIGURA 58: ENGRANES SELECCIONADOS PARA EL SISTEMA DE INVERSIÓN DE GIRO.	89
FIGURA 59: LAMINAS 3/8" ESTRUCTURA EXTERNA DEL INVERSOR DE GIRO.	90
FIGURA 60: MAQUINADO DE LAS PAREDES DE LA CAJA INVERSORA.	90
FIGURA 61: SOPORTES DE LOS RODAMIENTOS DE LA CAJA INVERSORA.	91
FIGURA 62: CARAS SOLDADAS DEL INVERSOR.	92
FIGURA 63: EJES PARA EL INVERSOR DE GIRO.	92
FIGURA 64: CENTRADO DE PIEZAS Y PROCESO DE REMOCIÓN DE MATERIAL.	93
FIGURA 65: EJE ENTREGA DE POTENCIA INVERSOR DE GIRO.	93
FIGURA 66: EJE RECEPCIÓN DE POTENCIA INVERSOR DE GIRO.	94
FIGURA 67: RODAMIENTOS SELECCIONADOS.	94
FIGURA 68: CAJA DE INVERSIÓN DE GIRO.	95
FIGURA 69: MONTAJE INVERSOR DE GIRO.	95
FIGURA 70: ACOPLE EJE-HÉLICE.	96
FIGURA 71: SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA SUBCONJUNTO DE EMPUJE.	97
FIGURA 72: SUJECIÓN PROTECCIÓN DE HÉLICE AL SUBCONJUNTO DE EMPUJE.	98
FIGURA 73: PROTECCIÓN DE HÉLICE.	98
FIGURA 74: PROCESO FABRICACIÓN PANEL DE CONTROL.	99
FIGURA 75: DIAGRAMA DE FLUJO ELÉCTRICO SISTEMA SCADA.	100
FIGURA 76: ENTRADA AL ENTORNO CONTROLADO.	102
FIGURA 77: VISTA 2 PANTALLA TOUCH.	102
FIGURA 78: GRAFICAS DE FUERZA Y VELOCIDAD DE PANTALLA TOUCH.	103
FIGURA 79: GRAFICA DE FUERZA Y VELOCIDAD PUNTUAL.	104
FIGURA 80: FLUJO ELÉCTRICO ACCIONAMIENTO SERVOMOTOR.	105
FIGURA 81: FLUJO ELÉCTRICO ON/OFF MOTOR.	105
FIGURA 82: ENVÍO Y RECEPCIÓN DE SEÑALES ELÉCTRICAS.	106
FIGURA 83: FUNCIONAMIENTO SUBCONJUNTO DE POTENCIA.	107
FIGURA 84: PRUEBA HÉLICE MENOR.	113

FIGURA 85: PRUEBA HÉLICE MAYOR.....	114
FIGURA 86: GRAFICA DE RPM VS FUERZA EMPUJE.....	115
FIGURA 87: GRAFICA RPM VS FUERZA EMPUJE HÉLICE MAYOR.....	116

LISTA DE TABLAS

TABLA 1: CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR SELECCIONADO.	55
TABLA 2: CUADRO DE RESULTADOS, ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA.	58
TABLA 3: CARACTERÍSTICAS DEL ENGRANE SELECCIONADO.	60
TABLA 4: VALORES MÍNIMOS REGISTRADOS EN CADA CAMBIO.	63
TABLA 5: CARACTERÍSTICAS DEL MATERIAL UTILIZADO.	67
TABLA 6: CARACTERÍSTICAS DE RODAMIENTOS SELECCIONADOS.	74
TABLA 7: ANCHO DE PULSO.	104
TABLA 8: VALORES REGISTRADOS HÉLICE MENOR.	114
TABLA 9: VALORES REGISTRADOS HÉLICE MAYOR.	115

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A. PROPIEDADES DEL ACERO 1045.....	120
ANEXO B. PROPIEDADES DEL ACERO ESTRUCTURAL.....	122
ANEXO C. PERFIL ANGULAR ESTRUCTURAL.....	123
ANEXO D. MANUAL DE MANTENIMIENTO Y RECAMBIO DE RODAMIENTOS.	124
ANEXO E. CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS CELDA DE CARGA.....	126
ANEXO F. CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE SENSOR.....	128
ANEXO G: PLANOS.....	131

NOMENCLATURA

W_m	Peso total motor y caja de cambios.
Pot	Potencia máxima de motor.
w	Velocidad angular mínima a la salida de la caja de cambios del motor.
T_{max}	Torque máximo entregado por el motor.
$T_{engranaje}$	Torque que soporta el engranaje al transmitir la potencia.
F_t	Fuerza tangencial generada en el engrane al transmitir la potencia proveniente del motor.
F_r	Fuerza radial generada en el engrane al transmitir la potencia proveniente del motor.
Φ	Angulo de presión en el diente del engranaje.
A_y	reacción del apoyo A en el eje Y de coordenadas.
B_y	reacción del apoyo B en el eje Y de coordenadas.
M_{cz}	Momento flector en el punto C con respecto al eje Z coordinado.
M_{cy}	Momento flector en el punto C con respecto al eje Y coordinado.
A_z	reacción del apoyo A en el eje Z de coordenadas.
B_z	reacción del apoyo B en el eje Z de coordenadas.
V_y	Fuerza cortante en el plano X-Y.
V_z	Fuerza cortante en el plano X-Z.
M_y	Momento flector en el plano X-Y.
M_z	Momento flector en el plano X-Z.
M_R	Momento resultante.
σ_c	Esfuerzo cortante en el punto C.
τ_c	Esfuerzo torsor en el punto C.
S_n	Resistencia a la fatiga corregida para vida infinita (10^6 ciclos).
S_f	Resistencia a la fatiga para 10^3 ciclos.

S_e	Resistencia a la fatiga sin corregir para vida infinita (10^6 ciclos).
S_{ut}	Resistencia última a la tensión.
K_L	Factor de carga.
K_s	Factor acabado superficial.
K_d	Factor de tamaño.
K_c	Factor de confiabilidad.
K_T	Factor de temperatura.
K_m	Factor misceláneo.
N	Factor de seguridad.
D	diámetro de eje.
K_t	Factor concentrador de esfuerzos.
S_y	Resistencia a la fluencia.
W_h	Peso de hélice.
W_c	Peso de cardan.
F_{emp}	Fuerza de empuje de la hélice al girar.

GLOSARIO

Engranaje: rueda o cilindro dentado empleado para transmitir un movimiento giratorio o alternativo desde una parte de una máquina a otra.

Caja de cambios: sistema que transforma la velocidad producida en la mecánica para adaptarlo a la velocidad que queremos que tengan las ruedas. De esta manera, en un mismo vehículo podemos circular a diferente velocidad aunque la mecánica funcione al mismo régimen de giro.

Hélice: Conjunto de dos o más palas de forma helicoidal que, al girar alrededor de un eje, producen una fuerza de reacción que se utiliza principalmente para la propulsión de barcos y aeronaves.

Eje: Barra que atraviesa un cuerpo giratorio y lo sostiene en su movimiento.

Vida útil: Es la función estimada que un objeto puede tener cumpliendo correctamente la función para la cual ha sido creado.

CAD: Diseño asistido por computador, por sus siglas en ingles (computer-aided desing).

CAE: Ingeniería asistida por computador; por sus siglas en ingles (computer-aided engineering).

Elasticidad: Es la propiedad de los materiales de volver a su posición inicial después de aplicada una carga.

Flexibilidad: Relación existente entre los esfuerzos aplicados debidos a la carga y los desplazamientos obtenidos.

Dureza: propiedad mecánica de los materiales que consiste en la dificultad para rayar o crear marcas en la superficie mediante la micropenetración de una punta.

Deformación: Es el alargamiento de las fibras del material debido a la aplicación de carga.

Oxiacetileno: Es una mezcla de gases, acetileno y oxigeno, que se utiliza para para cortar metales debido a la gran temperatura que alcanza la llama.

STEP 7: Es el software standard para configurar y programar los sistemas de automatización SIMATIC.

MODULO ENTRADAS SALIDAS DIGITALES: Son dispositivos de estado sólido que permiten adaptar diferentes niveles de tensión desde o hacia un sistema lógico.

MODULO SIWAREX: Módulo de pesaje de gran versatilidad para todas las tareas sencillas de pesaje y de medida de fuerza. El módulo compacto puede utilizarse sin problemas con el autómata programable SIMATIC. El acceso a los datos del peso actual se puede efectuar directamente en la CPU SIMATIC sin más interfaces.

SERVO-MOTOR: Dispositivo similar a un motor de corriente continua que tiene la capacidad de ubicarse en cualquier posición dentro de su rango de operación, y mantenerse estable en dicha posición.

ARDUINO: Plataforma de hardware libre, basada en una placa con un micro controlador y un entorno de desarrollo, diseñada para facilitar el uso de la electrónica en proyectos multidisciplinares.

CELDA DE CARGA: Es un transductor que es utilizado para convertir una fuerza en una señal eléctrica.

SENSOR INDUCTIVO: Son una clase especial de sensores que sirven para detectar materiales metálicos ferrosos.

SISTEMA SCADA: Proviene de las siglas "Supervisory Control And Data Acquisition" (Control de Supervisión y Adquisición de Datos): Es un sistema basado en computadores que permite supervisar y controlar variables de proceso a distancia, proporcionando comunicación con los dispositivos de campo (controladores autónomos) y controlando el proceso de forma automática por medio de un software especializado.

RESUMEN

TITULO: MOTORIZACION DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA MOTORES DE ULTRALIVIANO*

AUTORES: RAUL GARCIA CALDERON.
WILFRED EMILIO PALACIO VERANO**

PALABRAS CLAVES:

Hélice, motorización, inversor de giro, automatización.

DESCRIPCION:

Este proyecto surge de la necesidad de comprobar características técnicas de hélices con diferencias geométricas, a fin de conocer, su respuesta en el momento de encontrarse en funcionamiento, y las condiciones de operación óptimas de cada una de las hélices a prueba.

El objetivo principal es dotar al banco de pruebas para motores de ultraliviano de un motor que genere como mínimo una potencia de 70 HP, que sea de fácil adaptación y que permita invertir el sentido de giro en todos sus cambios en el momento deseado, sin alterar o limitar las características que se tienen inicialmente.

Una vez acoplado el conjunto en su totalidad, se hace uso de un sistema SCADA, el cual, controla algunas características del motor como su encendido o apagado y su velocidad de giro, además, recibe información sensada de la hélice y la muestra mediante una pantalla táctil.

El conjunto en su totalidad tiene una gran facilidad de operación ya que se maniobra desde la misma pantalla de visualización, y cuenta con garantías de seguridad y confiabilidad gracias a la protección diseñada y construida para contener la hélice en caso de ser necesario.

Con este trabajo de grado se pretende continuar con la línea de tecnificación en el área del aeromodelismo que se ha llevado a cabo en la universidad industrial de Santander desde hace muchos años.

* Proyecto de grado

** Faculta de ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de ingeniería mecánica. Director: Ing. Jorge E. Meneses Flores.

SUMMARY

TITLE: MOTORIZATION OF A TEST BED ENGINE ULTRALIGHT.*

AUTHOR: RAUL GARCIA CALDERON.
WILFRED EMILIO PALACIO VERANO**.

KEYWORD:
Propeller, motorization, investor of rotation, automation.

DESCRIPTION:
This project arises from the need to verify the technical characteristics of propeller with geometric differences, in order to know its response in the moment to be in operation, and the optimum operating conditions for each of the propeller tested.

The main objective is to endow the testbench for ultralight engines with an engine that generates at least a power of 70 HP, it will be easily adaptable and that to allow reversal of the direction of rotation in all its changes at the desired time, without altering or limit the characteristics that have initially.

Once docked the entire ensemble, makes use of a SCADA system, which, controls some motor characteristics such as its on or off and its rotational speed, also, receives information sensed from the propeller and the sample through a screen touch.

The entire ensemble has a great ease of operation and it is operated from the same screen display, and has security guarantees and reliability thanks to the protection designed and constructed to contain the propeller if necessary.

With this degree work intends to continue the line of modernization in the area of aeromodelling which has been carried out at the Universidad Industrial de Santander since many years.

* Project of grade.

** Faculty of Physical-Mechanical Engineering, Mechanical Engineering school, Ing. Jorge E. Meneses Flores.

INTRODUCCIÓN

El turismo es una fuente de empleo de gran importancia en la economía de algunos países del mundo. En Colombia, actualmente se ha venido incrementando de una manera exponencial debido a la inmensa variedad de regiones, climas, culturas y paisajes que el país ofrece. En este aspecto, Santander es uno de los departamentos con mayor aprovechamiento de dicha fuente económica no solo por poseer una variedad considerable de escenarios para visitar sino por ofrecer a los turistas experiencias de gran impacto emocional como rappel, Rafting, vuelos en parapente y ultraliviano, trekking, ciclomontañismo, torrentismo, espeleología y motocross entre muchos otros.

Entre los deportes practicados por los turistas, el vuelo en ultraliviano y parapente son de los de mayores demandas debido a la carga emocional y al desborde de adrenalina percibida por los usuarios en el momento de experimentar todas las sensaciones que conlleva la práctica de volar.

Figura 1: Paramotor



Fuente: <http://1.bp.blogspot.com/-Bp8OC8i4vr0>

Figura 2: Ultraliviano



Fuente: <http://www.lightairplanes1.com>

No obstante, pese a que esta práctica tiene una gran acogida, no podemos olvidar el peligro al cual se está expuesto cuando se practica, debido a este peligro, los entes encargados de proveer los diferentes instrumentos para volar, tienen la obligación de hacer rigurosas pruebas a dichos elementos con el fin, tanto de garantizar el excelente funcionamiento de los mismos en el momento de su uso como de aumentar su competitividad en el mercado mundial gracias a una excelente gestión de calidad.

Este afán de ser competitivos a nivel mundial, nos lleva a diseñar y construir maquinaria y dispositivos que nos permitan emular las condiciones a las que un determinado producto será sometido, de manera que podamos constatar que dicho producto cumple con las mínimas normas de calidad y que la persona o personas que hagan uso del dispositivo adquirido quedarán totalmente satisfechas.

El capítulo 1 da a conocer el problema que se tiene y los alcances del proyecto de grado. Además, se presenta una idea de la causa por la que se inicia el mismo.

El capítulo 2, hace un breve resumen de los aspectos más relevantes a consideración de los autores, de manera que se logre dar al lector una visualización global del conjunto final.

El capítulo 3 tiene como propósito, dar a conocer las diversas opciones que los autores tuvieron en consideración y sus ventajas y desventajas. Finalmente, después de un análisis de costos y beneficios se da a conocer la opción escogida.

El capítulo 4 contiene los cálculos necesarios para conocer las dimensiones mínimas y las características de los elementos que están sometidos a algún tipo de esfuerzo, de modo que se asegure el correcto funcionamiento del conjunto.

El capítulo 5 detalla el proceso de fabricación y montaje llevado a cabo durante la consecución de las diferentes partes del banco.

El capítulo 6 da a conocer lo referente al sistema de adquisición de datos y control, dando aclaraciones sobre lo que tiene que ver con la parte de conexiones eléctricas y los diversos elementos que se usaron para lograr el sistema SCADA.

Por último en el capítulo 7 hacemos referencia a los pasos a seguir para acoplar los bancos y hacer las pruebas en el futuro, se hacen pruebas donde se registran y analizan los valores sensados.

1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

1.1. IDENTIFICACION DEL PROBLEMA.

Actualmente en la escuela de ingeniería mecánica de la UIS existe un banco a disposición para hacer mediciones del impulso generado por las hélices con un sistema base en la que se hace un breve montaje del motor de ultraliviano junto con su hélice y al ser puesto en funcionamiento el sistema motor-hélice desliza una plataforma que, con la ayuda de un sensor hace la lectura de fuerza de impulsión que se genera.

Figura 3: Banco de pruebas para motores de ultraliviano.



Fuente: proyecto de grado, banco de pruebas para motores de ultraliviano.

El banco de ultraliviano que se muestra en la figura 3, cumple perfectamente la función para la cual fue diseñada; análisis y medición del conjunto motor-hélice, sin embargo, se cuenta con un vasto número de hélices que operan en un amplio

rango de condiciones dinámicas y se hace fundamental determinar sus características de funcionamiento, por esta razón es de vital importancia un banco suplementario que posea su propio suministro de energía y que se acople al banco inicial sin alterarlo, además que brinde un rango apreciable de potencia para probar hélices de hasta dos metros de diámetro utilizadas comúnmente en la industria.

Para lograr dar un paso significativo en la tecnificación del banco de pruebas de hélices, se debe garantizar que el acople de los bancos resultará en un sistema capaz de probar hélices de hasta dos metros de diámetro existentes en el mercado para uso de ultralivianos en la industria turística, para ello, se hace necesario que las características geométricas y de potencia requeridas se puedan solventar sin dificultad, es decir, que el requerimiento de potencia sea suficiente para poder simular un vuelo real y que las características geométricas de la hélice a probar no sean un inconveniente en el futuro.

1.2. JUSTIFICACION PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA.

Con el fin de contribuir al crecimiento tecnológico de la de la industria colombiana aportando conocimientos adquiridos en la escuela de ingeniería mecánica UIS, algunos estudiantes han hecho aportes importantes en el sector de la aviación con los trabajos de grado aportados durante los años entre los cuales se encuentran el diseño, construcción y análisis de hélices utilizadas en el sector aeronáutico usado mayormente con fines turísticos.

Con este trabajo de grado se pretende seguir la línea de tecnificación en el área de investigación de la aviación experimental que se adelanta en la UIS, ya que contamos tanto con bancos para diseño y conformación de las hélices como con bancos de medición y se hace necesario realizar pruebas convincentes que

respalden la efectividad de dichos dispositivos diseñados y construidos en el plantel educativo.

En toda industria es indispensable que los productos fabricados sean sometidos a diversas pruebas con el fin de garantizar que los mismos, al ser sacados al mercado, cumplen con la calidad requerida por el cliente y que además se suplirá toda expectativa del comprador tenido en cuenta al momento de elegir un producto en particular, por esta razón, se hace necesario y vital realizar pruebas que asemejen el ambiente al cual será sometido el producto y que arrojen resultados convincentes de las características que estos mismos desprenden para que el futuro cliente tenga certeza del producto que adquirirá.

El presente trabajo de grado; “**MOTORIZACION DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA MOTORES DE ULTRALIVIANO**” brindará un amplio margen de potencia disponible para experimentar con hélices de diversas características geométricas como diámetro y sentido de giro y corroborar datos de características dinámicas como la fuerza de empuje a determinadas velocidades. Además, gracias a la adquisición de datos proporcionado por un sistema (API) se tendrá certeza de la fuerza real desplegada por este instrumento en vuelo para analizar márgenes de operación donde el rendimiento del mismo sea óptimo.

1.3. OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO.

1.3.1. OBJETIVOS GENERALES.

- Hacer efectiva la práctica de la misión de la Universidad Industrial de Santander, comprometida con la generación y adecuación de conocimientos

que permitan adaptar la tecnología existente a nuestro entorno así como mejorar la funcionalidad de los diseños.

- Crear un espacio propicio para la investigación y desarrollo de nuevos proyectos relacionados con el mejoramiento tecnológico en el área de diseño aeromotriz.

1.3.2. OBJETIVOS ESPECIFICOS.

- Diseñar (con herramientas CAD/ CAE/ CAM) y construir un banco anexo al banco de pruebas para motores de ultraliviano ya existente, que cumpla con las siguientes especificaciones:
 - De fácil adaptación.
 - Que suministre una potencia de hasta 70hp.
 - Que realice pruebas de operación a hélices de hasta dos metros de diámetro sin importar su sentido de giro.
- Programar mediante un autómata programable industrial (API) un sistema de adquisición de datos de la fuerza de empuje generada por la hélice.
- Modificar de manera mecánica las revoluciones de las hélices mediante la manipulación del sistema de inyección de combustible de la fuente de

potencia con el fin de obtener diversos valores de la fuerza de empuje de las diferentes hélices.

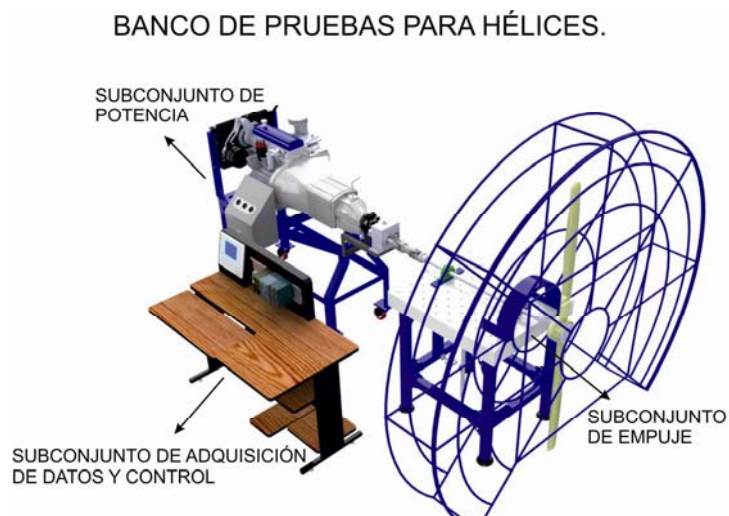
2. SINTESIS DEL TRABAJO DE GRADO.

El resultado final de la tesis de grado arrojó un conjunto que solventa la necesidad de una fuente de potencia ya que:

- ✓ Posee una fuente propia de potencia capaz de proveer la energía que un tipo de hélice requiera hasta un máximo de 80 HP.
- ✓ Tiene la capacidad de probar hélices de hasta 2 metros de diámetro sin importar el sentido de giro a la cual opere.
- ✓ Permite realizar las pruebas con mayor facilidad ya que se eliminó la necesidad de montar un motor en la parte superior del banco de empuje.

Además de las características antes mencionadas, el conjunto final cuenta con un sistema de adquisición de datos, el cual brinda valores de las características dinámicas de la hélice montada, las cuales permitirán un posterior estudio o análisis.

Figura 4: Conjunto banco de pruebas para motores de ultraliviano.



Fuente: Autores.

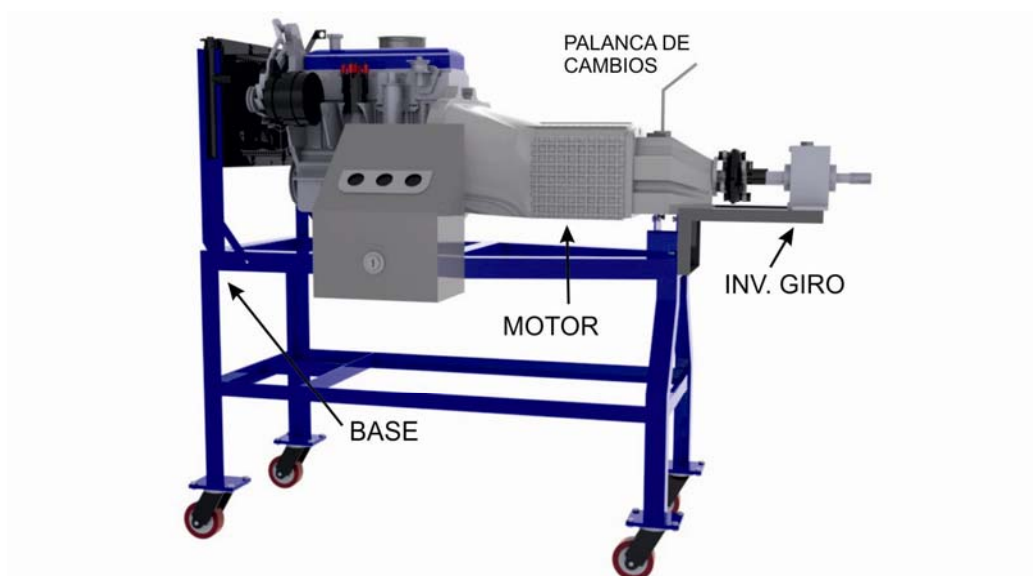
El banco desarrollado consta de tres subconjuntos: subconjunto de potencia, subconjunto de empuje, y subconjunto de adquisición de datos y control. Para mayor claridad, ver figura 4.

2.1. SUBCONJUNTO DE POTENCIA.

Es el encargado de generar la potencia que la hélice requiera y de suministrar la velocidad angular al subconjunto de empuje en el sentido de giro que se solicite.

Este subconjunto está conectado mecánicamente con el subconjunto de empuje por medio de un eje cardan y eléctricamente con el subconjunto de adquisición de datos y control por medio de sensores y actuadores que van dirigidos al autómata programable.

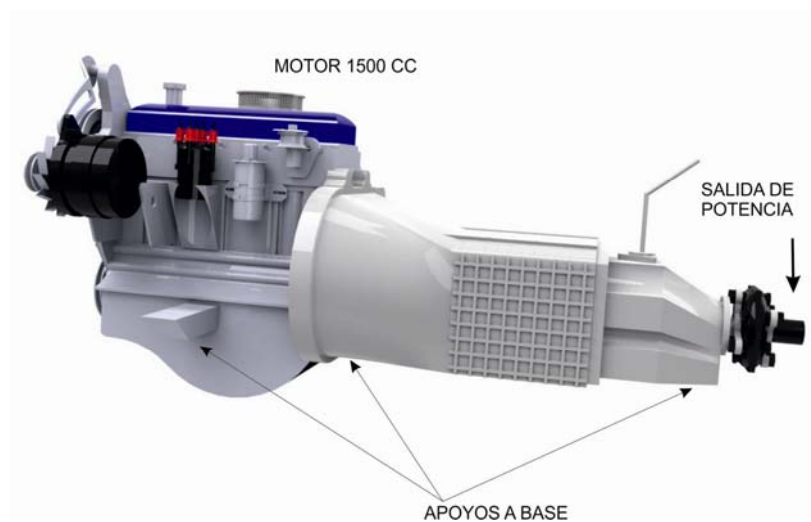
Figura 5: subconjunto de potencia.



Fuente: Autores.

En el subconjunto de potencia tenemos el motor, el cual se adquirió considerando requerimientos como potencia demandada y costos, Conjuntamente se diseñó y construyó la base que lo soporta teniendo en cuenta la geometría del motor y las fuerzas que soporta durante toda su vida útil.

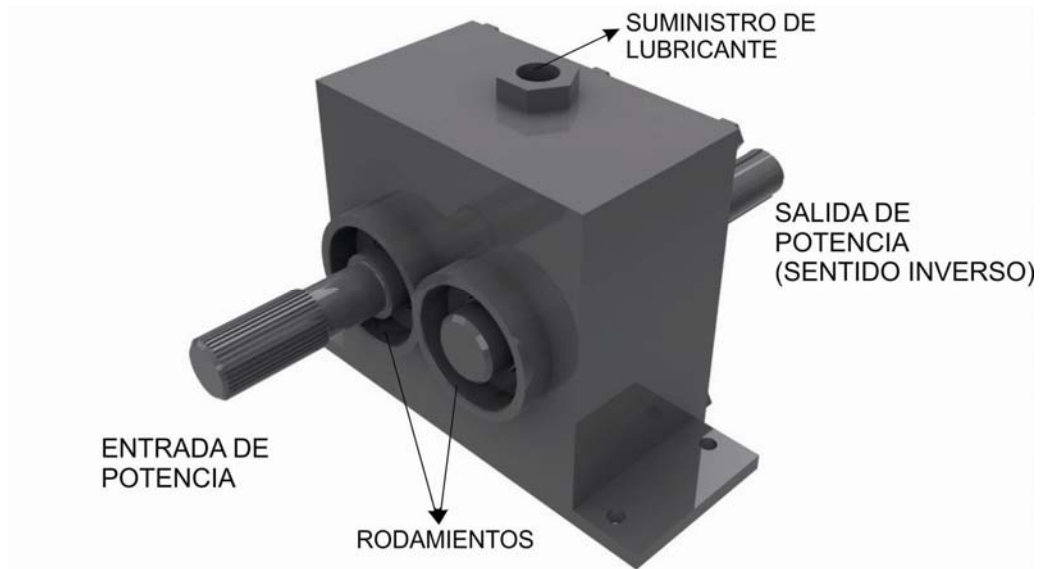
Figura 6: fuente de potencia.



Fuente: Autores.

En el momento en que sea requerido probar hélices que giren en sentido contrario al sentido de giro del eje del motor, se cuenta con un elemento adicional que se instala a la salida del eje de la fuente de potencia. Este inversor de giro fue diseñado y construido para obtener un cambio en cuanto al sentido de giro, sin alterar el valor de magnitud de velocidad angular.

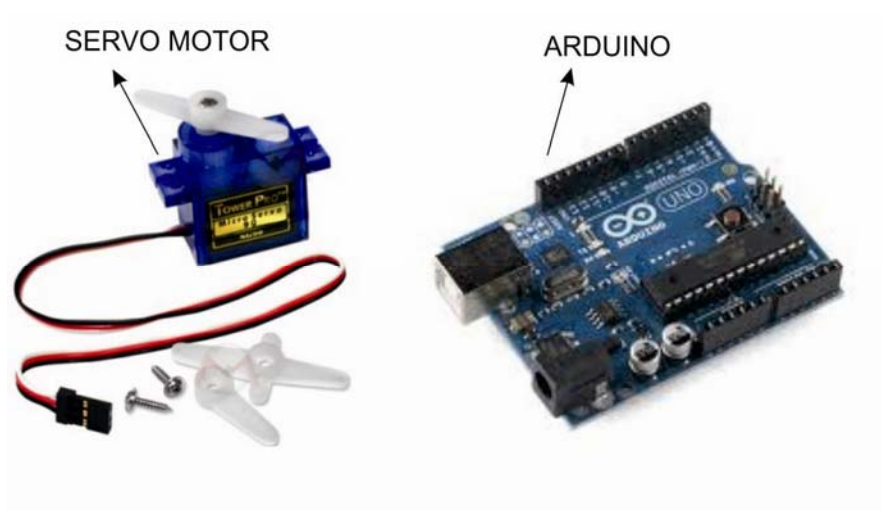
Figura 7: inversor de giro.



Fuente: Autores.

Este subconjunto es activado o desactivado por medio de una orden proveniente del subconjunto de adquisición de datos y control quien además controla su velocidad de giro apoyándose del accionamiento de un servo motor.

Figura 8: servo motor arduino.



Fuente: <http://www.google.com.co/search?hl=es&q=servomotor&bav>.

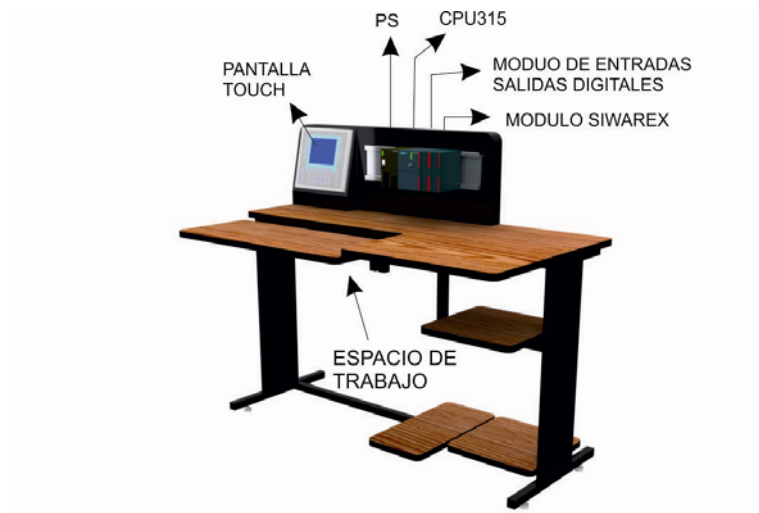
2.2. SUBCONJUNTO DE ADQUISICION DE DATOS Y CONTROL.

Teniendo en cuenta el número de entradas y salidas análogas y digitales que se toman, y la disposición existente en el laboratorio de automatización industrial, se diseñó e implementó un sistema SCADA de gama media, el cual, se está constituido por:

- ✓ Pantalla de visualización SIMATIC panel touch SIEMENS ref. OP177B PN/DP T/K-6CTN.
- ✓ PLC ref. 315-2PN/DP, un PS SIEMENS Ref. 307 5A.
- ✓ Modulo de entradas y salidas digitales SIEMENS Ref.6ES7 323.
- ✓ Modulo de entrada análoga salida digital SIEMENS Ref. SIWAREX U 7MH4950-1AA01.

Los que en conjunto realizarán la ejecución del programa realizado y el procesamiento de datos.

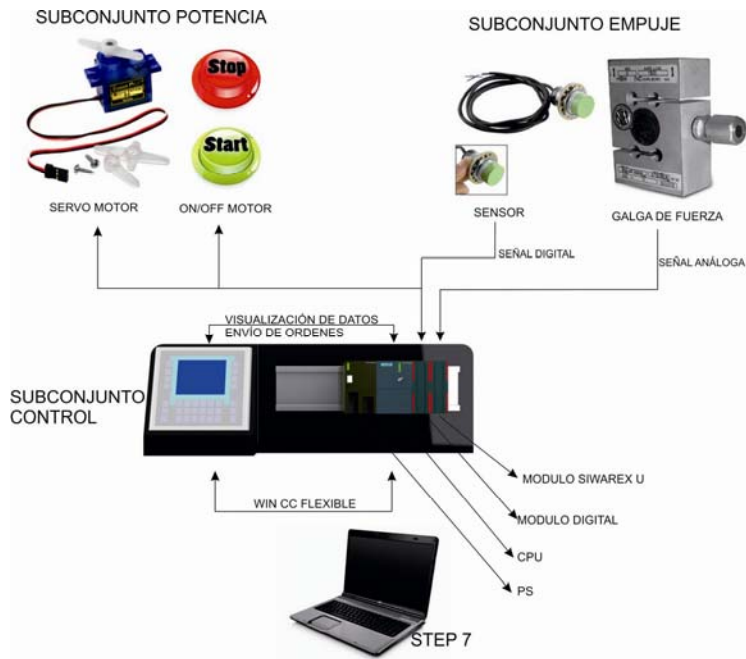
Figura 9: subconjunto de adquisicion y control.



Fuente: Autores.

Este subconjunto provee a los usuarios de un amplio espacio de trabajo donde se puede realizar con comodidad un análisis a la hélice montada ejerciendo control y supervisión de los datos registrados.

Figura 10: diagrama de señales de control y adquisición.



Fuente: Autores.

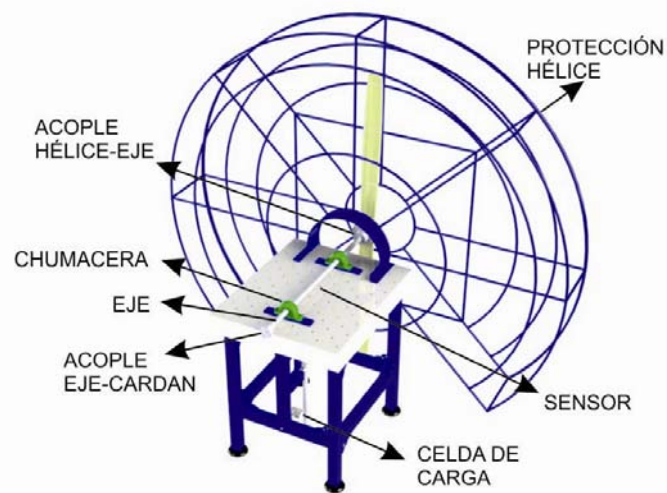
El subconjunto de adquisición de datos y control registra los datos sensados en el subconjunto de empuje y los muestra en la pantalla desde la que además, se tiene la capacidad de enviar órdenes al subconjunto de potencia con el fin de iniciar o finalizar la prueba y de cambiar a voluntad la magnitud de la velocidad angular en la hélice. De lo anterior se puede deducir que la conexión existente entre éste subconjunto y los dos restantes, es eléctrica.

2.3. SUBCONJUNTO DE EMPUJE.

Es el encargado de recibir y transmitir la potencia y el movimiento que la hélice requiere para su funcionamiento mediante una conexión mecánica con el

subconjunto de potencia. También registra los datos de velocidad de giro y fuerza de empuje desplegada por la hélice mediante un sensor y una celda de carga, datos que son enviados al subconjunto de adquisición de datos y control mediante una conexión eléctrica.

Figura 11: subconjunto de adquisición datos y control.



Fuente: Autores.

Entre los elementos que debemos resaltar en este subconjunto encontramos el sensor que nos brinda datos de la velocidad de giro a la cual gira el eje, y la celda de carga que es la encargada de tomar la lectura de la fuerza que la hélice está generando debido a su velocidad de giro.

Figura 12: elementos de medición para subconjunto de empuje.



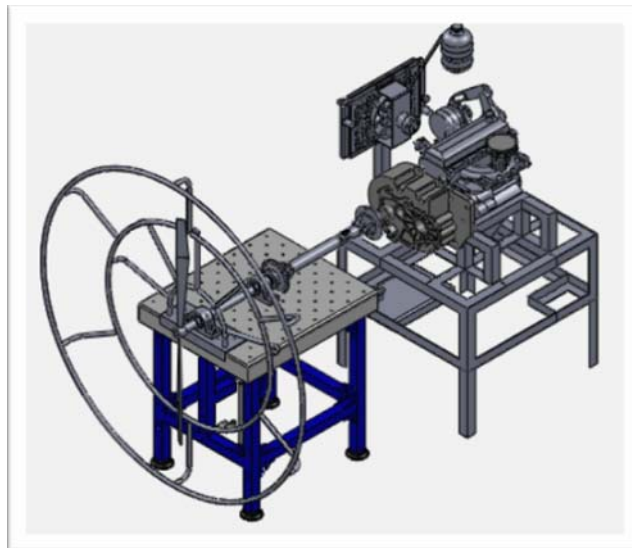
Fuente: http://www.google.com.co/search?hl=es&cp=11&gs_id=1.

3. ALTERNATIVAS DE DISEÑO.

3.1. ALTERNATIVAS DE DISEÑO SUBCONJUNTO DE POTENCIA.

3.1.1. ALTERNATIVA 1.

Figura 13: Alternativa 1.



Fuente: Autores.

El banco acoplará directamente al banco de pruebas para motores de ultraliviano sin alterarlo, será de fácil monte - desmonte y absorberá el movimiento axial que se genera en la placa deslizante al ser movida por la fuerza de empuje de la hélice en movimiento (ver figura 13). Este banco estará constituido por el motor y todos sus componentes para su correcto funcionamiento, además poseerá un sistema de inversión de giro para probar hélices sin importar su sentido de giro y un cardan para acoplar los bancos y transmitir la potencia generada.

Figura 14: Generación de fuerza de empuje debido a las revoluciones suministradas.

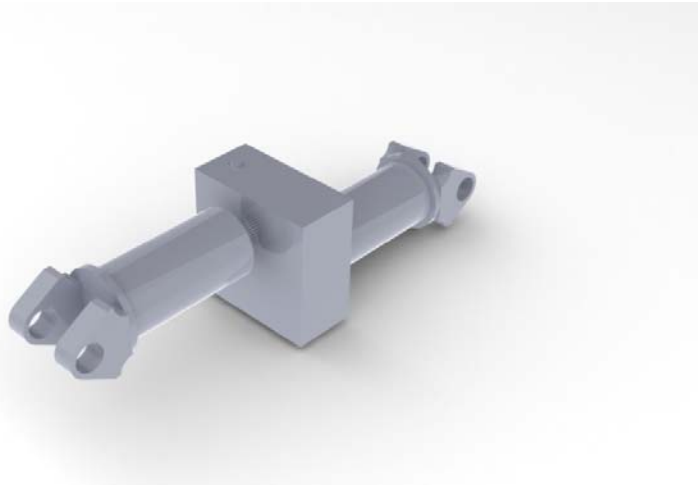


Fuente: Autores.

El banco de pruebas para motores de ultraliviano está diseñado para deslizarse sin fricción sobre unas guías especialmente diseñadas, de manera que la fuerza de empuje generada por las hélices al girar, sea leída por una celda de carga sin temor a que actúen fuerzas externas que arrojen datos erróneos.

El soporte se encuentra diseñado teniendo en cuenta magnitudes físicas del motor (geometría y peso), y las características geométricas del banco de pruebas para motores de ultraliviano, de manera que la desalineación final entre el eje de salida de potencia del motor y el eje de giro de la hélice sea la menor posible.

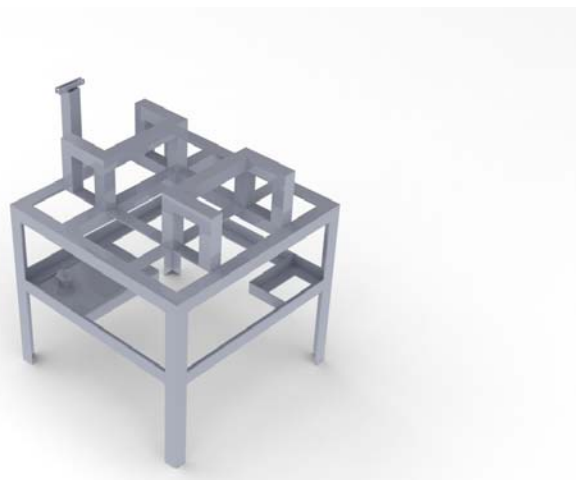
Figura 15: Sistema de inversión de giro.



Fuente: Autores.

Teniendo en cuenta que existen hélices que funcionan al girar en sentido de las manecillas de reloj y otras que funcionan en sentido inverso y en procura de obtener un banco que permita realizar pruebas a todo tipo de hélice, se debe asegurar que, en el momento deseado, el sentido de giro del eje situado sobre el banco de pruebas para motores de ultraliviano sea el correcto respecto a la hélice a la cual se le harán las pruebas.

Figura 16: Estructura soporte de motor.



Fuente: Autores.

La estructura se fabricara teniendo en cuenta la carga estática y dinámica a soportar, su geometría está ligada tanto a las características geométricas del banco de pruebas para motores de ultraliviano como a las características geométricas del motor que sobrellevará. Tiene facilidad de traslación gracias a un conjunto de ruedas ubicadas en sus patas de manera que la alineación de los banco se facilite.

Ventajas.

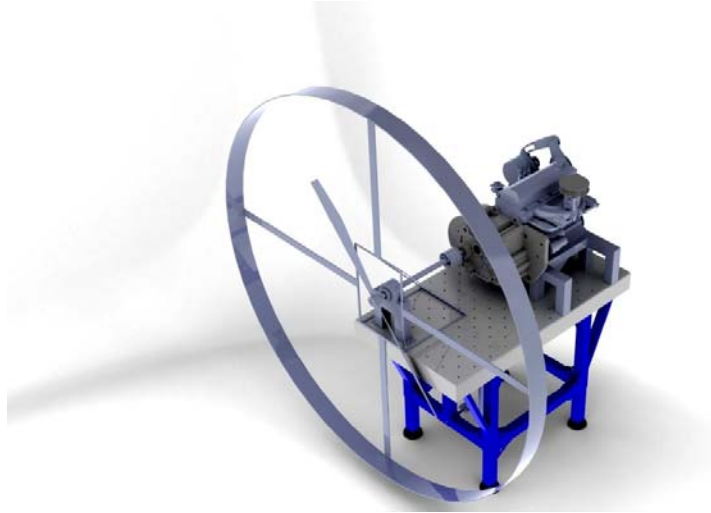
- ✓ Absorción satisfactoria del movimiento axial proveniente del primer banco gracias al diseño interno del sistema cardánico.
- ✓ Mayor seguridad del operario ya que se encuentra a una distancia razonable del sistema en movimiento.
- ✓ Facilidad para acople y desacople de los bancos en el momento deseado.

Desventajas.

- ✓ El espacio que requerirá el conjunto de los bancos seria de mínimo, el doble del actual.

3.1.2. ALTERNATIVA 2.

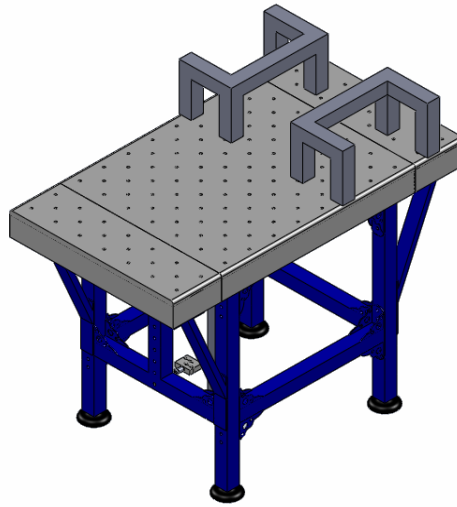
Figura 17: Alternativa 2.



Fuente: Autores.

Esta alternativa se caracteriza mayormente por la exclusión de una gran parte de componentes y por tanto, una reducción enorme de el costo total del proyecto; en primer lugar, no sería necesario construir una nueva base que soporte el motor debido a que éste se soportaría en la plataforma deslizante del banco para motores de ultraliviano. Además, el eje cardan sería un elemento prescindible debido a que la alineación de el eje del motor y el de la hélice se realizaría directamente en el banco. Por último, se suprimirían algunas juntas pues la transmisión de potencia estaría simplificada en gran medida.

Figura 18: Base modificada para la alternativa 2.



Fuente: Autores.

La base original del banco de pruebas para motores de ultraliviano tendría que modificarse para aumentar sus dimensiones y lograr el espacio suficiente con el fin de adaptar el motor en la parte superior del mismo. Además, se hace necesario el montaje de los rodamientos sobre esta base. Al igual que la alternativa anterior, se debe proporcionar un sistema de inversión de giro que permita cambiar el sentido de rotación del eje de la hélice.

Ventajas.

- ✓ No requiere una nueva base.
- ✓ El espacio no sería mucho mayor al ya existente.

Desventajas.

- ✓ La ubicación del centro de gravedad variaría lo que es un riesgo en momento de que el conjunto funcione a altas revoluciones.

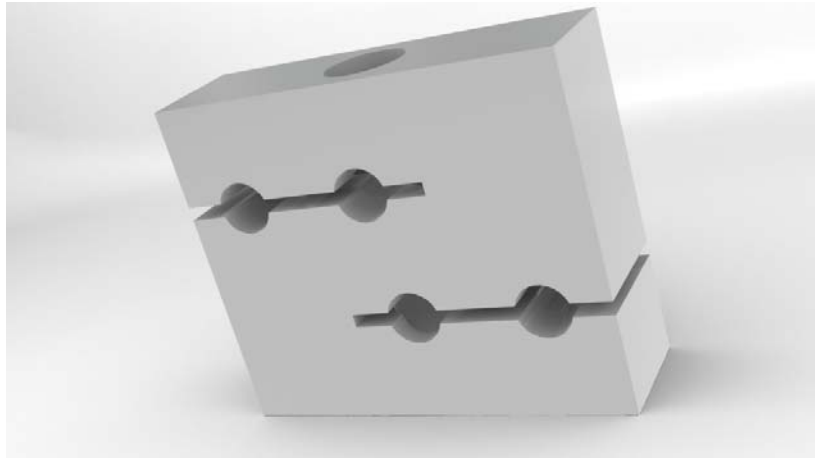
- ✓ El banco actual no fue diseñado para soportar un peso como el del motor, en consecuencia, puede fallar en el momento de acoplarlo o poner en funcionamiento.
- ✓ El conjunto estaría demasiado cargado y el operario estaría más cerca a los elementos que estarán en rotación lo que generaría cierto grado de inseguridad.
- ✓ Un motor de combustión interna que genere la potencia requerida de 70hp sobrepasa las dimensiones del banco existente.

3.1.3. ALTERNATIVA SELECCIONADA.

Después de un análisis minucioso entre costos y requerimientos de las alternativas anteriormente mencionadas, se ha decidido que la alternativa 1 es la más viable para la realización de este proyecto, debido a la mayor seguridad que brinda, su fácil adaptación y la mínima modificación que el banco de pruebas para motores de ultraliviano tendría que sufrir.

Además de los aditamentos necesarios para el correcto funcionamiento del subconjunto de potencia, se hacen necesarios otros elementos que permitan la obtención de las variables, que finalmente se desean conocer a la hora de probar las hélices. A dichos elementos posteriormente se le hará su respectivo análisis y programación de manera que el sistema acoplado tenga los requerimientos necesarios y sea de fácil operación.

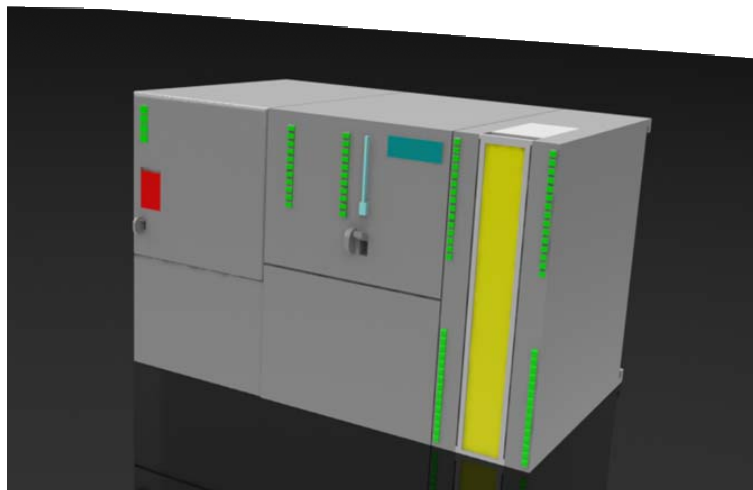
Figura 19: Celda de carga.



Fuente: Autores.

El sistema de medición de datos (revoluciones y fuerza de empuje), se realiza mediante una celda de carga y un sensor de revoluciones, los cuales se encuentran en el subconjunto de empuje, y que envían sus respectivas señales a un PLC.

Figura 20: Autómata programable (PLC).



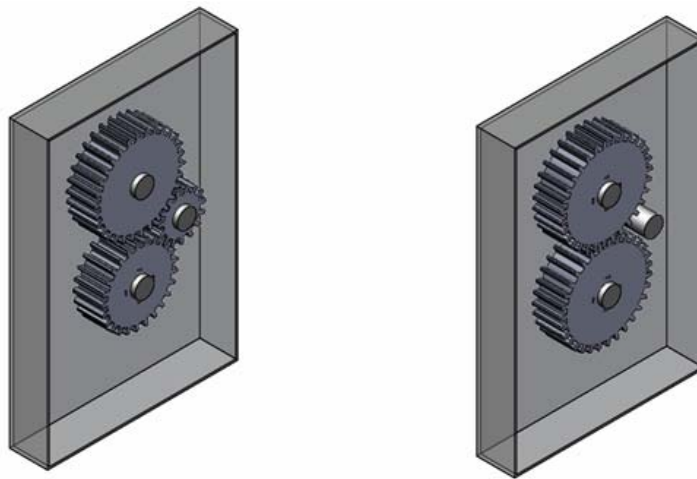
Fuente: Laboratorio Automatización industrial UIS.

Los datos tomados de los respectivos sensores serán leídos por un PLC el cual, a su vez, se encontrara conectado a una pantalla táctil que nos brindará la visualización de las magnitudes censadas para su respectivo análisis.

3.2. ALTERNATIVAS DE DISEÑO PARA INVERSOR DE GIRO.

3.2.1. ALTERNATIVA 1 INVERSOR DE GIRO.

Figura 21: Alternativa 1 de inversor de giro.



Fuente: Autores.

En este diseño la inversión de giro se lleva a cabo mediante un tren de engranajes rectos que se acoplan y desacoplan de forma manual, es decir, el operario, cuando el motor se encuentre apagado, tendrá que sustraer los engranes intermedio y de salida (ver figura 21) y en el eje de salida acoplar otro engrane para que este eje obtenga una salida de revolución inversa.

Ventajas.

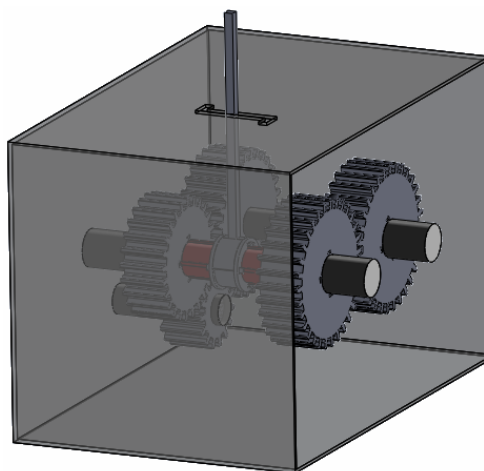
- ✓ El diseño es simple y fácil en cuanto a su construcción, acople y desacople.
- ✓ Los costos de fabricación son bajos.

Desventajas.

- ✓ Siempre habría por lo menos, un engrane suelto y por lo tanto, propenso a un extravío.
- ✓ Aunque el cambio de los engranes sería cuando el motor se encuentre apagado, el retiro de los engranes y posterior montaje puede llevar a un mal acople dando lugar a un posible accidente.
- ✓ La velocidad angular del eje de salida variaría en un sentido con respecto del otro.

3.2.2. ALTERNATIVA 2 INVERSOR DE GIRO.

Figura 22: Sistema inversión de giro accionado por palanca.



Fuente: Autores.

En este diseño el cambio de giro se haría de la misma forma que la alternativa anterior con la modificación que el operario no tendría la necesidad de manipular directamente los engranes, en cambio, manipularía una palanca que a su vez, accionaría el engrane de potencia para engranar a uno o dos engranajes según el sentido de giro que se desee.

Ventajas.

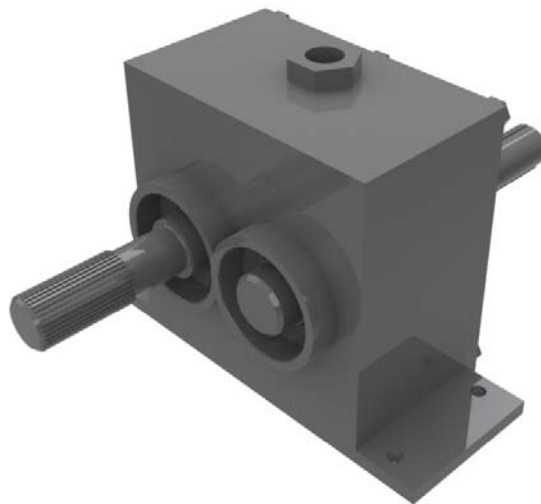
- ✓ La operación de cambio de giro se realizaría con mayor rapidez y eficiencia.
- ✓ Aunque el espacio requerido para acondicionar el inversor de giro es mayor a la anterior alternativa, sigue siendo un espacio reducido de manera que no alterará notoriamente las dimensiones del soporte del motor.

Desventajas.

- ✓ El eje para el engrane de potencia debe ser estriado lo que conlleva un costo mayor.
- ✓ Debido a que es prácticamente la misma transmisión de potencia con respecto a la anterior alternativa, la desventaja de diferencia de velocidad angular de un giro con respecto al otro sigue manteniéndose.

3.2.3. ALTERNATIVA 3 INVERSOR DE GIRO.

Figura 23: Sistema de inversión de giro removible.



Fuente: Autores.

Para esta alternativa tendremos un tren de dos engranajes rectos para brindar el sentido de giro inverso, en el momento en que se desee el mismo sentido de giro del motor, la caja de inversión se retiraría y el acople desde la caja de cambios al cardan se realizaría de manera directa.

Ventajas.

- ✓ El costo de esta alternativa baja de manera considerable con respecto a las otras.
- ✓ El tiempo que se requiere para hacer la inversión de giro es menor con respecto a la alternativa 1.
- ✓ El mantenimiento de este inversor de giro se reduciría ya que solo incluyen dos engranes.

Desventajas.

- ✓ El tiempo de cambio de giro sería mayor al de las alternativas 2 y 3.

3.2.4. ALTERNATIVA SELECCIONADA INVERSOR DE GIRO.

Después de un análisis de todos los factores asociados se ha escogido la alternativa de inversión de giro 3 como la más adecuada para nuestros requerimientos debido a que sus ventajas en cuanto a costo, disposición de adquisición y adaptación al banco tienen una mayor favorabilidad para las partes interesadas, además su desventaja en cuanto a su velocidad en el cambio de giro no se toma como algo de gran consideración debido a que de igual forma, en todas las alternativas tomadas en cuenta, este cambio de giro se realizará con el banco apagado ya que la hélice a probar se deberá retirar.

4. DISEÑO.

En primer lugar, es necesario que se conozcan las fuerzas que actúan en el banco para realizar los cálculos necesarios que aseguren el correcto funcionamiento de los elementos del conjunto. En éste banco, las fuerzas que actúan son generadas por la hélice a probar, las cuales se analizarán en el caso extremo que soliciten la máxima energía del motor generando los mayores valores de fuerza en cada uno de los elementos que lo constituyen.

4.1. DISEÑO Y CONSTRUCCION SUBCONJUNTO DE POTENCIA.

4.1.1. GENERADOR DE POTENCIA.

Como primera medida, se selecciona un sistema generador de potencia que brinde la energía necesaria para hacer las pruebas bajo condiciones aproximadas de funcionamiento de hélice. Con respecto al motor, se hace práctico seleccionarlo debido a que diseñarlo y posteriormente construirlo sería en extremo costoso, por esta razón, esta alternativa no se tiene en cuenta.

Los requerimientos necesarios para escoger el motor son únicamente los requerimientos de potencia, sin embargo, el sistema generador de potencia será adquirido de segunda, por lo que se debe tener en cuenta la disposición que éste posea en el sector, y la facilidad que se tenga para hallar sus repuestos con el fin de realizar actividades de mantenimiento en el futuro.

El motor seleccionado, en base a los aspectos mencionados anteriormente se encuentra plasmado en la siguiente tabla:

Tabla 1: Características del motor seleccionado.

	Relaciones de caja y final de eje:
4 cilindros en línea	Primera 3.75 a 1
Cilindrada 1.481 c.c3	segunda 2.30 a 1
8 válvulas	tercera 1.49 a 1
potencia de 83 HP/ 5.200 rpm	cuarta 1.00 a 1
diámetro del pistón 77 mm y carrera 79.5 mm	reversa 3.87 a 1
alimentado por un carburador Weber de doble cuerpo	Final de eje: 4.1 a 1
PESO TOTAL MOTOR-CAJA 1300N	

Fuente: http://es.wikipedia.org/wiki/Fiat_125.

Como se puede observar en la tabla 1, el motor cumple con los requerimientos de potencia que el conjunto exige, y su disposición en el mercado es sobresaliente debido a que pertenece a la marca comercial a nivel local, por tal motivo, sus repuestos son abundantes y en comparación con otras opciones, económicos.

Los datos proporcionados por la tabla 1 servirán como referencia para cálculos posteriores en los elementos de transmisión de potencia.

4.1.2. BASE DE MOTOR.

La base del motor se diseñó para sobrellevar no solo la carga estática del motor que soportará, sino las cargas que se puedan generar en el momento de poner en funcionamiento el banco. Además, se tuvo en cuenta varios diseños buscando siempre, no solo que cumpliera cabalmente con los estándares de cálculo, sino también que fuera funcional y estético.

El banco resultante después de los diferentes diseños y teniendo en cuenta las características geométricas del motor es el siguiente:

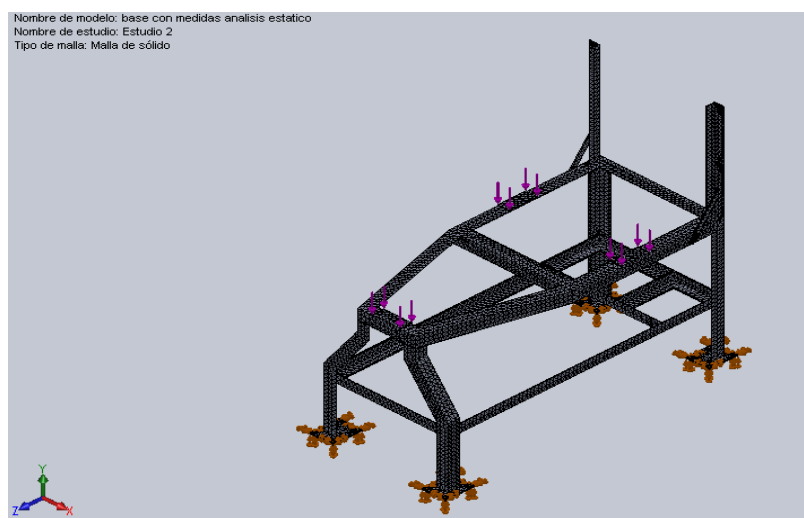
Figura 24: Base de motor.



Fuente: Autores.

Para el análisis de fuerzas se debe conocer el peso del motor el cual fue especificado en la tabla 1, esta fuerza será soportada directamente por la base. Al transferir dichas fuerzas al soporte el análisis se traduce de la siguiente manera:

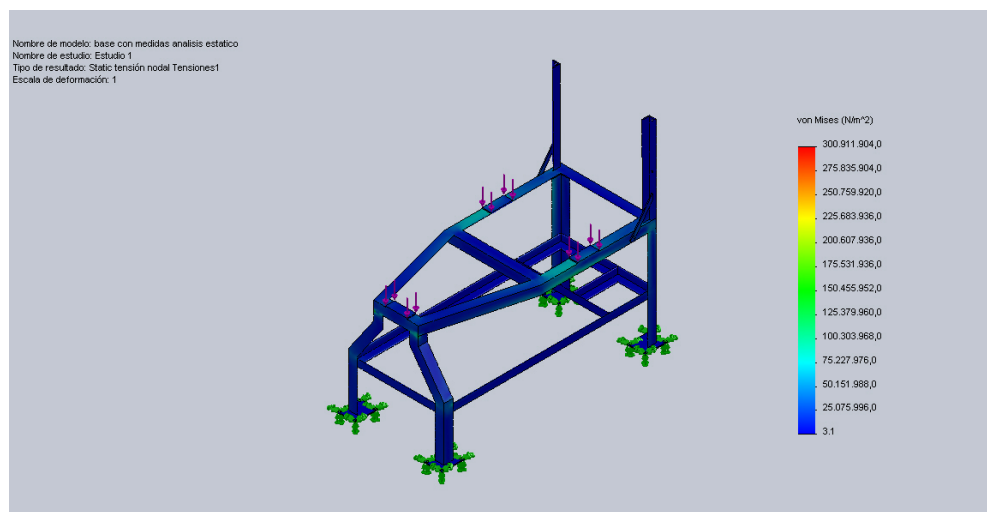
Figura 25: Análisis de fuerzas y enmallado de la estructura.



Fuente: Autores.

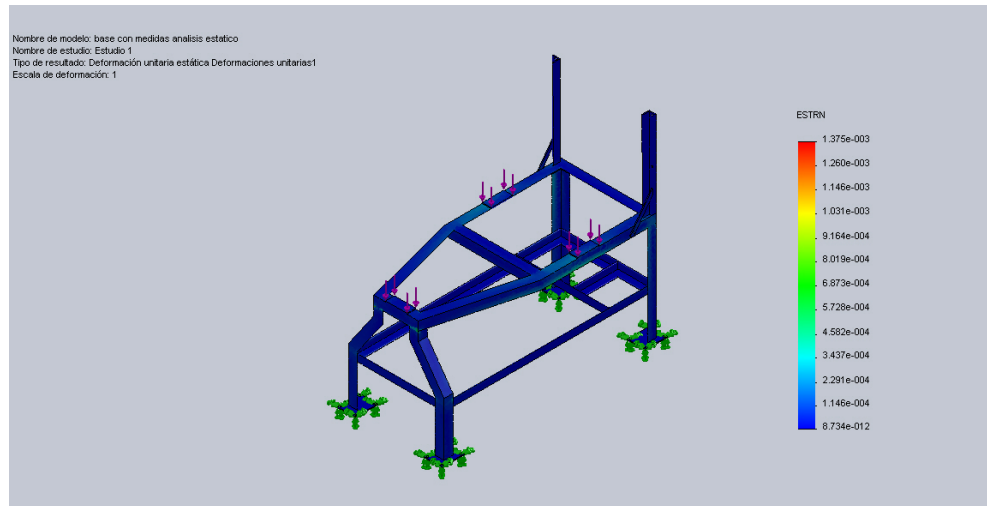
Teniendo un análisis de las fuerzas actuantes en la estructura, se puede realizar, por medio de herramientas computacionales, el examen respectivo que dirá si la estructura resiste satisfactoriamente las cargas que actuarán sobre él cuando el banco se encuentre en funcionamiento. Cabe señalar que se ha tomado un valor mayor en el peso con el fin de tener en cuenta cierto aumento en la fuerza que la estructura debe resistir durante su vida útil.

Figura 26: Análisis de tensiones en la estructura.



Fuente: Autores.

Figura 27: Análisis de deformaciones en la estructura.



Fuente: Autores.

Tabla 2: Cuadro de resultados, Análisis de la estructura.

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máy.	Ubicación
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	3.12816 N/m ² Nodo: 159429	(26.3894 cm, 48.3535 cm, 2.51648 cm)	3.00912e+008 N/m ² Nodo: 32338	(-26.6591 cm, -5.22862 cm, 5.06099 cm)
Desplazamientos1	URES: Desplazamiento resultante	0 mm Nodo: 177	(-19.25 cm, -61 cm, -3.75 cm)	2.8154 mm Nodo: 311	(-28.943 cm, 49.9999 cm, 2.47572 cm)
Deformaciones	ESTRN:	8.73384e-	(-27.6871	0.00137466	(-12.4805

unitarias1	Deformación unitaria equivalente	012 Elemento: 53205	cm, 33.3023 cm, 2.33571 cm)	Elemento: 16624	cm, -5.16042 cm, 118.917 cm)
------------	----------------------------------	---------------------------	---	--------------------	--

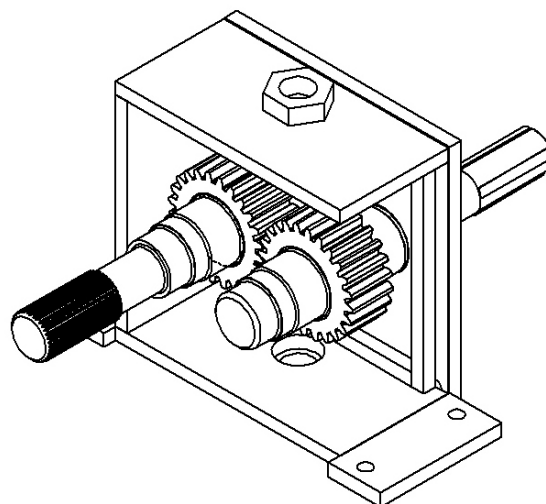
Fuente: Autores.

Teniendo en cuenta los valores plasmados en la tabla 2 se puede concluir que el soporte o base del motor cumple con los requerimientos de carga al cual va a ser sometido y en definitiva, resistirá de manera óptima al momento de poner el banco en funcionamiento.

4.1.3. INVERSOR DE GIRO.

Para la obtención del inversor de giro se hace necesario un proceso conjunto de selección y diseño, este proceso se hace necesario debido al costo de obtener un sistema de transmisión por engranajes a partir de un diseño propio.

Figura 28: Vista interna, inversor de giro.



Fuente: Autores.

Para mayor claridad, se tiene la figura 28, que ofrece una vista interna de la posición de los elementos de transmisión de potencia en el inversor de giro.

4.1.3.1. ENGRANES.

Como primera medida, la selección de los engranes se realiza teniendo en cuenta elementos de fácil adquisición en el mercado, y que resistan de forma óptima el trabajo al que serán sometidos.

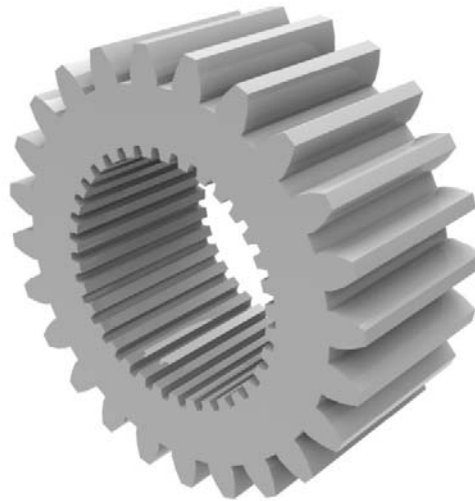
Tabla 3: Características del engrane seleccionado.

Engranaje recto	# de dientes (z)	Vel. Angular (rpm)	Paso diametral	Angulo de presión	Modulo	Diámetro exterior(mm)	Diámetro interior(mm)	Diámetro primitivo(mm)
2	24	5200	0.413	25	2.42	63	53	55

Fuente: autores.

Los engranes seleccionados corresponden a un juego de engranes de un vehículo FORD 350, y son los encargados de transmitir la potencia en su caja de cambios. El motor de éste vehículo tiene una potencia muy superior a la adquirida para el banco, lo que lleva a asegurar que soportarán fácilmente la carga a las cuales será sometido durante las pruebas que se realicen. Los engranes serán de igual número de dientes y paso lo que nos garantiza una salida de velocidad angular y torque igual en ambas direcciones.

Figura 29: Engrane caja de cambios FORD 350.

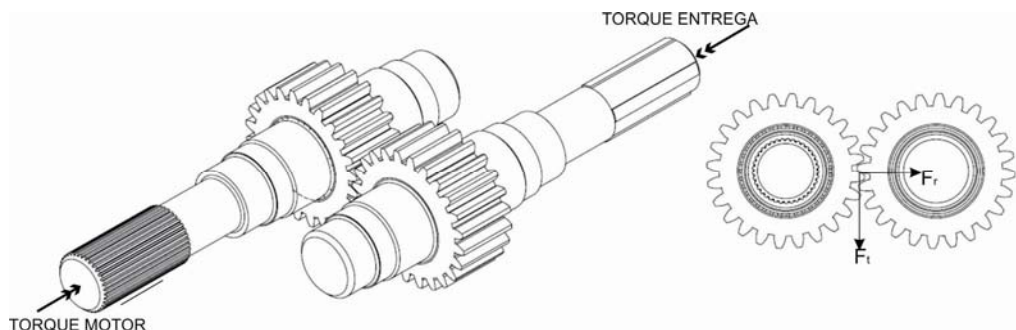


Fuente: Autores.

4.1.3.2. EJE INVERSOR DE GIRO.

Cuando la potencia entregada por el motor se transmite por el inversor de giro, el torque entregado se mantiene constante en cuanto a su magnitud aunque su sentido se invierte, la transmisión de potencia entregada se realiza mediante los engranes, donde se generan una fuerza tangencial y una radial, que se transmiten al eje generando esfuerzos.

Figura 30: Fuerzas actuantes en el inversor de giro.



Fuente: Autores.

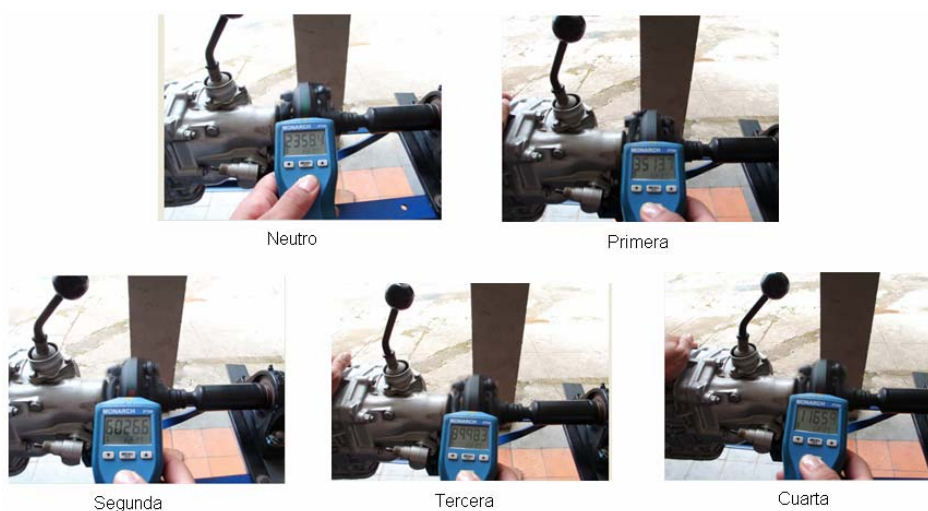
Las fuerzas existentes en el inversor de giro se generan cuando la potencia proveniente del motor, se transmite hacia el subconjunto de empuje. Ver figura 30.

Un aspecto a tener a consideración, es la velocidad con la cual se deben realizar los cálculos. Aunque según la tabla 1, la potencia máxima se obtiene a una velocidad angular de 5200 rpm, se debe tener en cuenta posibles requerimientos de potencia a velocidades inferiores, lo cual aumentaría significativamente el esfuerzo que los elementos de transmisión soportarán. Por este motivo, se procede a establecer el valor de velocidad angular mínima que tendrá el sistema, y se asumirá que en éste valor, el motor despliega su potencia máxima.

Determinación de la velocidad angular mínima a la salida del motor

Con el motor debidamente montado junto con todos los dispositivos necesarios para su correcto funcionamiento, se procede a sensar la velocidad angular a la salida del motor. Para esto, es necesario el uso de un medidor de revoluciones laser de mano, con el que se obtuvo los valores mínimos de velocidad en cada cambio.

Figura 31: Toma de datos velocidad de salida del motor.



Fuente: Autores.

Tabla 4: Valores mínimos registrados en cada cambio.

CAMBIO	VELOCIDAD REGISTRADA
Neutro	2358 rpm.
Primera	3513 rpm.
Segunda	6026 rpm.
Tercera	8998 rpm.
Cuarta	11659 rpm.

Fuente: Autores

El valor de velocidad angular tomado debe ser el mínimo a fin de obtener el máximo valor de esfuerzo, sin embargo, el valor tomado de velocidad, cuando el motor se encuentra en neutro, no se considera debido a que este cambio no ejerce fuerza alguna al sistema. El siguiente valor a tener a consideración es el tomado cuando el motor se encuentra en primera, es decir, 3513 rpm. Tomando valores conservativos se decide calcular las fuerzas actuantes con un valor de 2500rpm.

Velocidad angular mínima para efectos de cálculo:

$$\omega = 2500\text{rpm} = 261.8 \text{ rad/s.}$$

Calculo de fuerzas y diagramas de carga

Teniendo los datos de potencia tomados de las especificaciones técnicas del motor (tabla 1), y velocidad angular, anteriormente registrada, calculamos el valor de torque máximo del sistema:

Análisis estático.

Con los datos de potencia y la velocidad de giro, se procede a calcular el torque en el eje.

$$Pot_{motor} = 83[HP] \approx 61893.1[W] \wedge \omega = 2500[rpm] \approx 261.79 \left[\frac{rad}{s} \right]$$

$$Pot = T * \omega \Rightarrow T = \frac{Pot}{\omega} \Rightarrow T = 236.41 [N.m]$$

Como la potencia de salida y la velocidad angular son iguales, los torque de entrada y salida no cambian.

$$Pot_{motor} = Pot_{entregada} ; \omega_{in} = \omega_{out} \Rightarrow T_{in} = T_{out} = 236.41 \text{ [N.m]}$$

La fuerza tangencial ejercida en el engranaje recto se calcula a continuación.

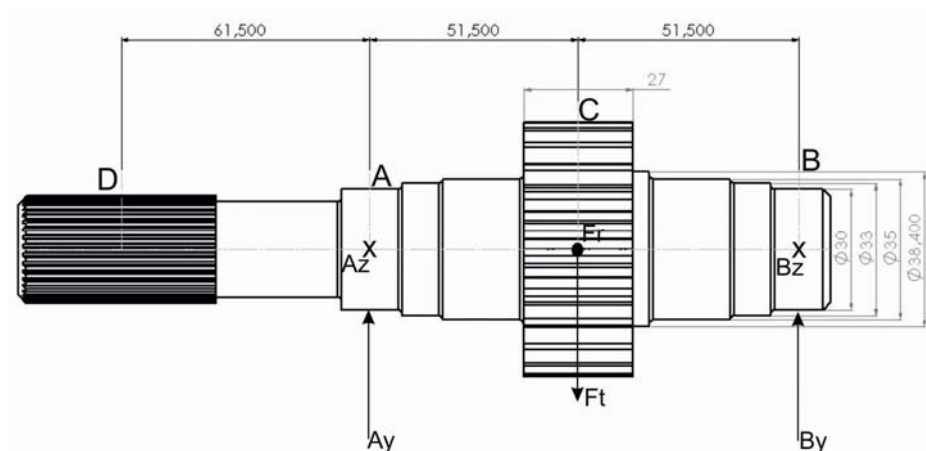
$$F_t = T/r_p = 236.41 \text{ [N.m]} / 27.5 \cdot 10^{-3} \text{ [m]} \Rightarrow F_t = 8596.72 \text{ [N]}$$

Se calcula la fuerza radial a partir de la fuerza tangencial.

$$F_r = F_t \cdot \tan(\phi) = 8596.72 \cdot \tan(25) \Rightarrow F_r = 4008.71 \text{ [N]}$$

Con las fuerzas actuantes en el engrane, se procede a calcular el valor de las fuerzas en las reacciones A y B.

Figura 32: Dimensiones y cargas en el eje inversor de giro.



Fuente: Autores.

Teniendo los valores de potencia procedemos a calcular las fuerzas actuantes en el eje.

Calculo de las reacciones presentes en el eje:

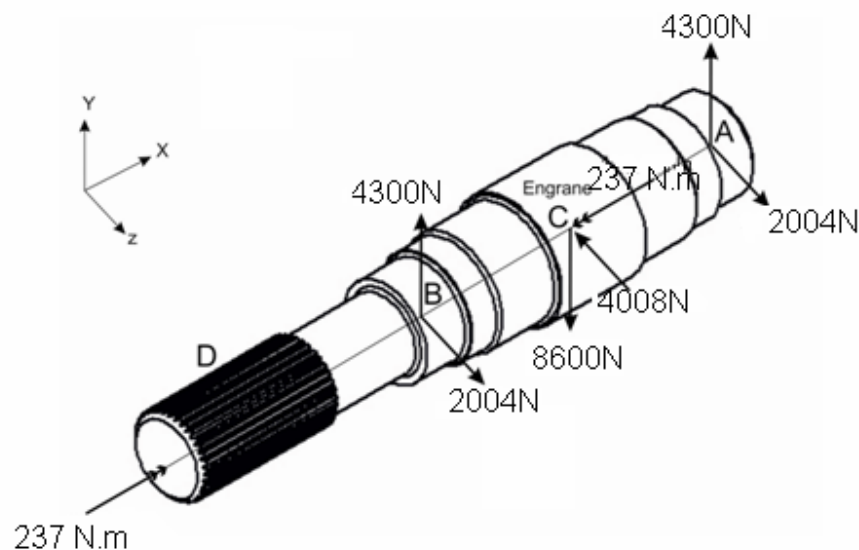
$$\sum M_c = 0 \Rightarrow A_y = B_y \text{ (1)}$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow A_y + B_y = F_t \text{ (2)} \Rightarrow A_y = B_y = F_t/2 = 4298.36[N]$$

$$\sum F_z = 0 \Rightarrow A_z + B_z = F_r \text{ (4)} \Rightarrow A_z = B_z = F_r/2 = 2004.35[N]$$

Con el valor de las reacciones en A y B, a continuación se visualiza el DCL de carga total y los diagramas de Cortante y Momento flector y torsor.

Figura 33: Magnitud de fuerzas en el eje inversor de giro.



Fuente: Autores.

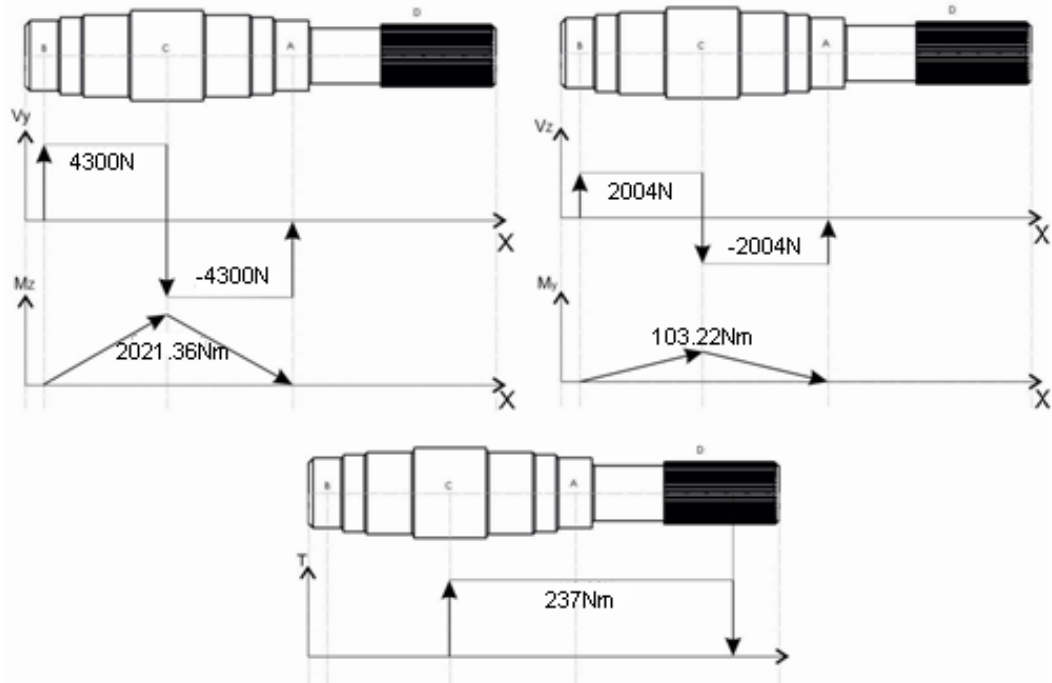
Con los valores obtenidos anteriormente, se logra visualizar el comportamiento de las cargas a lo largo del eje, de esta manera se identifica con mayor facilidad el punto en el eje que se encuentra más cargado, esta sección se somete a análisis para determinar si soportará las cargas.

Se calcula el valor del momento flector en el punto C.

$$M_{cy} = 0.515 \times A_y = 221.33 \text{ N.m}$$

$$M_{cz} = 0.515 \times A_z = 103.22 \text{ N.m}$$

Figura 34: Diagramas de cortante, momento flector y torsor en eje inversor de giro.



Fuente: Autores.

Para este sistema no existen cargas axiales debido a que la fuerza axial proveniente desde el subconjunto de empuje es absorbida por el eje cardan.

Análisis de esfuerzos:

Como era de esperarse, la sección crítica se encuentra en el punto "C", lugar en el cual se situarán los engranes para realizar la transmisión de potencia.

Características del material

Teniendo en cuenta los esfuerzos que se presentan, el tipo de trabajo a realizar, el ambiente al cual está expuesto y demás condiciones relacionadas con los ejes, se decide escoger un acero con las siguientes propiedades:

Obtenido de: "Diseño En Ingeniería Mecánica", Joseph E. Shigley, McGraw-Hill, México 2002. Sexta edición.

Tabla 5: Características del material utilizado.

Material		Resistencia de fluencia en tracción S_y		Esfuerzo ultimo en tracción S_u		Elongación	Dureza Brinell
SAE/AISI	Estado	Ksi	Mpa	Ksi	Mpa	%	HB
1045	Laminado en frio	77	531	91	627	12	179

Fuente: Autores.

Cálculo del Diámetro del eje inversor.

Cálculo por resistencia

Según tabla 5:

Resistencia ultima: $S_{ut} = .6.27 \times 10^8 \text{Pa}$.

Resistencia de fluencia: $S_y = 5.31 \times 10^8 \text{Pa}$.

Límite de endurancia para 10^6 ciclos: Teniendo en cuenta que el material tiene un $S_{ut} < 200\text{Ksi}$, el límite de endurancia se obtiene a partir de $S_e' = 0.5 S_{ut} = 3.135 \times 10^8 \text{Pa}$.

Factor de carga " K_L ": Por ser carga combinada (Flexión y torsión) se toma la recomendación de la tabla de dar un valor a $K_L = 0.57$

Factor de acabado superficial " K_s ": Sabiendo que es un maquinado común y suponiendo las reducciones en el eje de la misma forma, podemos calcular el valor de K_s , entrando en la tabla con el valor de S_{ut} en la parte inferior y subiendo verticalmente hasta encontrar la curva de maquinado común, el valor obtenido es $0.83 \Rightarrow K_s = 0.83$.

Factor de tamaño “ K_d ”: Por presentarse una carga combinada en la sección de análisis y por que el valor del diámetro oscila $0.4 \leq d \leq 2$ (en pulgadas), se toma un valor para K_d bajo recomendación de 0.9 $\Rightarrow K_d = 0.9$.

Factor de confiabilidad “ K_c ”: Se estimó una confiabilidad del 96% para todo el sistema. Obtenemos el valor de Z de la página 29 para introducirlo en la siguiente ecuación $K_c = 1 - 0.08Z$, $Z = 1.75$, el valor de K_c es 0.86 $\Rightarrow K_c = 0.86$

Factor de Temperatura de trabajo “ K_T ”: En la situación planteada no se tienen valores de temperatura diferentes a la temperatura ambiente por lo tanto el valor para K_T es de 1 $\Rightarrow K_T = 1$.

Factor misceláneo “ K_m ”: Como no se realizó ningún tipo de pulido o ningún otro tratamiento que altere el valor misceláneo, se consideró que los procedimientos realizados sobre el eje arroja un K_m de 1; $K_m = 1$.

Reemplazando el valor de estos factores, en la ecuación del límite de endurance modificado se tiene:

$$S_e = K_L K_m K_T K_d K_s K_c S_e' \longrightarrow S_e = 114797241.9 \text{ Pa.}$$

Factor de concentradores de esfuerzo “ K_f ”: Teniendo en cuenta las cargas en el eje, y suponiendo radios de entalladura y reducciones de diámetro, el factor concentrador de esfuerzos quedaría:

$$d = 15\text{mm (Supuesto)}, r = 2\text{mm}, r/d = 0.13.$$

El valor del concentrador de esfuerzos está dado por la siguiente ecuación $K_f = 1 + q(K_t - 1)$, de donde q se puede obtener a partir de la gráfica de la página 10, sabiendo que el radio de entalladura es, $r = 0.078$ [pulg]

Los valores para flexión (q), y para torsión (q_s) son los siguientes: $q = 0.75$, $q_s=0.78$. Teniendo en cuenta los valores de las gráficas, obtenemos los valores para $K_t = 1.32$ y para $K_{ts} = 3$.

Reemplazando estos valores en la ecuación de K_f y K_{fs} , da como resultado: $K_f=1.24$, $K_{fs}= 2.56$.

Con todos estos valores procedemos a utilizarlos en el criterio de falla más apropiado; para este caso se calcula en base a la norma ANSI B106.1M-1985. Desing of Transmision Shafting de la sociedad americana de ingenieros mecánicos (ASME).

$$d = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_f * M}{S_e}\right)^2 + \frac{3}{4}\left(\frac{K_{fs} * T}{S_y}\right)^2} \right]^{1/3}$$

Donde:

d = diámetro del eje.

N = factor de seguridad.

K_t = factor concentrador de esfuerzos.

M = Momento flector máximo.

T = Torque máximo.

S_n = Resistencia a la fatiga.

S_y = Resistencia a la fluencia.

Reemplazando los valores de la ecuación anterior se obtuvo un diámetro aproximado de: $d= 30.61\text{mm}$.

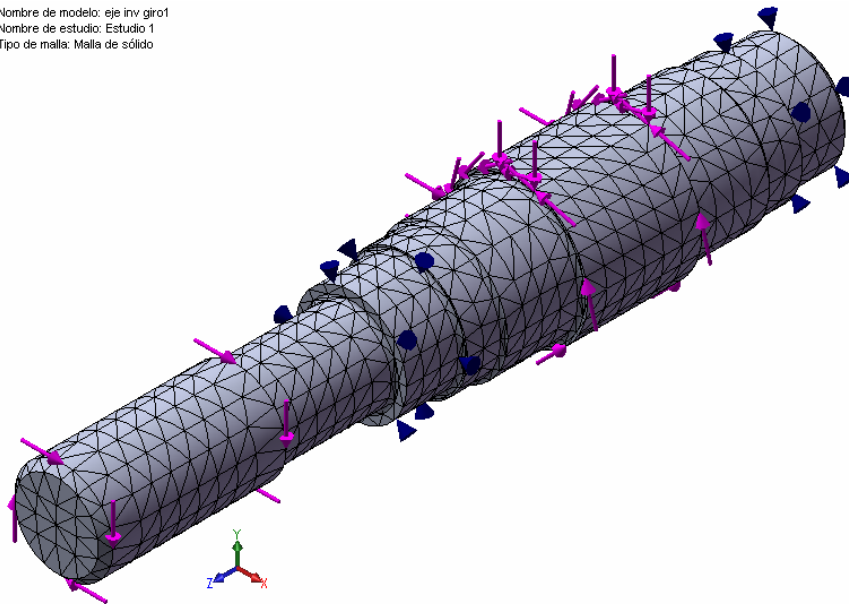
En la figura 32, se puede observar que en esta sección, el diámetro del eje es de $38\text{mm} > d_{\text{calculado}}$.

De lo anterior concluimos que para este tipo de material, con las fuerzas actuantes en el sistema, el diámetro seleccionado cumplirá cabalmente con los requisitos de resistencia.

Para asegurar los cálculos hechos anteriormente, se procede a analizar el eje mediante herramientas CAD CAE.

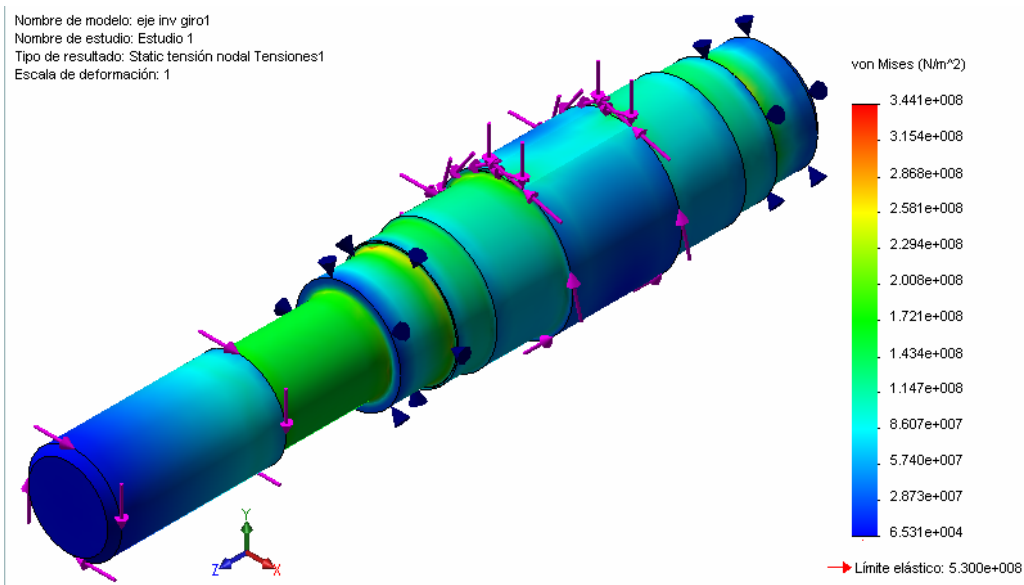
Figura 35: Diseño CAD eje inversor. Enmallado.

Nombre de modelo: eje inv giro1
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de malla: Malla de sólido



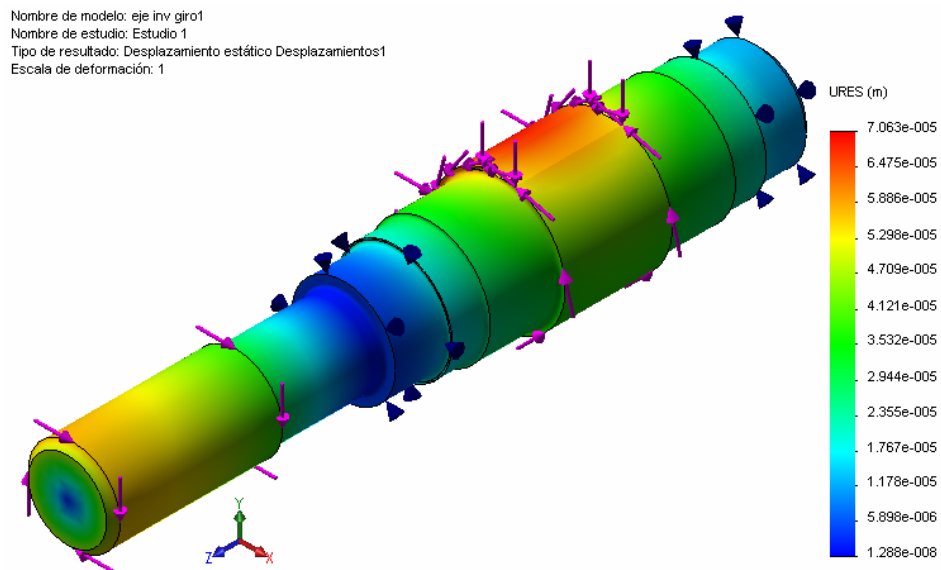
Fuente: Autores.

Figura 36: Diseño CAD eje inversor. Análisis de tensiones.



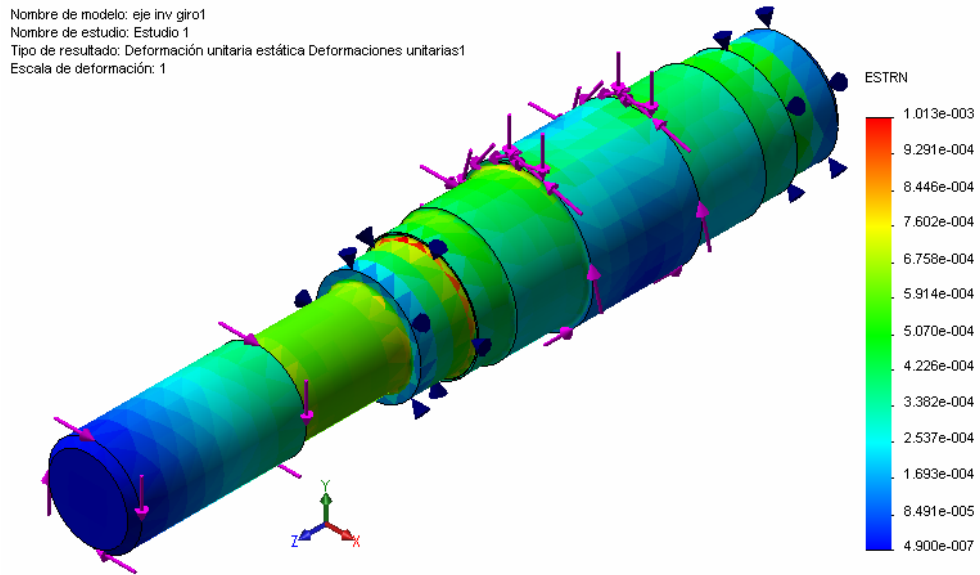
Fuente: Autores.

Figura 37: Diseño CAE eje inversor. Análisis de desplazamientos.



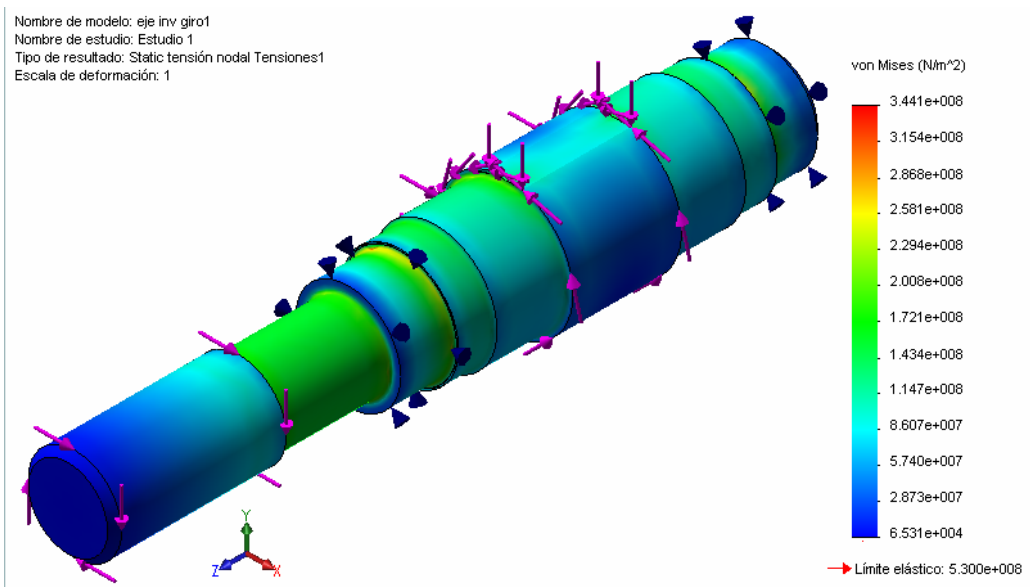
Fuente: Autores.

Figura 38: Diseño CAE eje inversor. Análisis de deformaciones unitarias.



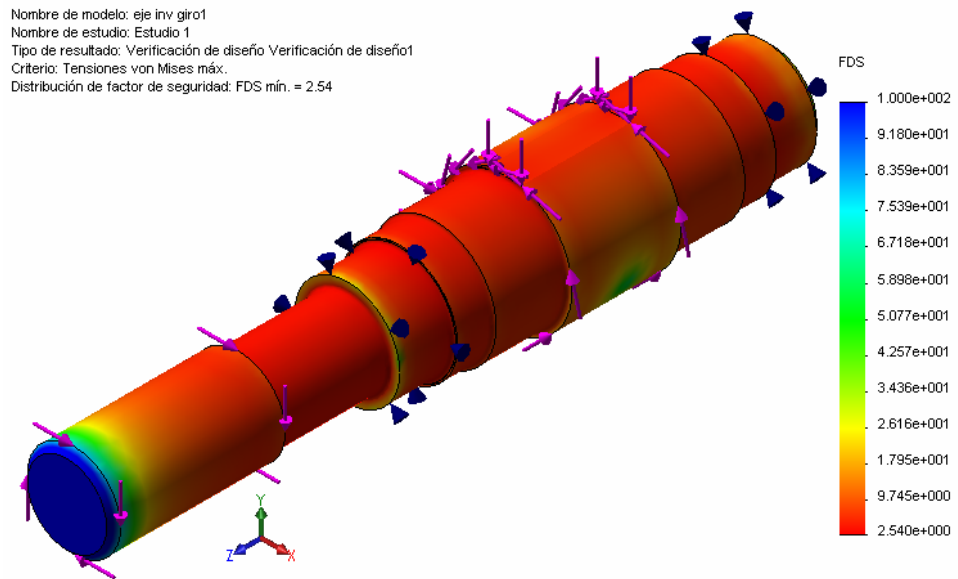
Fuente: Autores.

Figura 39: Análisis de deformaciones.



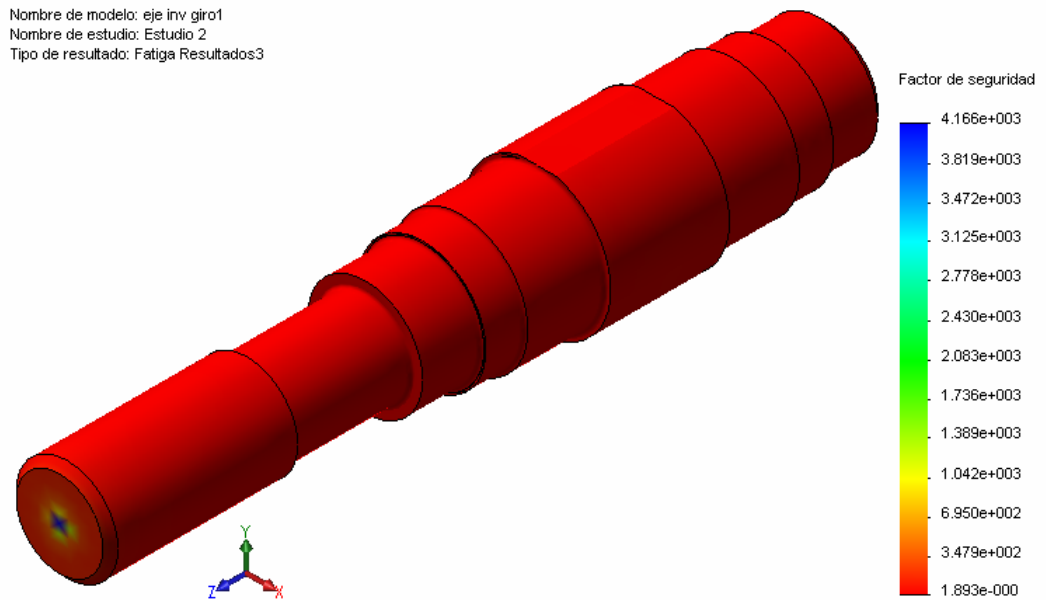
Fuente: Autores.

Figura 40: Diseño CAE eje inversor. Factor de seguridad bajo carga estática.



Fuente: Autores.

Figura 41: Diseño CAE eje inversor. Factor de seguridad bajo fatiga.



Fuente: Autores.

4.1.3.3. RODAMIENTOS.

De acuerdo con los datos que se manejan en el banco en cuanto a fuerzas y velocidad de rotación, y en procura de que los elementos seleccionados tengan facilidad de adquisición en cuanto a costos y existencia, se ha seleccionado un tipo de rodamiento con las siguientes características tomado del “MANUAL DE MANTENIMIENTO Y RECAMBIO DE RODAMIENTO” (ver anexo D).

Tabla 6: Características de rodamientos seleccionados.

Rodamiento Rígido de bolas					
Φ_{Ext} (mm)	Φ_{int} (mm)	Carga Din.	Carga est.	Ω (r/min)	Designación
55	30	10200	6800	15000	6006

Fuente: Manual de mantenimiento y recambio de rodamiento.

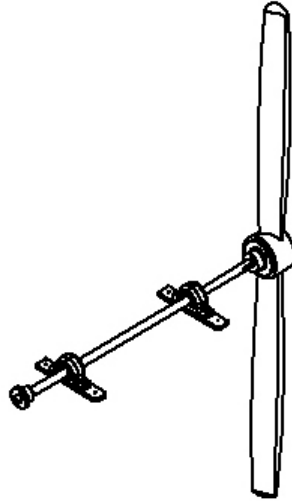
Como se puede apreciar, el elemento seleccionado resiste más carga de la que en realidad soportará, la razón por la cual se escoge este tipo de rodamiento es más por la comodidad en cuanto a las dimensiones. De igual forma se sigue asegurando que el rodamiento soportará las cargas máximas para las que fue diseñado el banco.

4.2. DISEÑO Y CONSTRUCCION SUBCONJUNTO DE EMPUJE.

En el diseño y construcción de este subconjunto, debemos tener en cuenta los cálculos del eje que transmite la potencia hacia la hélice y la selección de las chumaceras, los demás elementos aportados en este subconjunto no requieren cálculo alguno.

4.2.1. CALCULO DEL EJE DE LA HELICE.

Figura 42: Elementos acoplados al eje en el subconjunto de empuje.



Fuente: Autores.

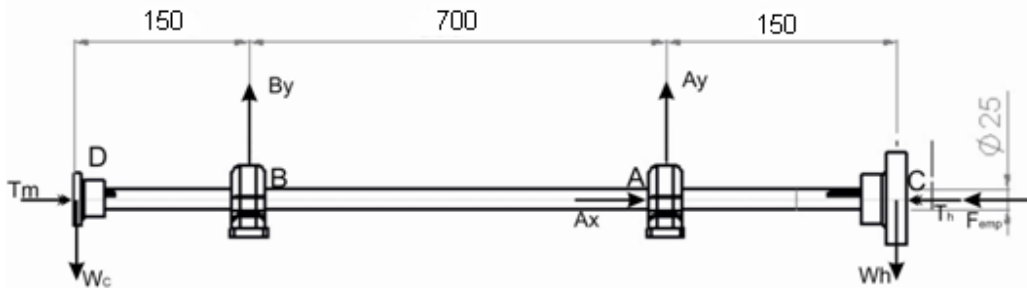
Para el cálculo del diámetro mínimo que deberá tener el eje de la hélice, se tuvo en cuenta las características del material usado con anterioridad en el cálculo del diámetro del eje del inversor de giro. Así mismo, los valores de las constantes y ecuaciones usadas provendrán de lo especificado en dicho cálculo.

Ya que la potencia que actúa sobre este eje es igual a la potencia proveniente del motor, y que su velocidad angular no cambia debido a la relación 1:1 que se dio en el inversor de giro. El torque que actúa en este eje resulta de la misma magnitud que el hallado con anterioridad. Es decir:

$$T = 236.41\text{N.m}$$

Haciendo un análisis de las fuerzas que actúan sobre el eje, se pueden determinar las fuerzas requeridas para el posterior cálculo.

Figura 43: Diagrama de fuerzas actuantes en el eje de la hélice.



Fuente: Autores.

Donde, W_h es el peso de la hélice y apoyo, W_c es el peso del cardan en el apoyo, F_{emp} es la fuerza de empuje generada por la hélice, A_x , A_y , B_y , son las reacciones en los apoyos A y B, T_m y T_h son los Torques de motor y hélice.

W_h : El cálculo del peso de la hélice junto con el apoyo se hace teniendo en cuenta los pesos de cada elemento por separado y sumando estos valores. La suma de estos valores arrojó un valor de 5kg, sin embargo, tomaremos un valor de 8kg asumiendo una carga mayor en el futuro.

W_c : Para obtener el valor de esta fuerza se tomó el peso total del cardan y se consideró, que la fuerza en el apoyo, resultaría siendo la mitad del peso del elemento.

F_{emp} : Para obtener la fuerza de empuje que imprime la hélice al girar, recurrimos a tablas proporcionadas en el trabajo de grado "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBA PARA MOTORES DE ULTRALIVIANO" (Anexo E), en las cuales el valor máximo de fuerza de empuje para diversos diámetros, material y velocidad de rotación es de 87.6 Kg. teniendo en cuenta que estos valores pueden aumentar tomamos un valor por encima del mencionado con anterioridad e igual a 100Kg, el cual nos proporcionará cierto margen de confiabilidad en los cálculos del eje.

Análisis estático:

Potencia = 83 HP = 61893.1 W.

Velocidad angular= 2500rpm = 261.8 rad/s.

Torque = 236.41N.m

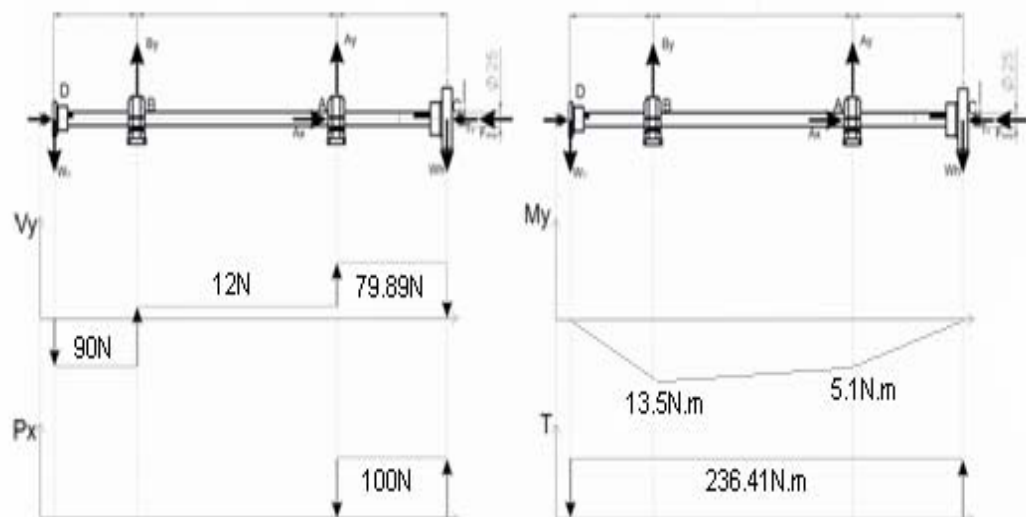
Calculo de fuerzas actuantes en los apoyos.

$$\sum M_{Bz} = w_c \cdot 0.15 + A_y \cdot 0.7 - w_h \cdot 0.85 = 0 \Rightarrow A_y = 77.85N$$

$$\sum F_y = B_y + A_y - w_c - w_h = 0 \Rightarrow B_y = 92.15N$$

Después de aclarar los valores provenientes de algunas de las fuerzas actuantes, y realizando los cálculos respectivos en busca de obtener los valores restantes, el diagrama de fuerzas en el eje de la hélice y su respectivo diagrama de cortante y momento flector resulta:

Figura 44: Diagramas de cortante, momento flector y torsor presentes en el eje de la hélice.



Fuente: Autores.

Análisis de esfuerzos:

Como se puede apreciar en la anterior figura, la sección crítica se encuentra en el apoyo B. en este punto se procede a calcular el diámetro mínimo de eje.

Características del material

Las características del material se encuentran en la tabla 5, usado anteriormente para el cálculo del diámetro del eje inversor de giro.

Calculo del diámetro de eje en el subconjunto de empuje.

Calculo por resistencia.

Despejamos los valores de los factores tomando un diámetro inicial de 25.4 [mm] = 1[pulg], y considerando una vida útil para el eje de 10^6 ciclos.

De manera similar al eje inversor de giro, calculamos los diferentes factores

Limite de durabilidad: 3.135×10^8 MPa.

Factor de carga: 0.57

Factor de acabado superficial: 0.83

Factor de tamaño: 0.9

Factor de confiabilidad: 0.86

Factor de temperatura: 1

Factor misceláneo: 1

Limite de durabilidad modificado: 1.148MPa.

Teniendo en cuenta las cargas en el eje y suponiendo que no se tienen radios de entalladura ni reducciones de diámetro, el factor concentrador de esfuerzos es:

$$K_f = K_{fs} = 1.$$

Con todos estos valores procedemos a utilizarlos en el criterio de falla más apropiado; para este caso se calcula en base a la norma ANSI B106.1M-1985.

Desing of Transmision Shafting de la sociedad americana de ingenieros mecánicos (ASME).

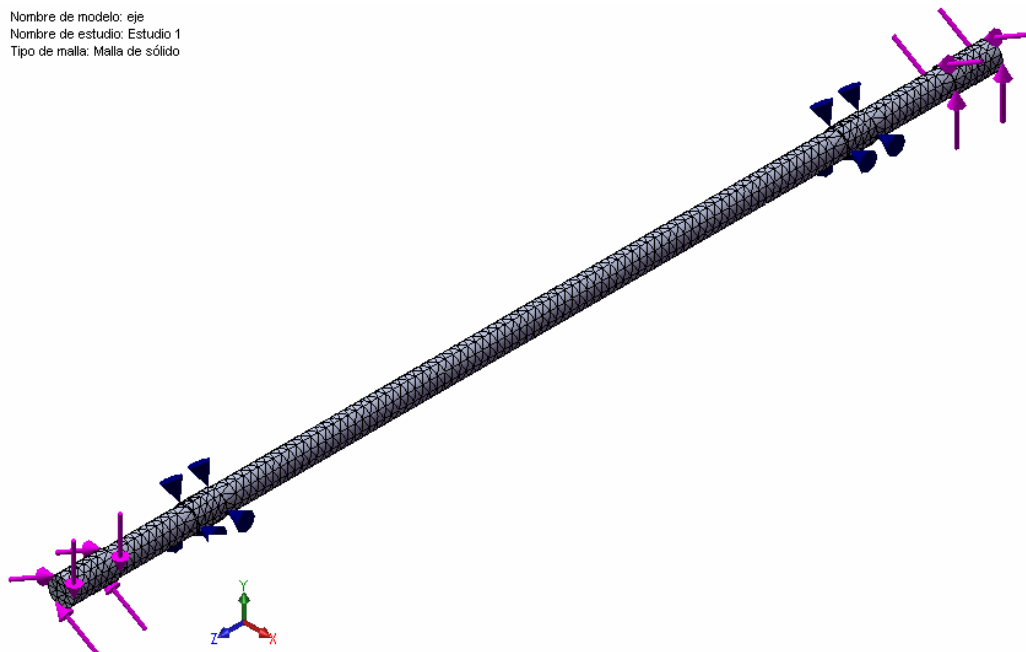
$$d = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_f * M}{S_e}\right)^2 + \frac{3}{4}\left(\frac{K_{fs} * T}{S_y}\right)^2} \right]^{1/3}$$

Reemplazando los valores de la ecuación anterior se obtuvo un diámetro aproximado de $d= 16.013\text{mm}$.

Dado que el eje tiene un diámetro de 1 [pulg] = 25.4 [mm], se concluye que el eje analizado soportará los requerimientos de resistencia.

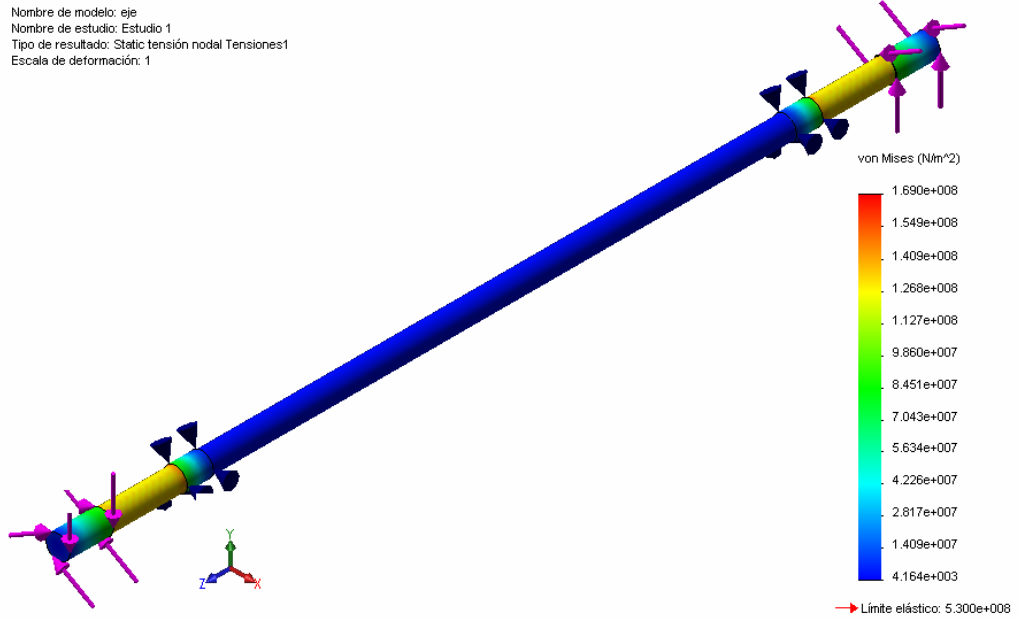
Para asegurar los cálculos hechos anteriormente, se procede a analizar el eje mediante herramientas CAD CAE.

Figura 45: Diseño CAD eje hélice.



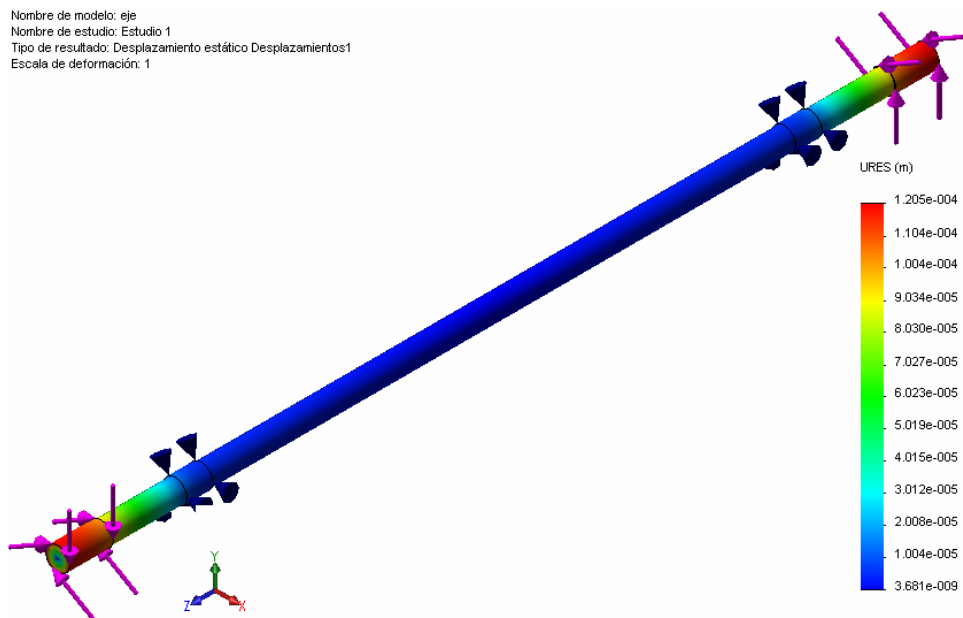
Fuente: Autores.

Figura 46: Diseño CAD eje hélice. Análisis de tensiones.



Fuente: Autores.

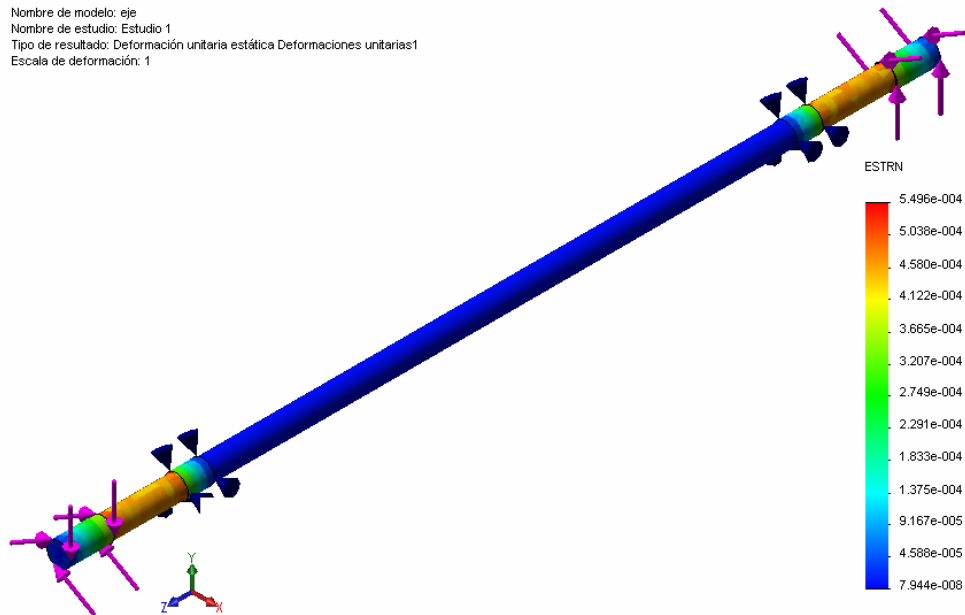
Figura 47: Diseño CAE eje hélice. Análisis de desplazamientos.



Fuente: Autores.

Figura 48: Diseño CAE eje hélice. Análisis de deformaciones unitarias.

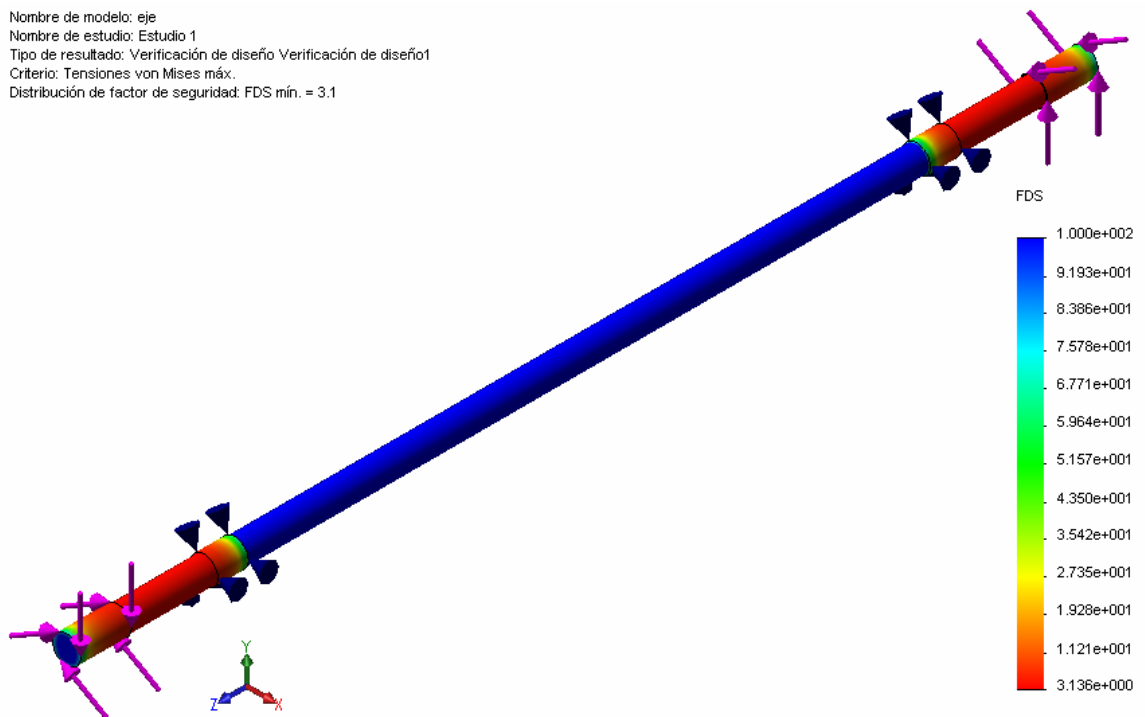
Nombre de modelo: eje
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Deformación unitaria estática Deformaciones unitarias1
Escala de deformación: 1



Fuente: Autores.

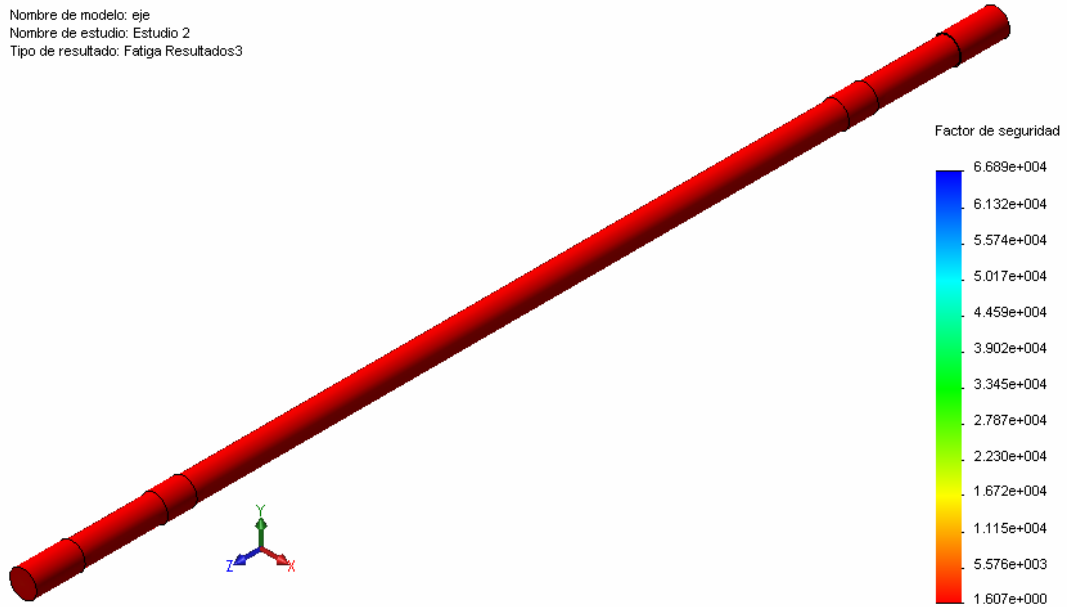
Figura 49: Diseño CAE eje hélice. Factor de seguridad bajo carga estática.

Nombre de modelo: eje
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Verificación de diseño Verificación de diseño1
Criterio: Tensiones von Mises máx.
Distribución de factor de seguridad: FDS mín. = 3.1



Fuente: Autores.

Figura 50: Diseño CAE eje hélice. Factor de seguridad bajo fatiga.



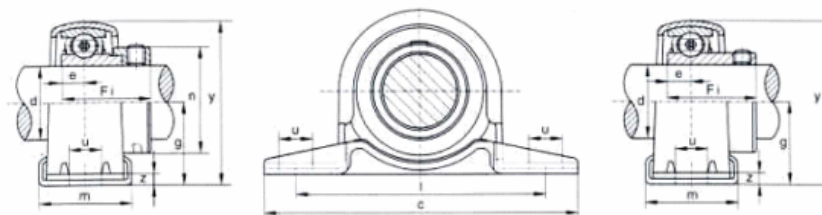
Fuente: Autores.

4.2.2. CHUMACERAS.

Los elementos de rotación fueron seleccionados teniendo en cuenta las condiciones de velocidad de rotación y de carga que alcanza el conjunto. La chumacera seleccionada es la “P205” y se especifica a continuación.

Figura 51: Chumacera seleccionada.

Soportes de rodamiento "Pillow Blocks" SERIE PP 200 (SAPP / SBPP)



PP	Diam. del eje/Agujero	Dimensiones en mm.								Tornillo	SAPP				SBPP			Soporte
		g	c	l	m	u	z	y	e		Fi	n	Rod.	Peso	Fi	Rod.	Peso	
201	12	22,2	86	68	25	9,5	3,0	43,8	6,0	M8	28,6	28,6	SA201	0,19	22,0	SB201	0,16	PP201
202	15	22,2	86	68	25	9,5	3,0	43,8	6,0	M8	28,6	28,6	SA202	0,19	22,0	SB202	0,16	PP202
203	17	22,2	86	68	25	9,5	3,0	43,8	6,0	M8	28,6	28,6	SA203	0,19	22,0	SB203	0,16	PP203
204	20	25,4	98	76	32	9,5	3,0	50,5	7,0	M8	31	33,3	SA204	0,23	25,0	SB204	0,23	PP204
205	25	28,6	108	86	32	11,5	4,0	56,6	7,5	M10	31	38,1	SA205	0,32	27,0	SB205	0,28	PP205
206	30	33,3	117	95	38	11,5	4,0	66,3	8,0	M10	35,7	44,5	SA206	0,50	30,0	SB206	0,47	PP206

Fuente: <http://www.indarbelt.es/html/productos/soporte.htm#pp>.

5. PROCESO DE FABRICACION.

Como primera medida en el proceso de construcción o fabricación se debe tener en cuenta el motor o elemento principal debido a que dependiendo de las dimensiones que este dispositivo posea, se obtendrán las dimensiones del banco a soportar con el fin de lograr el mínimo de desalineamiento entre el acople de los bancos.

5.1. MOTOR SELECCIONADO.

Una vez adquirida la fuente generadora de potencia, se procede a tomar las respectivas medidas que han de tenerse en cuenta a la hora de construir el soporte o base.

En la siguiente figura se observa el motor adquirido.

Figura 52: Motor seleccionado.



Fuente: Autores.

Aunque el motor adquirido funciona a la perfección, es notable que el paso de los años ha hecho que el aspecto visual del mismo sea desfavorable, por tanto, es necesario que se apliquen ciertos retoques de pintura, procesos de remoción de corrosión y algunos cambios en sus elementos con el fin de mejorar su apariencia externa.

5.2. SOPORTE O BASE DE MOTOR.

Para la construcción de la base se utilizó un perfil ángulo de 2" * 1/4. De acero estructural las cuales se obtuvieron por tramos a medida que el proceso lo requiriera.

Los primeros tramos comprados fueron los necesarios para construir la parte superior de la base y dotar a la estructura de los respectivos apoyos para el motor como se muestra a continuación.

Figura 53: Corte y soldadura de ángulos, parte superior de la base.



Fuente: Autores.

Teniendo la estructura superior de la base construida se procedió a tomar medidas para hacer las perforaciones donde irán los soportes del motor y caja, posteriormente se soldaron estas uniones y se instalaron en la estructura hasta ahora construida.

Figura 54: Apoyos de sujeción motor-base.



Fuente: Autores.

Con los las uniones del conjunto motor-caja a la parte superior del soporte procedemos a realizar el corte y soldadura de las patas que irán en la estructura. Estas patas se realizarán con el mismo perfil del que fue construido la parte superior de la estructura (2" * 1/4), como primera medida se soldó a una platina rectangular para facilitar el acople a la ruedas y a continuación se soldaron las patas a la estructura.

Figura 55: Construcción de las patas de la base.



Fuente: Autores.

Teniendo en cuenta que el banco poseerá un peso elevado y siendo conscientes de que se deberá trasladar en algunas ocasiones se decidió adaptar en sus extremidades inferiores ruedas que suministren cierto grado de facilidad de traslación al banco.

Teniendo la estructura del soporte procedemos a unir unos refuerzos que permitan dar mayor rigidez de manera que soporte el peso del motor y además, sirvan como base para ubicar la batería del motor y el recipiente que suministrará el combustible. Estos refuerzos se formarán de perfil ángulo (1" * 1/2).

Figura 56: Base terminada y prueba estática con el motor.



Fuente: Autores.

Por último tomamos las medidas necesarias para ubicar el radiador soldando dos perfiles en la parte posterior del soporte y se le aplican refuerzos como se muestra a continuación. Se procede a soldar el tubo de escape del motor teniendo siempre a consideración el calor que irradiará y la posición de la batería en la estructura.

Figura 57: Sujeción de sistema de escape del motor.



Fuente: Autores.

5.3. INVERSOR DE GIRO.

Para la construcción del inversor de giro se cotizaron y posteriormente compraron los engranes, a partir de las dimensiones de estos se adquirieron los elementos necesarios para la construcción de los ejes y su estructura externa.

Los engranes adquiridos son los siguientes.

Figura 58: Engranes seleccionados para el sistema de inversión de giro.



Fuente: Autores.

Para la fabricación de la estructura externa se recurrió a la adquisición de láminas de hot rolled de 3/8 de pulgada las cuales brindarán la rigidez necesaria al inversor además de servir como apoyo de los ejes que transmitirán la potencia.

Figura 59: Laminas 3/8" estructura externa del inversor de giro.



Fuente: Autores.

Aunque las láminas se compraron sobre medidas, hasta el momento la precisión sobre las medidas de los mismos es deficiente, por este motivo se procede a hacer un desbaste en el fresador para garantizar precisión en sus dimensiones.

Figura 60: Maquinado de las paredes de la caja inversora.



Fuente: Autores.

A continuación se sueldan los soportes de los rodamientos a sus respectivas caras procurando siempre respetar la distancia entre centros que imponen los engranes mencionados con anterioridad.

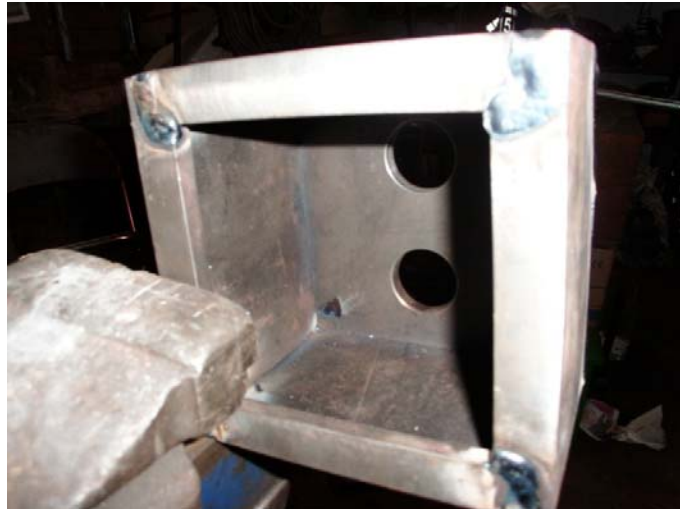
Figura 61: Soportes de los rodamientos de la caja inversora.



Fuente: Autores.

Posteriormente se realiza la unión de las láminas mediante un proceso de soldadura dejando una de sus caras sin soldar de manera que se pueda retirar para futuros mantenimientos. Esta cara será sujeta al inversor mediante tornillos y se evitará la posible filtración del aceite que tendrá en su interior mediante la utilización de un empaque.

Figura 62: Caras soldadas del inversor.



Fuente: Autores.

Debido a que los engranes descritos con anterioridad poseen su propia geometría, se hace necesario adaptarnos a las dimensiones que estos poseen, por tal motivo, se recurre a la compra de de dos ejes de material aleado 1045 previamente calculado, al cual se le harán una serie de operaciones de torneado y fresado con el fin de lograr dimensiones y geometrías optimas para el posterior ensamble.

Figura 63: Ejes para el inversor de giro.



Fuente: Autores.

Habiendo conseguido el material para realizar la forma del eje, se procede a marcar el centro del mismo para realizar el proceso de torneado y fresado como corresponda. La siguiente grafica muestra algunos de los procedimientos que se realizaron con el fin de obtener el eje final deseado.

Figura 64: Centrado de piezas y proceso de remoción de material.



Fuente: Autores.

Figura 65: Eje entrega de potencia inversor de giro.



Fuente: Autores.

Figura 66: Eje recepción de potencia inversor de giro.



Fuente: Autores.

Finalmente se compraron los rodamientos y se hizo su respectivo montaje, se realizo un último ensayo para comprobar que los elementos de transmisión de potencia engranarán perfectamente y se procedió a llenar el espacio interno con lubricante (similar al utilizado en la caja de cambios del motor) buscando una mayor vida útil del elemento construido.

Figura 67: Rodamientos seleccionados.



Fuente: Autores.

Con todos los elementos que constituyen el inversor de giro debidamente maquinados, se procede a realizar el montaje del sistema.

Figura 68: Caja de inversión de giro.



Fuente: Autores.

ensamblado y probado el sistema, se le da un acabado y un retoque de pintura para mejorar su apariencia y se monta en el subconjunto de potencia.

Figura 69: Montaje inversor de giro.



Fuente: Autores.

5.4. EJE HÉLICE.

La construcción de la hélice empieza en la adquisición de una barra cilíndrica de un metro de largo (1 m) y una pulgada de diámetro (24.5 cm), a la cual se le realizaron diversos procesos de torneado con el fin de conseguir su forma final.

La construcción del acople eje-hélice se realiza con la adquisición inicial de un bloque de aluminio al cual se le hicieron una serie de procesos de torneado hasta llegar a las dimensiones deseadas.

Figura 70: Acople eje-hélice.



Fuente: Autores.

La adaptación de esta hélice resulta simple debido a la configuración del banco para motores de ultraliviano; la placa superior fue construida con una serie de agujeros que facilitan la adaptación de los acoples necesarios y por consiguiente, del eje que soportará.

Figura 71: Sistema de transmisión de potencia subconjunto de empuje.



Fuente: Autores.

Los rodamientos fueron seleccionados teniendo en cuenta las cargas y la velocidad angular a la cual trabajará el eje de la hélice.

5.5. PROTECCION HÈLICE.

Debido a los riesgos que conlleva trabajar con elementos de un tamaño considerable girando a velocidades elevadas, se hace necesario construir una barrera que sirva como protección y que brinde la seguridad adecuada tanto para el operario como para los posibles espectadores. Esta protección tiene las dimensiones y la rigidez necesaria y proporciona también un límite visual que se espera, persuada a cualquier individuo de acercarse.

Figura 72: Sujeción protección de hélice al subconjunto de empuje.



Fuente: Autores.

Figura 73: Protección de hélice.



Fuente: Autores.

5.6. SOPORTE DEL AUTOMATA PROGRAMABLE.

Tomando en cuenta que los elementos de control son de un valor considerable y que se debe tener especial cuidado con la pantalla touch y con el autómata programable, se hace necesario el diseño y construcción de una base que permita transportar estos elementos desde el laboratorio de automatización industrial hasta el sitio donde se vayan a probar las hélices.

Figura 74: Proceso fabricación panel de control.



Fuente: Autores.

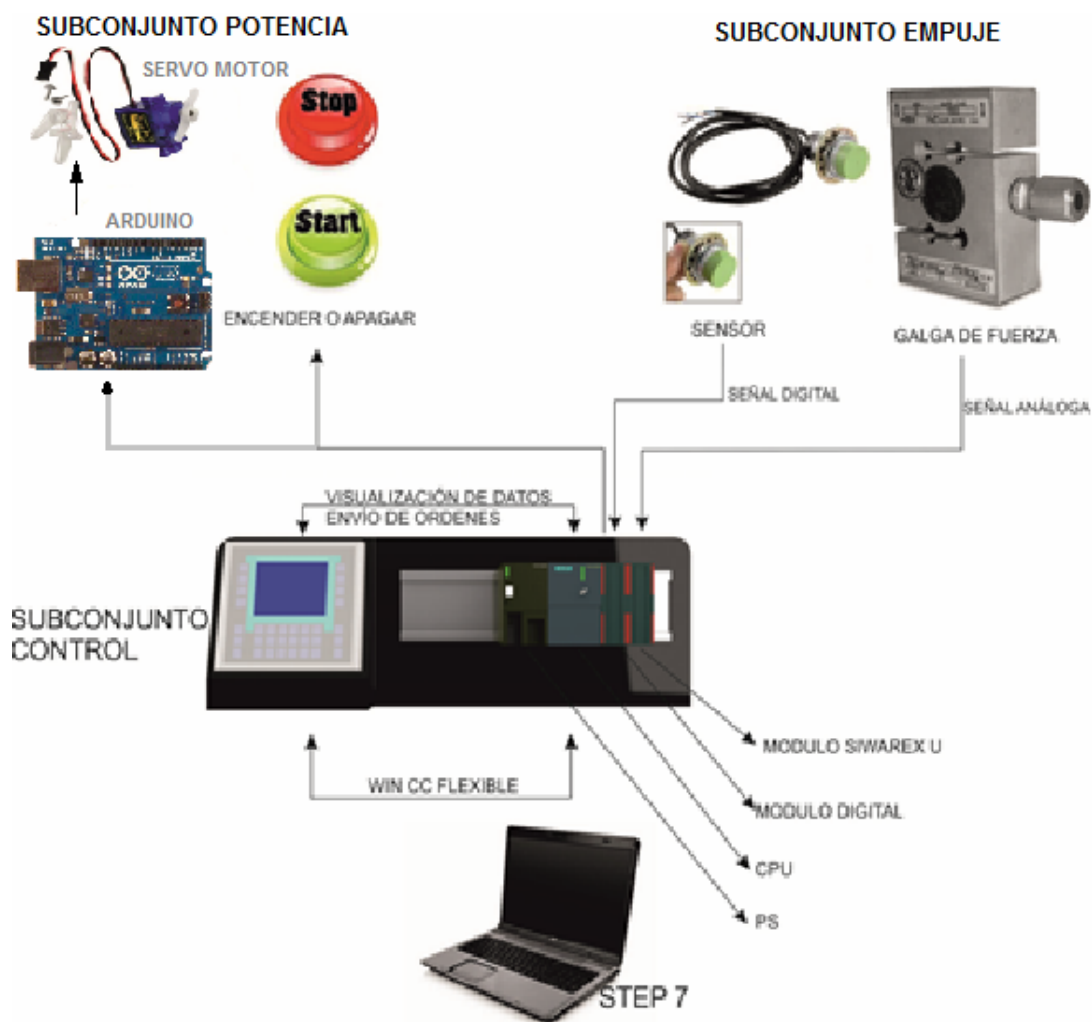
Finalmente se procede a dar un acabado con macilla y posteriormente se pintan cada uno de los elementos involucrados con el fin de brindar una mejor imagen al banco.

6. SISTEMA DE ADQUISICION DE DATOS.

6.1. GENERALIDADES DEL SISTEMA:

Como primera medida, debemos tener claro los datos a evaluar los cuales son las revoluciones desplegadas por el motor y la fuerza de empuje que ejerce la hélice al ser sometida a dichas revoluciones. Estos datos serán nuestras señales de entrada.

Figura 75: Diagrama de Flujo eléctrico sistema SCADA.



Fuente: Autores.

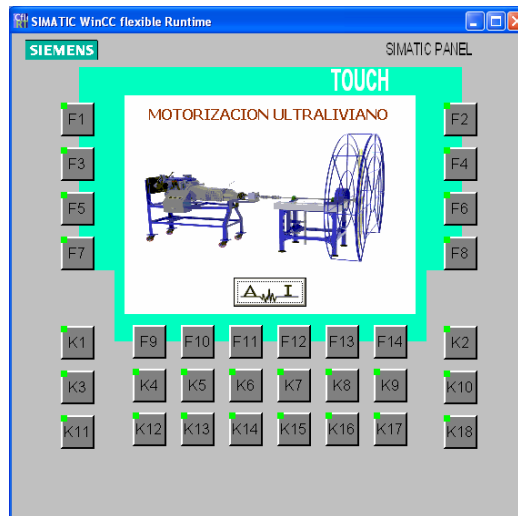
Los datos tomados desde el sensor se obtienen como entradas digitales, las cuales son transmitidas hacia el autómata y conectada a un módulo de 16 entradas y 16 salidas digitales marca SIEMENS ref. 6ES7 323-1BL00-0AA0, Este módulo nos permite recibir los datos registrados por el sensor y enviarlos a la pantalla para su visualización. De la misma manera, los datos tomados desde la celda de carga se obtienen como entradas análogas las cuales se transmiten al autómata conectándose a un módulo de carga siwarex marca SIEMENS ref. 7MH4950-1AA01, la cual permite la visualización de los datos de fuerza registrados.

Mediante el uso de la pantalla simatic panel touch SIEMENS ref. OP177B PN/DP T/K-6CTN, un PLC ref. 315-2PN/DP podemos observar la variación de los datos censados y enviar órdenes al subconjunto de potencia para determinar el comienzo o fin de la prueba y la velocidad de rotación de la hélice, estas señales son enviadas desde la pantalla hacia el PLC quien a su vez, envía la señal de salida desde el módulo digital hacia el servo motor o el switch del motor según sea la orden.

El diseño e implementación de la programación se llevó a cabo con el programa STEP 7 en conjunto con el programa SIWATOOL, estos programas permitieron no solo la adquisición de los datos a censar sino la creación de bases de datos con el fin de obtener visualización de graficas de fuerza y velocidad con respecto al tiempo para fines de análisis. Además, se hizo uso del programa WINCC FLEXIBLE el cual permitió la comunicación entre la pantalla y el PLC y la creación de los entornos de visualización y comandos donde podremos enviar señales al subconjunto de potencia.

Con el trabajo conjunto de los programas usados y la correcta conexión de los elementos involucrados se obtuvieron entornos en los cuales visualizaremos las características dinámicas de las hélices que se prueben y tendremos control sobre el funcionamiento del motor.

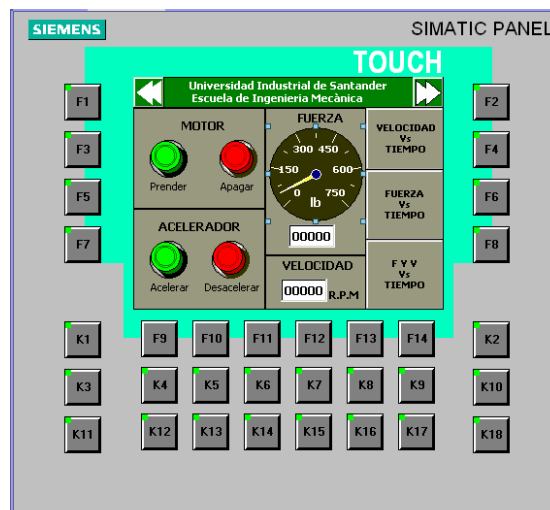
Figura 76: Entrada al entorno controlado.



Fuente: Autores.

La anterior imagen nos muestra la visualización del conjunto que será controlado por medio de la pantalla, es un primer pantallazo donde damos inicio al sistema pulsando el interruptor que se encuentra en la parte inferior central. Esta vista no tendrá algún efecto en el conjunto pues se tiene únicamente como una vista de ingreso al entorno de control.

Figura 77: Vista 2 pantalla Touch.

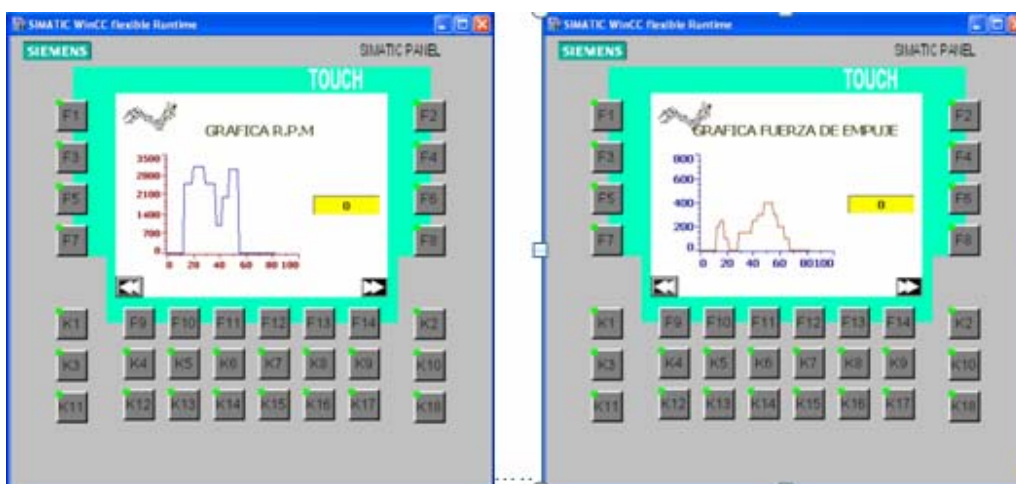


Fuente: Autores.

En esta imagen tenemos 3 columnas donde podremos ejercer el control a todo el conjunto; la primera columna nos permite enviar señales de control hacia el

subconjunto de potencia, la primera celda de esta columna contiene dos pulsadores los cuales nos conceden la opción de encender o apagar el motor y de este modo iniciar o finalizar la prueba a la hélice montada previamente. La segunda celda envía señales al servo motor para que accione el acelerador, de esta forma aumentamos o disminuimos a voluntad las revoluciones a las que gira la hélice que se está probando. La segunda columna también tiene dos celdas la diferencia de estas celdas es que por medio de ellas se recibirán las señales enviadas desde el subconjunto de empuje, estas señales que se vislumbrarán en las celdas son los datos de fuerza de empuje de la hélice y la velocidad de giro de la hélice respectivamente, datos que variarán conforme se ejerza un cambio en la velocidad de giro de la hélice. La tercera columna muestra tres celdas que sirven para enviar al operario a las diversas graficas creadas para tener mayor claridad del funcionamiento de la hélice durante el transcurso de la prueba.

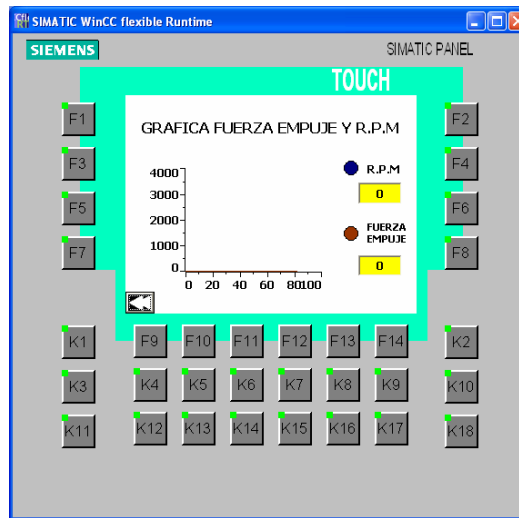
Figura 78: Graficas de fuerza y velocidad de pantalla touch.



Fuente: Autores.

En las anteriores imágenes se presentan graficas donde se observa el comportamiento o la variación de la velocidad de giro y la fuerza de empuje respectivamente, los datos puntuales de estos valores se muestran en la casilla de fondo amarillo ubicada en la parte central derecha y cambian en intervalos de 5 segundos pero además se tiene un grafico que nos muestra el comportamiento de la hélice con respecto al tiempo.

Figura 79: Grafica de fuerza y velocidad puntual.



Fuente: Autores.

En esta imagen podremos ver el comportamiento de la fuerza de empuje y la velocidad de giro en una sola grafica con el fin de obtener un punto de funcionalidad optima de la hélice, es decir, encontrar las características dinámicas donde la hélice tiene una mayor eficiencia.

6.2. Características de la conexión.

6.2.1. Servo motor:

La conexión desde el PLC hasta el servomotor se realizó por medio de una tarjeta arduino debido a que el ancho de pulso que maneja el servomotor es mucho menor a la señal que puede enviar el PLC. A continuación se muestra una tabla donde se especifica el ancho de pulso necesario para situar el servomotor en diversos grados de posicionamiento.

Tabla 7: Ancho de pulso.

Tiempo (ms)	0.5	0.667	0.883	1	1.167	1.333	1.5	1.667	1.833	2	2.167	2.33	2.5
Angulo	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180

Fuente: <http://Catarina.udlap.mx>

El accionamiento del servomotor desde el PLC se podría realizar directamente con la ayuda de un modulo especial que actualmente el laboratorio no posee, por esta

razón se hace uso de una tarjeta programable arduino que me permite manipular las diversas posiciones del servomotor sin presentar inconvenientes.

Figura 80: Flujo eléctrico accionamiento servomotor.



Fuente: Autores.

6.2.2. Encendido/apagado motor:

Para lograr la conexión desde el PLC hasta el sistema de ignición o apagado del motor, se debe hacer uso de un elemento de protección para el PLC, el cual trabaja a 24V 5A. Este elemento de protección es un relé que garantiza la protección del PLC de las cargas provenientes del motor que pueden alcanzar un valor de 25A en arranque.

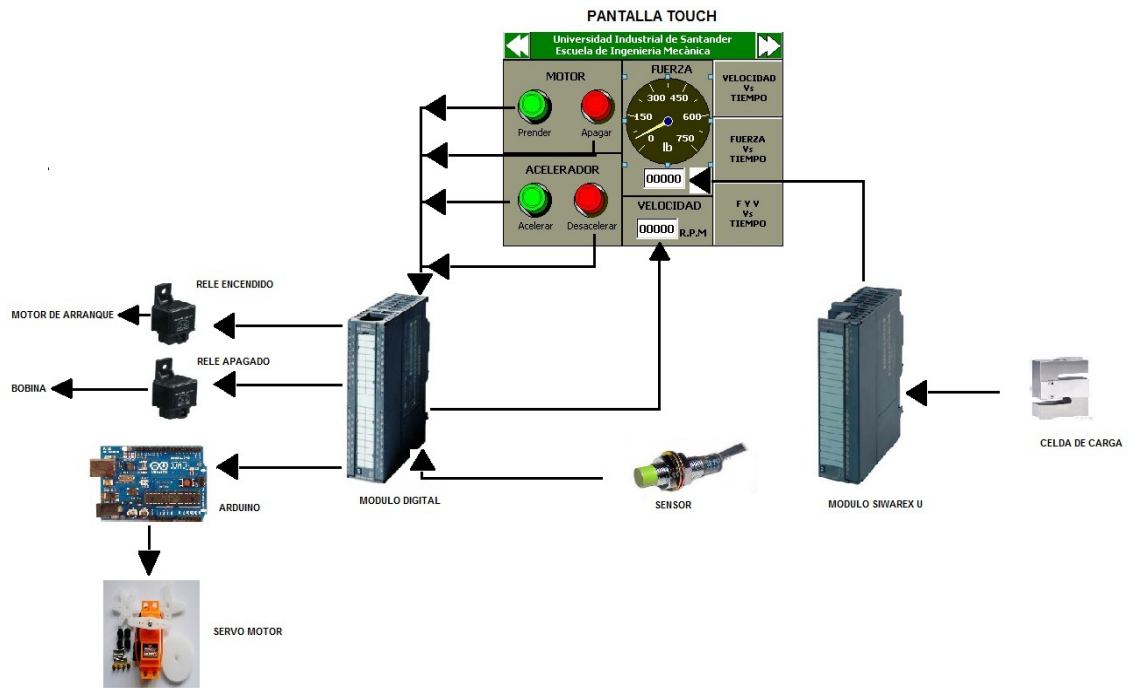
Figura 81: Flujo eléctrico on/off motor.



Fuente: Autores.

La conexión de la celda de carga y el sensor para la realización de la toma de datos se hace directamente desde el PLC hasta estos dispositivos, no se requiere ningún tipo de elemento adicional.

Figura 82: Envío y recepción de señales eléctricas.



Fuente: Autores.

7. PRUEBAS.

El objetivo de las pruebas es observar el funcionamiento del banco con el fin de conocer falencias y realizar correcciones necesarias.

7.1. FUNCIONAMIENTO.

Como primera medida, se realiza una prueba individual a cada uno de los subconjuntos, de esta forma se logra separar los inconvenientes que se presenten solventando cada uno según se presente.

7.1.1. FUNCIONAMIENTO SUBCONJUNTO DE POTENCIA.

Figura 83: funcionamiento subconjunto de potencia.



Fuente: autores.

Con el subconjunto de potencia debidamente montado, se realizan pruebas de funcionamiento esperando percibir algún tipo de anomalía de origen acústico o visual. Se realiza el accionamiento de la palanca de cambios comprobando que se desempeña correctamente y se monta y desmonta el inversor de giro comparando el funcionamiento en uno y otro caso. No se aprecia anomalía en el funcionamiento en el subconjunto de potencia hasta el momento.

Conclusión de la prueba:

Hasta el momento el subconjunto no presenta ningún tipo de modificaciones.

7.1.2. FUNCIONAMIENTO SUBCONJUNTO DE EMPUJE.

En el subconjunto de empuje se instalan las chumaceras y el eje de rotación, procurando que el eje se sitúe de forma centrada a lo largo de la plataforma deslizante.

Se montan los acoples para la hélice y se ajustan los tornillos que sujetan este acople al eje.

Se ensambla la protección para la hélice atornillando la base del mismo en los huecos roscados de la plataforma deslizante.

Se conecta la hélice atornillando la misma en el acople previamente ajustado al eje. Al terminar esta operación, se aprecia cierta desviación de la hélice debido a que la conexión no quedo correctamente empalmada a la superficie del acople, ésta falla se corrige desatornillando los tornillos y atornillándolos de nuevo, dando una vuelta y media a cada tornillo. Luego de esta operación las superficies del acople y de la hélice quedan totalmente paralelo y la desviación se solventa.

Con los diversos elementos en le subconjunto de empuje debidamente acoplados se realiza una prueba girando el eje manualmente atendiendo cualquier singularidad que pueda presentarse, esta prueba no presenta daño aparente.

Conclusión de la prueba:

Hasta el momento el subconjunto no presenta ningún tipo de modificaciones.

7.1.3. FUNCIONAMIENTO SUBCONJUNTO ADQUISICION DE DATOS Y CONTROL.

Previamente desmontada la celda de carga y con el sensor seleccionado, se realizan pruebas de recepción de valores en el laboratorio, comprobando el correcto funcionamiento de estos elementos; para el sensor se realiza la prueba haciendo uso de uno de los motores eléctricos que el laboratorio de automatización industrial posee, mientras que la celda de carga es sometida a diversas magnitudes de carga comprobando su lectura. Después de solventar ciertos imperfectos en el lenguaje programado, se obtiene un programa capaz de recibir y almacenar las señales enviadas tanto por el sensor, como por la celda de carga.

Con el subconjunto adquisición de datos y control apropiadamente montado, y el lenguaje programado cargado en el PLC, procedemos a situarnos junto con el subconjunto de potencia, se realizan las conexiones necesarias para el envío de las señales eléctricas. Se realizan las pruebas de encendido/apagado y movimiento del servo ya instalado para accionar la guaya del acelerador. En primer lugar se prueban estos elementos manteniendo el switch cerrado, para verificar que las señales eléctricas se están enviando de forma correcta, posteriormente, se abre el switch y procedemos a encender el motor mediante la

pantalla táctil, acelerando la guaya del acelerador para aumentar o disminuir la velocidad de giro del eje y por último enviamos la señal de apagado del motor. La prueba resulta exitosa y no se vislumbra algún tipo de daño con ninguno de los elementos utilizados.

Conclusión de la prueba:

Hasta el momento el subconjunto no presenta ningún tipo de modificaciones.

7.1.4. FUNCIONAMIENTO DEL BANCO (TODOS LOS SUBCONJUNTOS ENSAMBLADOS).

Proceso para dar inicio a las pruebas del banco.

- Situar el subconjunto de empuje en un lugar de, al menos, 4m de ancho. El lugar debe contar con gran espacio frontal para no interrumpir el flujo de aire que despliega la hélice.
- Acoplar la protección de la hélice atornillándola en la plataforma deslizante (no olvidar los cauchos anti vibratorios).
- Acoplar la hélice de manera que su cara curva sea opuesta al banco.
- Instalar la tapa de la protección de la hélice y asegurar con tornillos.
- Determinar el sentido de giro de la hélice, y la necesidad del uso del inversor de giro.

- Situar el subconjunto de potencia en la parte trasera del subconjunto de empuje. Se debe alinear lo mejor posible el eje de salida del subconjunto de potencia con el eje de la hélice del subconjunto de empuje y dejar un espacio entre ellos similar a la longitud del eje cardan.
- Chequear niveles de gasolina y agua en el motor, conectar batería, lubricar rodamientos y estrías de eje cardan, verificar que la palanca de cambios se encuentre en neutro.
- Encajar el acople del eje cardan al eje de la hélice, atornillar los fuertemente los espárragos a la cuña y al eje de la hélice.
- Verificar alineación entre eje cardan y eje de hélice.
- Deslizar el cardan por las estrías del eje de salida en el subconjunto de potencia.
- Situar el subconjunto de adquisición de datos y control al costado derecho del subconjunto de potencia.
- Conectar eléctricamente el subconjunto de adquisición de datos y control a los subconjuntos restantes.
- Encender autómeta programable.
- Abrir el switch del motor y encender motor mediante el autómeta programable.
- Verificar que no existan ruidos o comportamientos extraños.
- Verificar la adquisición de datos y la correcta manipulación del servo motor.
- Comenzar la prueba.

Al momento de realizar las pruebas, no se esperaban ningún tipo de inconvenientes debido a que los subconjuntos no presentaban desperfectos individualmente, sin embargo, al acoplar el subconjunto de potencia con el subconjunto de empuje, se pudieron apreciar algunos cambios que afectan en consideración el funcionamiento del banco la naturaleza de estos cambios serán enunciadas a continuación:

- El esfuerzo que el motor requiere para mover la hélice aumento, esto se debe, al aumento de los elementos involucrados para realizar la transmisión de potencia y la fricción presente en cada uno de ellos.
- La palanca de cambios se torna difícil de manipular y genera alto nivel de ruido al accionar el cambio.
- El subconjunto de empuje y de potencia poseen un alto nivel de vibración lo que conlleva a una lectura menor a la esperada (tomando en cuenta que la hélice es de un diámetro de 1.70m), ya que la vibración impide el deslizamiento libre de la plataforma por medio de los ejes de deslizamiento.

Modificaciones realizadas para resolver los problemas anteriormente anunciados:

- Aunque por obvias razones el esfuerzo del motor tendría que aumentar, un análisis más detallado revelo que el eje de la hélice se encontraba desalineada con respecto a las chumaceras, eso lograba que el eje tuviera un alto grado de fricción haciendo el sistema de transmisión de potencia más difícil de mover. Se procedió a dar una mejor alineación del eje haciendo uso de galgas delgadas para dar mayor altura a una de las chumaceras, lo cual mejoró considerablemente la facilidad de rotación del eje.
- Se decidió incluir el pedal del clutch de forma que antes de accionar la palanca de cambios, se logre desembragar el motor. De esta forma, sin

importar el esfuerzo que haga el motor, los cambios se obtendrán sin generar tipo alguno de ruido en su caja de cambios.

- Aunque en principio se pensó que la vibración la generaba el motor al ser sometido al máximo de su velocidad, después de algunos análisis se determinó que la causa de la generación de vibración era la hélice, la cual se encuentra desbalanceada y al generar esta vibración, se transmite por el eje de la hélice y el cardan hasta llegar al motor. Se decidió cambiar la hélice, acción que disminuyó considerablemente los niveles de vibración y solventando esta vicisitud.

Conclusión de la prueba:

Las pruebas realizadas después de realizados los cambios enunciados fueron exitosas, los niveles de ruido y vibración disminuyeron y se logró obtener datos de la fuerza desplegada por la hélice a varias velocidades de rotación.

Figura 84: Prueba hélice menor.



Fuente: Autores:

Figura 85: Prueba hélice mayor.



Fuente: Autores.

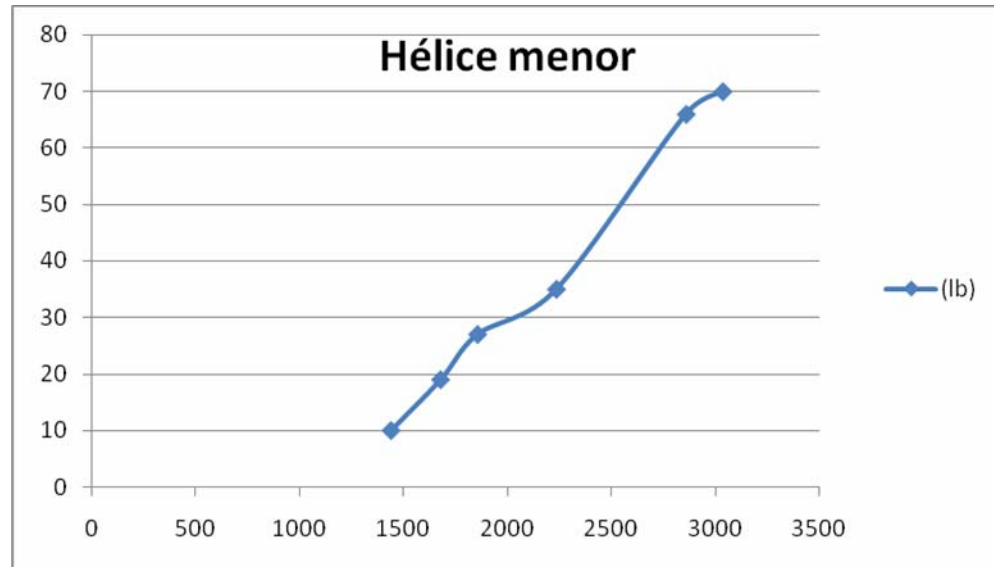
Durante las pruebas se registraron los valores arrojados por el sensor y la celda de carga a dos tipos de hélice. Los datos se registran a continuación:

Tabla 8: valores registrados hélice menor.

Velocidad angular (rpm)	Fuerza de empuje (lb)
1440	10
1678	19
1856	27
2235	35
2859	66
3035	70

Fuente: Autores.

Figura 86: Grafica de rpm Vs fuerza empuje.



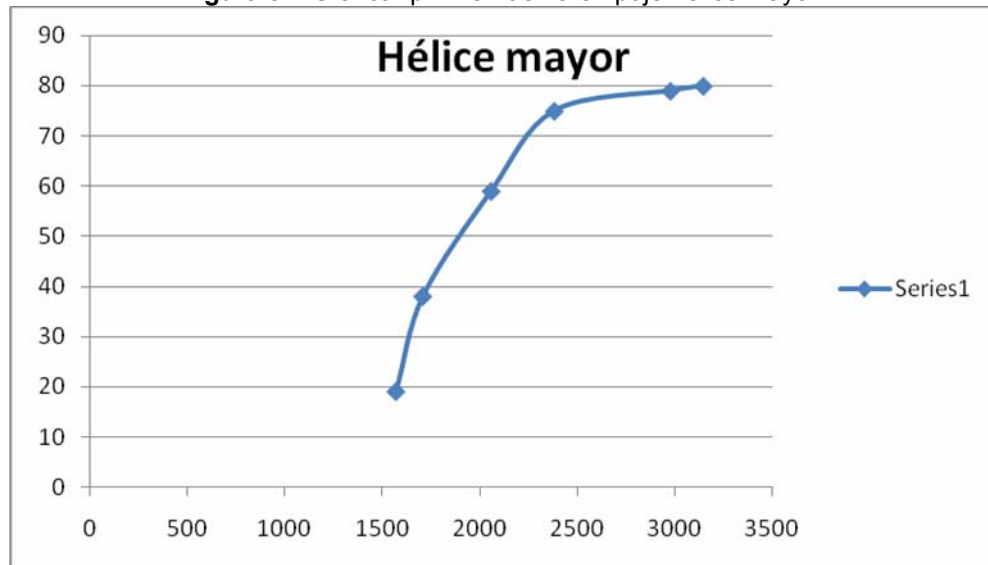
Fuente: Autores

Tabla 9: Valores registrados hélice mayor.

Velocidad angular (rpm)	fuerza de empuje (lb)
1567	19
1705	38
2056	59
2381	75
2976	79
3145	80

Fuente: Autores.

Figura 87: Grafica rpm Vs Fuerza empuje hélice mayor.



Fuente: Autores.

Como era de esperarse, la hélice de mayor diámetro posee mayor fuerza de empuje, sin embargo, los registros de fuerza de empuje en la hélice mayor, decaen rápidamente al aumentar la velocidad de giro, esto se debe a un desbalanceo que la hélice posee, la cual, hace vibrar el banco impidiendo el deslizamiento libre de la plataforma superior en el subconjunto de empuje .

CONCLUSIONES

El diseño asistido por computador es una herramienta poderosa que facilita la labor del diseñador cuando se hace necesario modelar sistemas que actúan bajo carga o en la determinación de dimensiones precisas para que los elementos constitutivos de una máquina se muevan según lo planeado en el diseño. Sin embargo, el diseñador debe saber interpretar los resultados que arroja el software para no caer en errores durante el modelado del sistema.

La experiencia adquirida contiene gran valor intelectual y personal ya que arrojo bases en cuanto al manejo de situaciones en el futuro laboral.

Se logró construir un banco de pruebas para motores de ultraliviano, con los procesos, materiales y dimensiones contenidos en este documento.

Se construyó un banco cumpliendo en gran medida con los parámetros que se dieron en la fase de diseño, otros parámetros fueron modificados con el fin de mejorar el desempeño del mismo.

Debido a la falta de hélices de diversos tamaños se realizaron las pruebas con dos hélices de las cuales, una no se encontraba en condiciones optimas de operación, sin embargo, se vislumbro la diferencia en la toma de datos que era lo esperado desde un principio.

Al probar hélices de diámetro mayor a 1.5m. es recomendable anclar el subconjunto de empuje al piso para impedir volcadura.

Gracias al uso del eje cardan, se logro solventar el problema de desalineamiento entre los subconjuntos de empuje y potencia.

BIBLIOGRAFIA.

CASILLAS A. L. Maquinas cálculos de taller 36 edición, 1997.

CONTENT CENTRAL. "Descarga de archivos CAD de diferentes fabricantes a nivel mundial".[www. 3dcontentcentral.com](http://www.3dcontentcentral.com).

COMPAÑÍA GENERAL DE ACEROS. "Propiedades mecánicas de los materiales".
www.cga.com.co.

HAMROCK, B.J.And Jacobson, B. y Schmid, S.R. "Elementos de maquinas" Mc Graw Hill 2000.

NORTON, Robert L. "Diseño de maquinas", Mc Graw Hill 2000.

MOTT, Robert L. "Diseño de elementos de maquinas", Mc Graw Hill 2000.

PARADA, Alfredo. "Modulo de fatiga", Bucaramanga.

SHIGLEY, Josep Edward. "Diseño en ingeniería mecanica", Ciudad de Mexico: Mc Graw Hill, 1993.

SKF. "Catalogo de rodamientos", www.skf.com.

SHIGLEY, Josep Edward. "Fundamentos de diseños de maquinas", tomo 3 "Engranés y engranajes", Ciudad de Mexico: Mc Graw Hill, 1993.

ANEXOS

Anexo A. Propiedades del acero 1045.

ACERO GRADO MAQUINARIA



AISI 1045

Soluciones sólidas y duraderas...

ACERO AISI-SAE 1045 (UNS G10450)

1. Descripción: es un acero utilizado cuando la resistencia y dureza son necesarios en condición de suministro. Este acero medio carbono puede ser forjado con martillo. Responde al tratamiento térmico y al endurecimiento por llama o inducción, pero no es recomendado para cementación o cianurado. Cuando se hacen prácticas de soldadura adecuadas, presenta soldabilidad adecuada. Por su dureza y tenacidad es adecuado para la fabricación de componentes de maquinaria.

2. Normas involucradas: ASTM A108

3. Propiedades mecánicas: Dureza 163 HB (84 HRb)
Esfuerzo de fluencia 310 MPa (45000 PSI)
Esfuerzo máximo 565 MPa (81900 PSI)
Elongación 16% (en 50 mm)
Reducción de área (40%)
Módulo de elasticidad 200 GPa (29000 KSI)
Maquinabilidad 57% (AISI 1212 = 100%)

4. Propiedades físicas: Densidad 7.87 g/cm³ (0.284 lb/in³)

5. Propiedades químicas: 0.43 – 0.50 % C
0.60 – 0.90 % Mn
0.04 % P máx
0.05 % S máx

6. Usos: los usos principales para este acero es piñones, cuñas, ejes, tornillos, partes de maquinaria, herramientas agrícolas y remaches.

7. Tratamientos térmicos: se da normalizado a 900°C y recocido a 790°C.

NOTA:

Los valores expresados en las propiedades mecánicas y físicas corresponden a los valores promedio que se espere cumple el material. Tales valores son para orientar a aquella persona que debe diseñar o construir algún componente o estructura pero en ningún momento se deben considerar como valores estrictamente exactos para su uso en el diseño.

ACERO MAQUINARIA - AISI 1045

Anexo B. propiedades del acero estructural.



Cia. General de Aceros S.A. 50 años

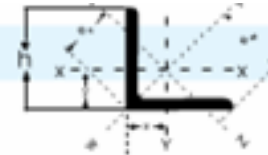
Láminas y planchas **HOT ROLLED** Acero **ESTRUCTURAL**

Aplicaciones	DESIGNACION		COMPOSICION QUIMICA				PROPIEDADES MECANICAS			
	ASTM	C	Mn	Si	S máx	P máx	Resistencia a la Tracción	Límite Elástico	Alargamiento %	
									200mm	50mm
Estructuras en General	A-36	0.28 máx	0.8-1.2	0.2	0.05	0.05	41-56kg/mm ²	23-25kg/mm ²	20	23
Tanques almacenamiento	A-283 Gr. C	0.18 máx	0.5 - 0.9	0.3	0.03	0.03	39-46 kg/mm ²	21kg/mm ²	20	23
Construcción naval en general	A-131 Gr.A	0.26	0.7-1.35	0.35	0.04	0.04	41-50 kg/mm ²	23kg/mm ²	21	24
Recipientes a presión para servicios a temperatura intermedias y altas.	A-516 Gr. 70	0.28 máx *	0.85 - 1.2 máx	0.15 - 0.40	0.035	0.035	49-63 kg/mm ²	26.5kg/mm ²	17	21
Lámina de alto límite elástico (Maxdur A-890)	A-514 Gr. Q	0.20-0.24	1.60 máx	0.5	Cr / Ni	Mo / Cu	78-96 kg/mm ²	71kg/mm ²	14	
					1.5 / 1.35	0.6 / 0.5				
A 572	A-572 Gr 50	0.23 máx	1.35 máx	0.4 máx	0.05	0.04	49 kg/mm ²	35kg/mm ²	18	21

* Para espesores hasta 2 pulgadas.

Anexo C. Perfil angular estructural.

ANGULOS TIPO AMERICANO DE LADOS IGUALES



PERFILES EN L

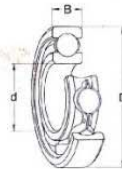
Dimensiones y propiedades para el diseño

DESIGNACION	DIMENSIONES			DISTANCIAS DE LOS EJES			AREA	PESO	PROPIEDADES ELASTICAS								
	ALTURA Y ALA		RADIOS	x'-y'	w	z			EJE X-X' Y Y'			EJE W-W'			EJE Z-Z'		
	h	s	r1						I _x	S _x	x	I _w	w	I _z	S _z	z	
mm	mm	mm	cm	cm	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm	cm ⁴	cm ³	cm				
L 1/4" X 2"	50.80	6.35	6.30	1.50	3.58	2.10	6.06	4.75	14.57	4.10	1.55	22.47	1.93	5.82	2.77	0.99	
L 1/4" X 2 1/2"	63.50	6.35	6.30	1.83	4.49	2.54	7.68	6.10	29.14	6.39	1.98	45.36	2.43	11.85	4.58	1.24	
L 1/4" X 3"	76.20	6.35	7.90	2.13	5.38	2.97	9.29	7.29	51.60	9.50	2.36	78.66	2.94	20.39	6.96	1.49	
L 1/4" X 4"	101.60	6.35	9.50	2.77	7.18	3.91	12.52	9.82	124.90	17.20	3.18	191.89	3.96	48.10	12.30	2.00	
L 5/16" X 2"	50.80	7.94	6.30	1.55	3.58	2.18	7.42	5.83	17.46	4.82	1.52	26.63	1.90	7.07	3.24	0.99	
L 5/16" X 2 1/2"	63.50	7.94	6.30	1.88	4.49	2.64	9.48	7.44	35.38	7.87	1.93	55.35	2.41	14.56	5.51	1.24	
L 5/16" X 3"	76.20	7.94	7.90	2.21	5.38	3.04	11.48	9.08	62.90	11.80	2.34	96.98	2.92	24.97	8.21	1.47	
L 5/16" X 4"	101.60	7.94	9.50	2.84	7.18	4.01	15.48	12.20	154.40	21.16	3.15	239.33	3.93	61.60	15.36	2.00	
L 3/8" X 2"	50.80	9.53	6.30	1.83	3.58	2.30	8.77	6.99	19.98	5.74	1.50	30.80	1.87	8.32	3.61	0.99	
L 3/8" X 2 1/2"	63.50	9.53	6.30	1.93	4.49	2.71	11.16	8.78	40.79	9.34	1.91	64.09	2.38	17.06	6.29	1.24	
L 3/8" X 3"	76.20	9.53	7.90	2.26	5.38	3.14	13.61	10.72	73.30	13.80	2.31	112.79	2.89	29.55	9.41	1.47	
L 3/8" X 4"	101.60	9.53	9.50	2.89	7.18	4.03	18.45	14.58	181.90	24.90	3.12	283.03	3.91	73.25	18.17	1.98	
L 3/8" X 5"	127.00	9.53	12.70	3.53	8.96	4.97	23.29	18.30	363.80	39.70	3.96	579.60	4.99	148.00	29.80	2.52	
L 3/8" X 6"	152.40	9.53	12.70	4.16	10.76	5.88	28.13	22.17	640.60	57.80	4.78	1.018.60	6.02	262.60	44.70	3.05	
L 1/2" X 3"	76.20	12.70	7.90	2.36	5.38	3.32	17.74	13.99	92.40	17.50	2.29	142.76	2.84	38.29	11.53	1.47	
L 1/2" X 4"	101.60	12.70	9.50	2.99	7.18	4.21	24.19	19.05	231.40	32.30	3.10	361.28	3.86	94.48	22.44	1.98	
L 1/2" X 5"	127.00	12.70	12.70	3.63	8.96	5.12	30.85	24.11	468.30	51.60	3.91	746.50	4.94	190.10	37.20	2.49	
L 1/2" X 6"	152.40	12.70	12.70	4.27	10.76	6.03	37.10	29.17	828.70	75.50	4.72	1.325.10	5.97	331.30	54.80	2.99	
L 5/8" X 4"	101.60	15.88	9.50	3.12	7.18	4.39	29.74	23.36	277.20	39.30	3.05	433.71	3.81	115.71	26.35	1.98	
L 5/8" X 6"	152.40	15.88	12.70	4.39	10.76	6.20	45.87	36.01	1.005.60	92.80	4.67	1.604.80	5.92	406.40	65.60	2.98	
L 3/4" X 6"	152.40	19.05	12.70	4.82	10.76	6.38	54.45	42.71	1.171.70	109.10	4.65	1.859.20	5.85	484.20	75.80	2.98	

Anexo D. Manual de mantenimiento y recambio de rodamientos.



Rodamientos rígidos de bolas
d 3-80 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga		Límite de velocidad		Masa	Designación
d	D	B	C	estát. C ₀	grasa	aceite	kg	—
mm			N (1 N = 0,102 kgf)		r/min		kg	—
3	10	4	375	175	40 000	48 000	0,0015	623
4	13	5	695	335	38 000	45 000	0,0031	624
	16	5	885	440	36 000	43 000	0,0054	634
5	16	5	885	440	36 000	43 000	0,0050	625
	19	6	1 290	695	32 000	38 000	0,0090	635
6	19	6	1 290	695	32 000	38 000	0,0084	626
7	19	6	1 320	710	34 000	40 000	0,0075	607
	22	7	2 500	1 340	30 000	36 000	0,013	627
8	22	7	2 500	1 340	32 000	38 000	0,012	608
9	24	7	2 850	1 530	30 000	36 000	0,014	609
	26	8	3 950	1 960	26 000	32 000	0,020	629
10	26	8	3 550	1 960	30 000	36 000	0,019	6000
	30	9	3 900	2 240	24 000	30 000	0,032	6200
	35	11	6 200	3 750	20 000	26 000	0,053	6300
12	26	8	3 900	2 240	26 000	32 000	0,022	6001
	32	10	5 300	3 100	22 000	28 000	0,037	6201
	37	12	7 500	4 650	19 000	24 000	0,060	6301
15	32	9	4 300	2 500	22 000	28 000	0,030	6002
	35	11	6 000	3 550	19 000	24 000	0,045	6202
	42	13	8 800	5 400	17 000	20 000	0,082	6302
17	35	10	4 650	2 800	19 000	24 000	0,039	6003
	40	12	7 350	4 500	17 000	20 000	0,065	6203
	46	14	10 400	6 550	16 000	19 000	0,12	6303
	62	17	17 600	11 800	12 000	15 000	0,27	6403
20	42	12	7 200	4 500	17 000	20 000	0,069	6004
	47	14	9 800	6 200	15 000	18 000	0,11	6204
	52	15	12 200	7 800	13 000	16 000	0,14	6304
	72	19	23 600	16 600	10 000	13 000	0,40	6404
25	47	12	8 650	5 800	15 000	18 000	0,080	6005
	52	15	10 800	6 950	12 000	15 000	0,13	6205
	62	17	17 300	11 400	11 000	14 000	0,25	6305
	80	21	27 500	19 600	9 000	11 000	0,53	6405
30	55	13	10 200	6 800	12 000	15 000	0,12	6006
	62	16	15 000	10 000	10 000	13 000	0,20	6206
	72	19	21 600	14 600	9 000	11 000	0,35	6306
	90	23	33 500	24 000	8 500	10 000	0,74	6406

Dimensiones principales			Capacidad de carga		Límite de velocidad		Masa	Designación
d	D	B	C	estát. C ₀	grasa	aceite	kg	—
mm			N (1 N = 0,102 kgf)		r/min		kg	—
35	62	14	12 200	8 500	10 000	13 000	0,16	6007
	72	17	19 600	13 700	9 000	11 000	0,29	6207
	80	21	25 500	18 300	8 500	10 000	0,46	6307
	100	25	42 200	31 000	7 000	8 500	0,95	6407
40	68	15	12 500	9 300	9 500	12 000	0,19	6008
	80	18	23 800	16 900	8 500	10 000	0,37	6208
	90	23	31 500	22 400	7 500	9 000	0,63	6308
	110	27	49 000	36 500	6 700	8 000	1,25	6408
45	75	16	16 300	12 200	9 000	11 000	0,25	6009
	85	19	25 500	18 900	7 500	9 000	0,41	6209
	100	25	40 500	30 000	6 700	8 000	0,83	6309
	120	29	58 500	45 500	6 000	7 000	1,55	6409
50	80	16	16 500	13 200	8 500	10 000	0,26	6010
	90	20	27 000	19 500	7 000	8 500	0,46	6210
	110	27	47 500	36 000	6 300	7 500	1,05	6310
	130	31	67 000	52 000	5 300	6 300	1,90	6410
55	90	18	21 800	17 000	7 500	9 000	0,39	6011
	100	21	33 500	25 000	6 300	7 500	0,61	6211
	120	29	55 000	41 500	5 600	6 700	1,35	6311
	140	33	76 500	63 000	5 000	6 000	2,30	6411
60	95	18	22 800	18 300	6 700	8 000	0,42	6012
	110	22	36 500	28 000	6 000	7 000	0,78	6212
	130	31	63 000	48 000	5 000	6 000	1,70	6312
	150	35	83 000	69 500	4 800	5 600	2,75	6412
65	100	18	23 800	19 600	6 300	7 500	0,44	6013
	120	23	43 000	34 000	5 300	6 300	0,99	6213
	140	33	71 000	58 000	4 800	5 600	2,10	6313
	160	37	91 500	78 000	4 500	5 300	3,30	6413
70	110	20	29 000	24 500	6 000	7 000	0,50	6014
	125	24	47 500	37 500	5 000	6 000	1,05	6214
	150	36	80 000	63 000	4 500	5 300	2,50	6314
	180	42	110 000	104 000	3 800	4 500	4,85	6414
75	115	20	30 500	26 000	5 600	6 700	0,54	6015
	130	25	51 000	40 500	4 900	5 600	1,20	6215
	160	37	88 500	72 000	4 300	5 000	3,00	6315
	190	45	118 000	114 000	3 600	4 300	6,80	6415
80	125	22	36 500	31 500	5 300	6 300	0,85	6016
	140	26	54 000	45 000	4 500	5 300	1,40	6216
	170	39	95 000	80 000	3 900	4 500	3,80	6316
	200	48	125 000	125 000	3 400	4 000	8,00	6416

Anexo E. características técnicas celda de carga.

S35

Load Cell

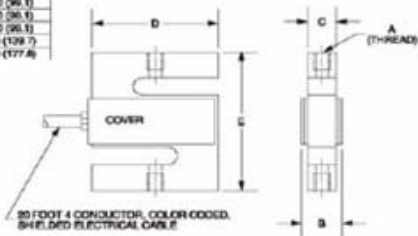
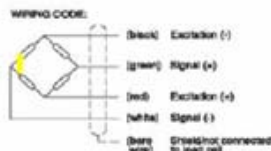


Special Features

- Capacity range from 50 to 20,000 Lbs.
- Stainless steel construction
- 3 mV/V output, 350 ohm bridge
- Environmentally sealed to IP65

Dimensions: inch (mm)

CAPACITY	A	B	C	D	E
50 LB	1/4-28 UNF 20	0.60 (15.3)	0.48 (11.7)	2.00 (50.8)	2.40 (61.3)
100 LB	1/4-28 UNF 20	0.60 (15.3)	0.48 (11.7)	2.00 (50.8)	2.40 (61.3)
200 LB	1/4-28 UNF 20	0.60 (15.3)	0.48 (11.7)	2.00 (50.8)	2.40 (61.3)
250 LB	1/4-28 UNF 20	0.60 (15.3)	0.48 (11.7)	2.00 (50.8)	2.40 (61.3)
300 LB	1/4-28 UNF 20	0.60 (15.3)	0.48 (11.7)	2.00 (50.8)	2.40 (61.3)
500 LB	1/2-20 UNF 20	0.80 (20.3)	0.71 (18.0)	2.00 (50.8)	2.40 (61.3)
750 LB	1/2-20 UNF 20	0.80 (20.3)	0.71 (18.0)	2.00 (50.8)	2.40 (61.3)
1000 LB	1/2-20 UNF 20	1.00 (25.4)	0.71 (18.0)	2.00 (50.8)	2.40 (61.3)
1500 LB	1/2-20 UNF 20	1.15 (29.3)	0.86 (21.8)	2.00 (50.8)	2.40 (61.3)
2000 LB	1/2-20 UNF 20	1.15 (29.3)	0.86 (21.8)	2.00 (50.8)	2.40 (61.3)
2800 LB	1/2-20 UNF 20	1.15 (29.3)	0.86 (21.8)	2.00 (50.8)	2.40 (61.3)
3000 LB	1/2-20 UNF 20	1.15 (29.3)	0.86 (21.8)	3.00 (76.2)	3.80 (96.5)
3000 LB	3/4-16 UNF 20	1.15 (29.3)	0.86 (21.8)	3.00 (76.2)	3.90 (99.1)
10000 LB	3/4-16 UNF 20	1.16 (29.4)	0.86 (21.8)	3.00 (76.2)	3.90 (99.1)
15000 LB	1-14 UNF 20	1.80 (45.7)	1.80 (45.7)	4.00 (101.6)	6.90 (175.3)
20000 LB	1-14 UNF 20	2.10 (53.3)	2.00 (50.8)	5.00 (127.0)	7.50 (190.5)



Specifications

Model Type		S35															
Accuracy class		NTEP CLASS III															
Maximum number of load cell intervals (n_{LC})		3000 DIVISIONS SINGLE															
Maximum capacity (E_{max})	lb	50	100	200	250	300	500	750	1000	1500	2000	2500	3000	5000	10,000	15,000	20,000
		Minimum load cell verification interval (V_{min})	lb	0.004	0.008	0.016	0.020	0.024	0.040	0.060	0.080	0.120	0.160	0.200	0.240	0.400	0.800
Sensitivity (C_n)	mV/V	3 ± 0.3															
Zero balance		0 ± 0.03															
Temperature effect on zero balance (TK_0)		± 0.018															
Temperature effect on sensitivity (TK_0) ¹⁾	% of C_n / 10°C																
Temperature range +20...+40°C [+70...+105°F] -10...+20°C [+15...+70°F]		± 0.021 ± 0.014															
Hysteresis error (d_{hy}) ¹⁾	% of C_n	± 0.030															
Non-linearity (d_{lin}) ¹⁾		± 0.030															
Creep (d_{cr}) over 30 min.		0.025															
Input resistance (R_{LC})	Ω	> 350															
Output resistance (R_O)		350 ± 3															
Reference excitation voltage (U_{ref})	V	5															
Maximum excitation voltage (U_{max})		15															
Insulation resistance (R_{is})	GΩ	10															
Nominal temperature range (B_T)	°C [°F]	-10...40 [14...104]															
Service temperature range (B_{IU})		-15...70 [5...158]															
Storage temperature range (B_{II})		-15...85 [5...185]															
Safe load limit (E_L)	% of E_{max}	120															
Ultimate load limit (E_d)		200															
Lateral load limit (E_{lq})		100															
Permissible dynamic load (F_{srel}) (vibration amplitude according to DIN 50100)		70															
Deflection at E_{max} (S_{nom}), approx.	in	< 0.015															
Weight, approx.	lb	1				2				4				11		22	
Protection class to EN60529 (IEC529)		IP65															
Material: Measuring element		Stainless Steel															
Cable Fitting Gland		Stainless Steel															
Cable Sheath		PVC															
Coating/Plating		-															


¹⁾ The sum of data for Non-linearity, Hysteresis and Temperature effect on sensitivity meets the requirements of NTEP HB 44

Anexo F. Características técnicas de sensor.

Autonics INDUCTIVE PROXIMITY SENSOR
CYLINDRICAL TYPE DC 3WIRE

M A N U A L

CE



Thank you very much for selecting Autonics products.
For your safety, please read the following before using.

Caution for your safety

※Please keep these instructions and review them before using this unit.

※Please observe the cautions that follow;

Warning Serious injury may result if instructions are not followed.

Caution Product may be damaged, or injury may result if instructions are not followed.

※The following is an explanation of the symbols used in the operation manual.

Caution: Injury or danger may occur under special conditions.

Warning

1. In case of using this unit with machinery(Ex: nuclear power control, medical equipment, ship, vehicle, train, airplane, combustion apparatus, safety device, crime/disaster prevention equipment, etc) which may cause damages to human life or property, it is required to install fail-safe device.
It may cause a fire, human injury or damage to property.

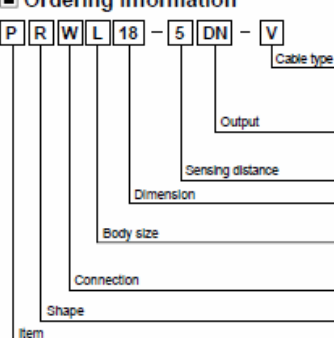
Caution

1. Do not use this unit in place where there are flammable, explosive gas, chemical or strong alkalis, acids.
It may cause a fire or explosion.

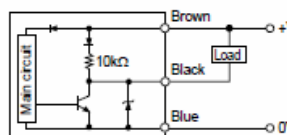
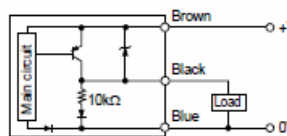
2. Do not impact on this unit.

Ordering information

P R W L 18 - 5 DN - V

	Cable type	No mark	Standard cable
		V	Oil resistant cable
		s	Option
	Output	DN	NPN N.O.(Normally Open)
		DN2	NPN N.C.(Normally Closed)
		DP	PNP N.O.(Normally Open)
		DP2	PNP N.C.(Normally Closed)
	Sensing distance	Number	Standard sensing distance(Unit: mm)
	Dimension	Number	Diameter of head(mm)
	Body size	No mark	Standard
		s	Short body
		L	Long body
	Connection	No mark	DC 3 wire, cable outgoing type
	W	DC 3 wire, cable outgoing connector type	
Shape	R	Cylindrical type	
Item	P	Inductive proximity sensor	

Control output diagram & Load operating

	Main circuit	Normally Open		Normally Closed		
		Presence	Operation Return	Presence	Operation Return	
NPN Output		Sensing target	Presence	Nothing	Presence	Nothing
		Load (Brown-Blue)	Operation	Return	Operation	Return
		Output voltage (Red-Blue)	H	L	H	L
		Indicator (LED)	ON	OFF	ON	OFF
PNP Output		Sensing target	Presence	Nothing	Presence	Nothing
		Load (Red-Blue)	Operation	Return	Operation	Return
		Output voltage (Red-Blue)	H	L	H	L
		Indicator (LED)	ON	OFF	ON	OFF

※The above specifications are subject to change without notice.

Specifications

Model	PR08-1SDN PR08-1SDP PR08-1SDN2 PR08-1SDP2 PRL08-1SDN PRL08-1SDP PRL08-1SDN2 PRL08-1SDP2 PRW08-1SDN PRW08-1SDP PRW08-1SDN2 PRW08-1SDP2 PRM08-1SDN PRM08-1SDP PRM08-1SDN2 PRM08-1SDP2	PR08-2DN PR08-2DP PR08-2DN2 PR08-2DP2 PRL08-2DN PRL08-2DP PRL08-2DN2 PRL08-2DP2 PRW08-2DN PRW08-2DP PRW08-2DN2 PRW08-2DP2 PRM08-2DN PRM08-2DP PRM08-2DN2 PRM08-2DP2	PR12-2DN PR12-2DP PR12-2DN2 PR12-2DP2 PRL12-2DN PRL12-2DP PRL12-2DN2 PRL12-2DP2 PRW12-2DN PRW12-2DP PRW12-2DN2 PRW12-2DP2 PRM12-2DN PRM12-2DP PRM12-2DN2 PRM12-2DP2	PR12-4DN PR12-4DP PR12-4DN2 PR12-4DP2 PRL12-4DN PRL12-4DP PRL12-4DN2 PRL12-4DP2 PRW12-4DN PRW12-4DP PRW12-4DN2 PRW12-4DP2 PRM12-4DN PRM12-4DP PRM12-4DN2 PRM12-4DP2	PR18-5DN PR18-5DP PR18-5DN2 PR18-5DP2 PRL18-5DN PRL18-5DP PRL18-5DN2 PRL18-5DP2 PRW18-5DN PRW18-5DP PRW18-5DN2 PRW18-5DP2 PRM18-5DN PRM18-5DP PRM18-5DN2 PRM18-5DP2	PR18-8DN PR18-8DP PR18-8DN2 PR18-8DP2 PRL18-8DN PRL18-8DP PRL18-8DN2 PRL18-8DP2 PRW18-8DN PRW18-8DP PRW18-8DN2 PRW18-8DP2 PRM18-8DN PRM18-8DP PRM18-8DN2 PRM18-8DP2	PR30-10DN PR30-10DP PR30-10DN2 PR30-10DP2 PRL30-10DN PRL30-10DP PRL30-10DN2 PRL30-10DP2 PRW30-10DN PRW30-10DP PRW30-10DN2 PRW30-10DP2 PRM30-10DN PRM30-10DP PRM30-10DN2 PRM30-10DP2	PR30-15DN PR30-15DP PR30-15DN2 PR30-15DP2 PRL30-15DN PRL30-15DP PRL30-15DN2 PRL30-15DP2 PRW30-15DN PRW30-15DP PRW30-15DN2 PRW30-15DP2 PRM30-15DN PRM30-15DP PRM30-15DN2 PRM30-15DP2	
Sensing distance	1.5mm	2mm	2mm	4mm	5mm	8mm	10mm	15mm	
Response	Max. 10% of sensing distance		2mm	4mm	5mm	8mm	10mm	15mm	
Standard sensing target	8-8+1mm(iron)		12+12+1mm(iron)	18-18+1mm(iron)	25-25+1mm(iron)	30-30+1mm(iron)	45-45+1mm(iron)		
Setting distance	0 to 1.05mm	0 to 1.4mm		0 to 2.8mm	0 to 3.5mm	0 to 5.6mm	0 to 7mm	0 to 10.5mm	
Power supply (Operating voltage)	12-24VDC (10-30VDC)								
Current consumption	Max. 10mA								
Response frequency	1.5kHz	1kHz	1.5kHz	500Hz	500Hz	350Hz	400Hz	200Hz	
Resistor voltage	Max. 2.0V								
Reaction time	10ms ±10% max. of sensing distance at 20°C in temperature range of -25~70°C (PR 108 Series: Max. ±20%)								
Control output	Max. 200mA								
Insulation resistance	Min. 50MΩ at 500VDC (megaohm)								
Dielectric strength	1,500VAC 50/60Hz for 1minute								
Vibration	1mm amplitude at frequency of 10 to 55Hz in each of X, Y, Z directions for 2 hours								
Shock	500m/s(50G) X, Y, Z directions for 3 times								
Indicator	Operating indicator(Red LED)								
Operating temperature	-25 to 70°C, Storage: -30 to 80°C								
Ambient humidity	35 to 95%RH, Storage: 35 to 95%RH								
Protection circuit	Surge protection, Reverse polarity protection, Overload & short circuit protection								
Protection	(P67)(IEC Standards)								
Materials	Case/Hub: Nickel plated Brass, Washer: Nickel plated Iron, Sensing surface: Heat-resistant ABS, Standard cable(Black): Polyvinyl chloride(PVC), Oil resistant cable(Gray): Oil resistant Polyvinyl chloride(PVC)								
Approval	CE								
Unit weight	PR: Approx. 52g PRL: Approx. 54g PRW: Approx. 50g PRM: Approx. 34g	PR: Approx. 72g PRL: Approx. 70g PRW: Approx. 42g PRM: Approx. 70g	PR: Approx. 110g PRL: Approx. 134g PRW: Approx. 58g PRM: Approx. 75g	PR: Approx. 170g PRL: Approx. 215g PRW: Approx. 122g PRM: Approx. 155g					

*Environment resistance is rated at no freezing or condensation.

Dimensions

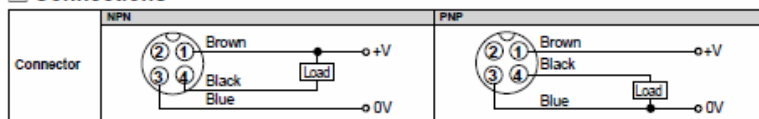
Type	Cable outgoing type		Cable outgoing connector type		Nut & Washer
	MS, M12, M18, M30		MS, M12, M18, M30		
Flush					
Non-flush					

Type		A	B	C	D	E	F	G	H	J
Flush	M8	PR MBX1	30	30	4	-	2,000	3.5	13	15
		PRL MBX1	40	40	4	-	2,000	3.5	13	15
		PRW MBX1	30	30	4	-	300	4	13	15
		PRWL MBX1	40	40	4	-	300	4	13	15
	M12	PR M12X1	46	31.5	4	-	2,000	4	17	21
		PRL M12X1	39	24.5	4	-	2,000	4	17	21
		PRW M12X1	46	31.5	4	-	300	4	17	21
		PRL M12X1	58.5	44	4	-	2,000	4	17	21
	M18	PR M18X1	47.5	29.5	4	-	2,000	5	24	29
		PRL M18X1	80.5	62	4	-	2,000	5	24	29
		PRW M18X1	47.5	29.5	4	-	300	5	24	29
		PRWL M18X1	80.5	62	4	-	300	5	24	29
M30	PR M30X1.5	58	38	5	-	2,000	5	35	42	
	PRL M30X1.5	80	60	5	-	2,000	5	35	42	
	PRW M30X1.5	58	38	5	-	300	5	35	42	
	PRWL M30X1.5	80	60	5	-	300	5	35	42	
Non-flush	M8	PR MBX1	30	30	4	4	2,000	3.5	13	15
		PRL MBX1	40	40	4	4	2,000	3.5	13	15
		PRW MBX1	30	30	4	4	300	4	13	15
		PRWL MBX1	40	40	4	4	300	4	13	15
	M12	PR M12X1	46	31.5	4	7	2,000	4	17	21
		PRL M12X1	39	24.5	4	7	2,000	4	17	21
		PRW M12X1	46	31.5	4	7	300	4	17	21
		PRL M12X1	58.5	44	4	7	2,000	4	17	21
	M18	PR M18X1	47	29	4	10	2,000	5	24	29
		PRL M18X1	80	62	4	10	2,000	5	24	29
		PRW M18X1	47	29	4	10	300	5	24	29
		PRWL M18X1	80	62	4	10	300	5	24	29
M30	PR M30X1.5	58	38	5	10	2,000	5	35	42	
	PRL M30X1.5	80	60	5	10	2,000	5	35	42	
	PRW M30X1.5	58	38	5	10	300	5	35	42	
	PRWL M30X1.5	80	60	5	10	300	5	35	42	

*F type standard. Cable outgoing type: 2,000mm. Cable outgoing connector type: 300mm

*G type: a1.5, 3 cores/Conductor cross section: 0.2mm², Insulator diameter: a1) and a4, 3 cores/a5, 3 cores/Conductor cross section: 0.3mm², Insulator diameter: a1.25)

Connections

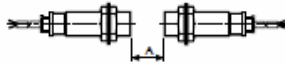


■ Mutual-interference & Influence by surrounding metals

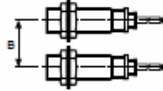
■ Mutual-interference

When several proximity sensors are mounted closely, malfunction of sensor may be caused due to mutual interference. Therefore, be sure to provide a minimum distance between the two sensors with referring to the chart below.

*Face to Face

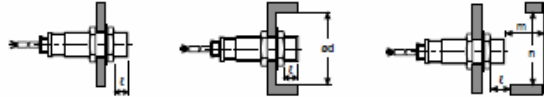


*Parallel



■ Influence by surrounding metals

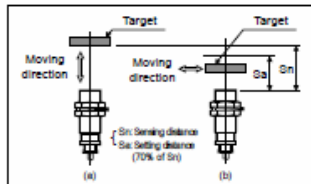
When sensors are mounted on metallic panel, it is required to protect the sensors from being affected by any metallic object except target. Therefore, be sure to provide a minimum distance as below chart.



(Unit: mm)

Model Item	PR_08-1SD	PR_08-2D	PR_12-2D	PR_12-4D	PR_18-4D PRM_18-4D	PR_18-4D PRM_18-4D	PR_30-10D PRM_30-10D	PR_30-16D PRM_30-16D
A	9	12	12	24	30	48	60	90
B	16	24	24	36	36	54	60	90
t	0	8	0	11	0	14	0	15
ad	8	24	12	36	18	54	30	90
m	4.5	6	6	12	15	24	30	45
n	12	24	18	36	27	54	45	90

■ Setting distance



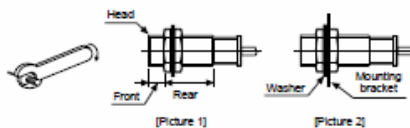
• Sensing distance can be changed by the shape, size or material of the target. Therefore please check the sensing distance like (a), then pass the target within range of setting distance(Sa).

• Setting distance(Sa)

= Sensing distance(Sn) X 70%
Ex) PR30-10D(See ordering information)
Setting distance(Sa) = 10mm X 0.7 = 7mm

■ Caution for using

1. This equipment shall not be used outdoors or beyond specified temperature range.
2. Do not apply over tensile strength of cord. (a: 3.5/25N max. a4: 30N max. a5: 50N max.)
3. Do not use the same conduit with cord of this unit and electric power line or power line.
4. Do not put overload to tighten nut, please use the supplied washer for tightening.



Model	Strength Series	Front		Rear	
		Size	Torque	Size	Torque
PR08	Flush	7mm	40kgf·cm (3.92N·m)	90kgf·cm (8.82N·m)	
	Non-flush	5mm			
PR12	Flush	13mm	65kgf·cm (6.37N·m)	120kgf·cm (11.76N·m)	
	Non-flush	7mm			
PR18	Flush	-	150kgf·cm (14.7N·m)		
	Non-flush	-			
PR30	Flush	25mm	500kgf·cm (49N·m)	800kgf·cm (78.4N·m)	
	Non-flush	12mm			

[Table 1]

Note1) Allowable tightening torque of a nut may be different by the distance from the head. For allowable tightening torque and the range of front and rear parts, refer to [Table 1] and above [Picture 1] respectively. The rear part includes a nut on the head side(see above [Picture 1]). Please apply a tightening torque of the front part when the nut on the front is located in the front part.

Note2) The allowable tightening torque denotes a torque value when using a provided washer as above [Picture 2].

5. Please check the voltage changes of power source in order not to exceed the rated power input.
6. Do not use this unit during transient time(80ms) after apply power.
7. It might result in damage to this product, if use automatic transformer. So please use insulated transformer.
8. Please make wire as short as possible in order to avoid noise.
9. Be sure to use cable as indicated specification on this product. If wrong cable or bended cable is used, it shall not maintain the water proof.
10. It is possible to extend cable with over 0.3mm² and max. 200m.
11. If the target is plated, the operating distance can be changed by the plating material.
12. It may result in malfunction by metal particle on product.
13. If there are machines(motor, welding etc), which occurs big surge around this unit, please install the varistor or absorber to source of surge, even though there is built-in surge absorber in this unit.
14. If connecting the load with big inrush current(DC type bulb) to this unit, the big inrush current will flow because the initial resistance is low. If the current flows, the resistance of load will be bigger, then it will return to standard current. In this case, proximity sensor might be damaged by inrush current. If you use DC type bulb, please connect extra relay or resistance in order to protect proximity sensor.
15. If making a transceiver close to proximity sensor or wire connection, it may cause malfunction.

※ It may cause malfunction if above instructions are not followed.

■ Major products

- Proximity sensors
- Area sensors
- Photoelectric sensors
- Fiber optic sensors
- Door/Door side sensors
- Sensor controllers
- Graphic/Logic panels
- Temperature controllers
- Tachometer/Pulse(Rate) meters
- Temperature/Humidity transducers
- Switching power supplies
- Stepping motors/drivers/motion controllers
- Field network devices
- Laser marking system(CO₂, Nd:YAG)
- Laser welding/soldering system
- Counters
- Timers
- Display units
- Panel meters
- Pressure sensors
- Rotary encoders
- Power controllers

Autonics Corporation
http://www.autonics.com

Satisfiable Partner For Factory Automation

■ HEAD QUARTERS :
41-6, Yongdeop-dong, Yeongdeok, Gyeongsan, 625-047, Korea

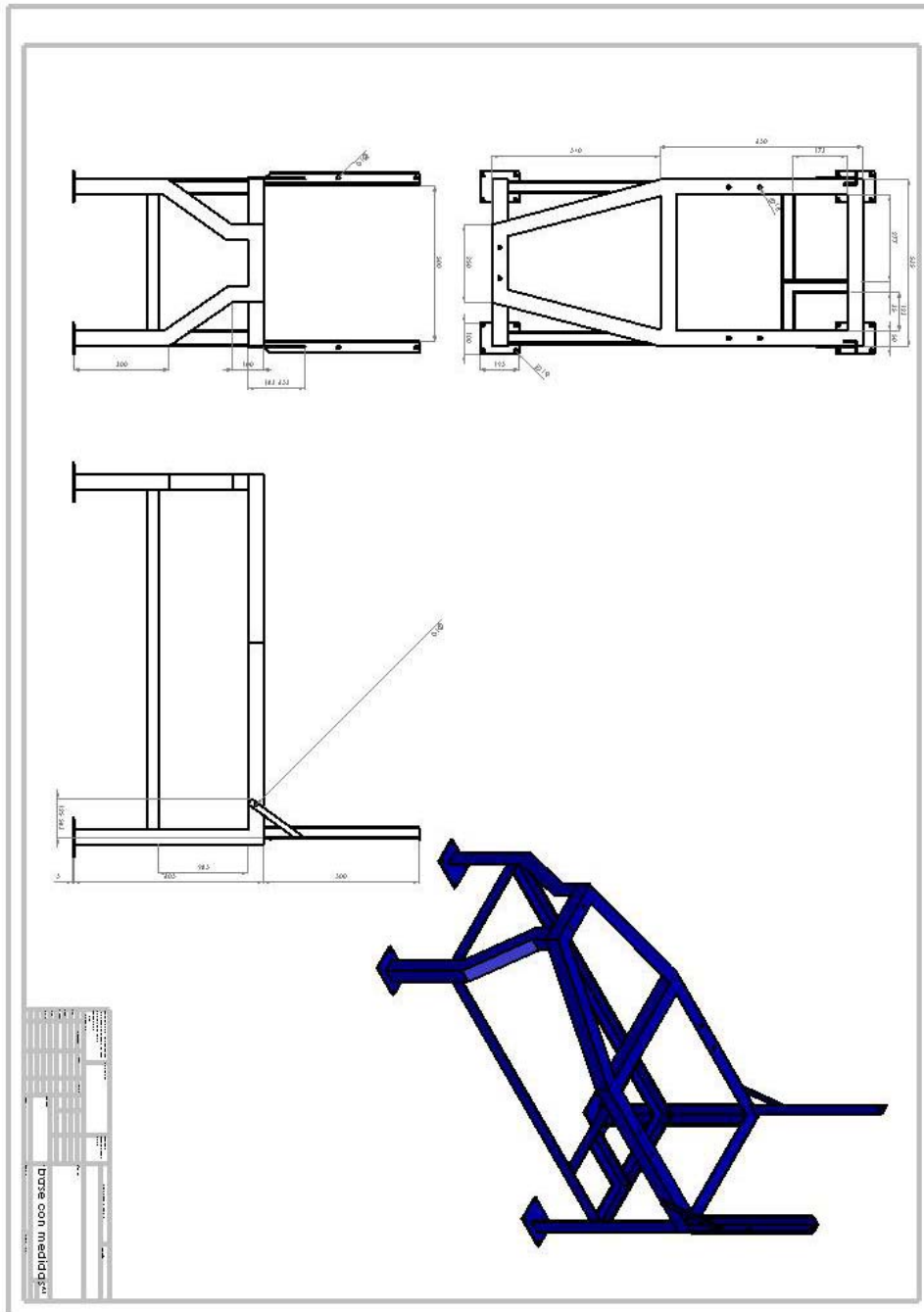
■ OVERSEAS SALES :
Bldg. 402 3rd Fl., Busanwon Techno Park, 100, Yulsan-dong, Nam-gu, Busan-met, Gyeonggi-do, 420-704, Korea
TEL : 82-52-610-2700 / FAX : 82-52-325-0728
E-mail : sales@autonics.com

The proposal of a product improvement and development: product@autonics.com

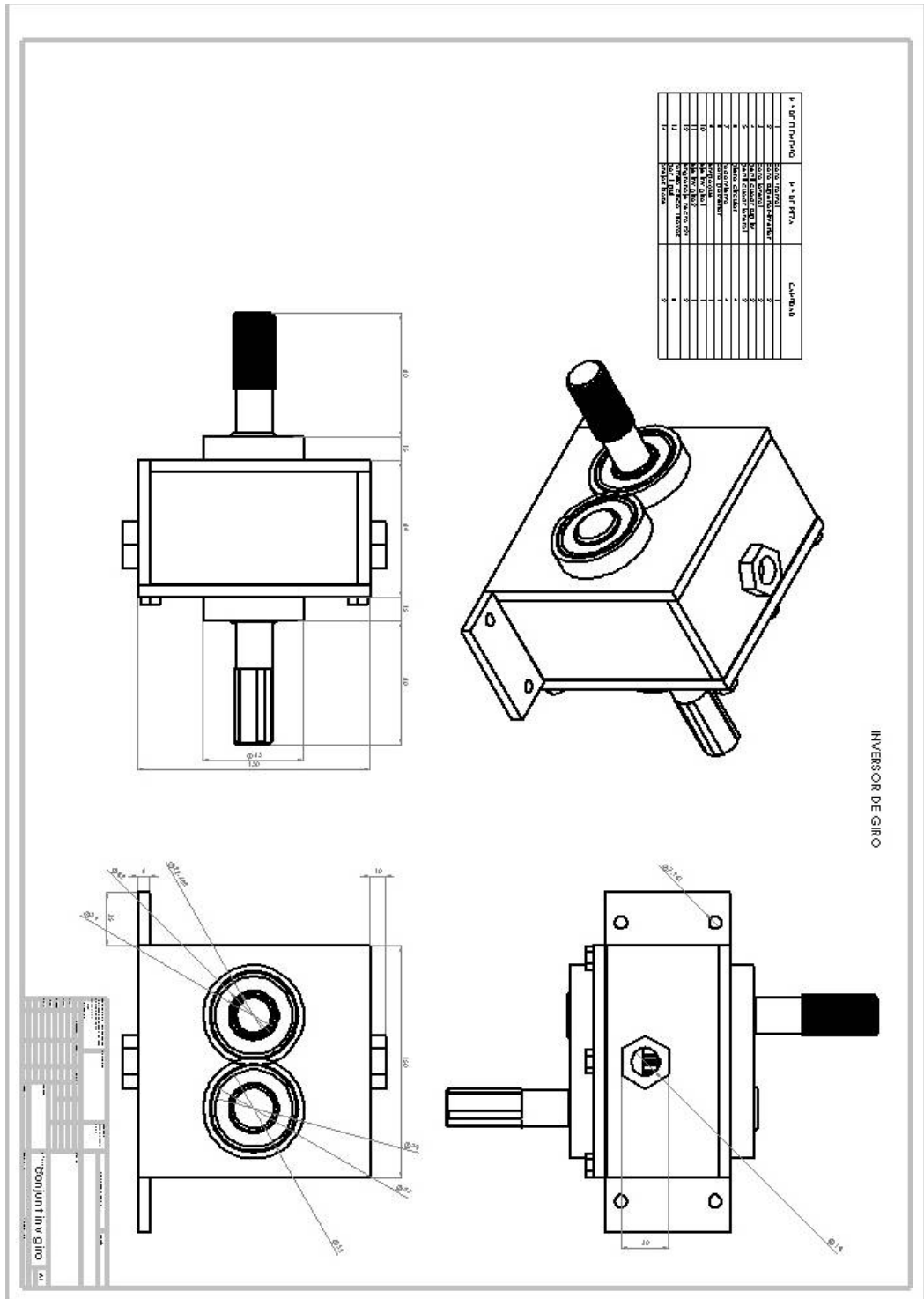
EP-KE-07-0360J

Anexo G: planos.

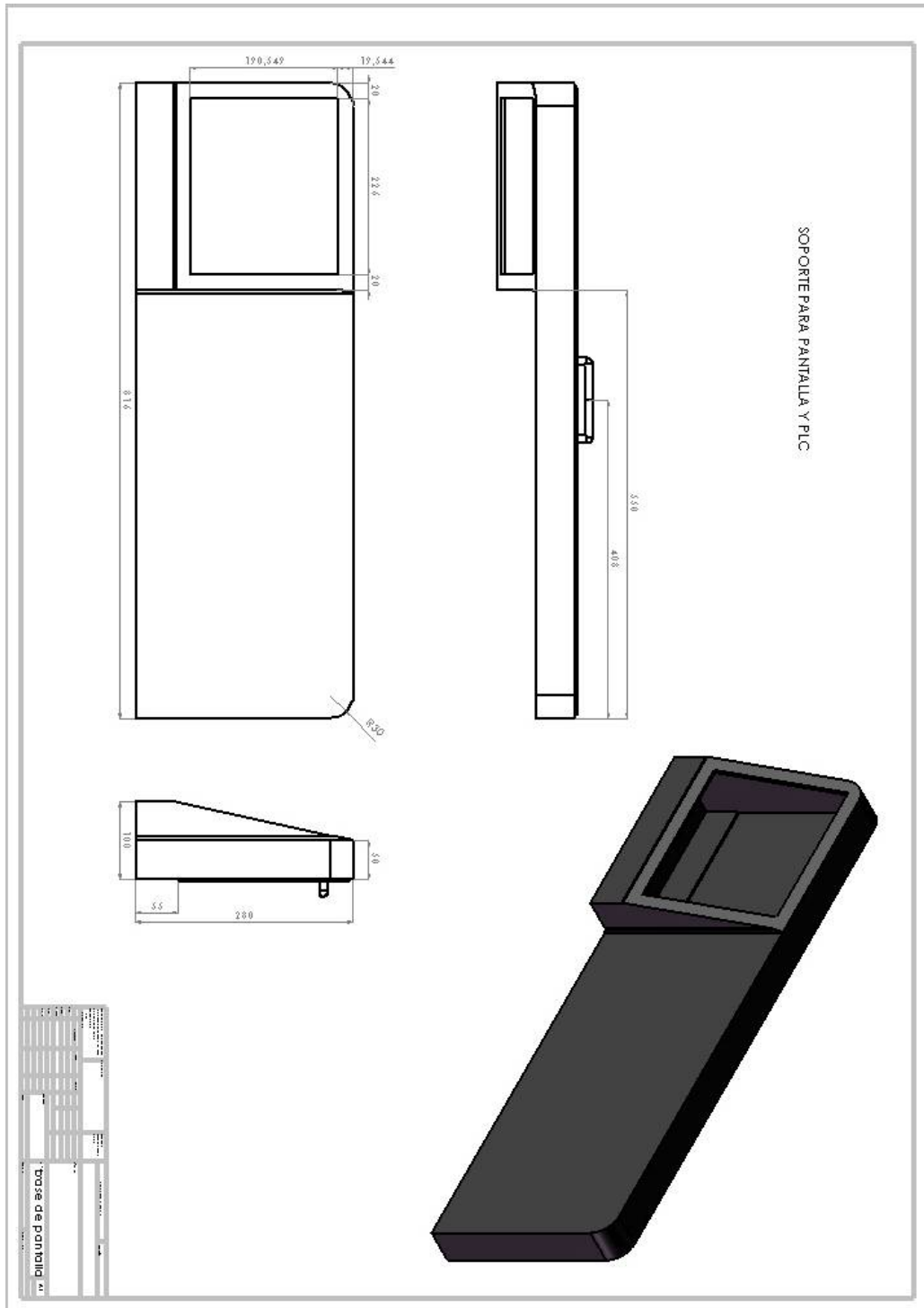
I. Base motor.



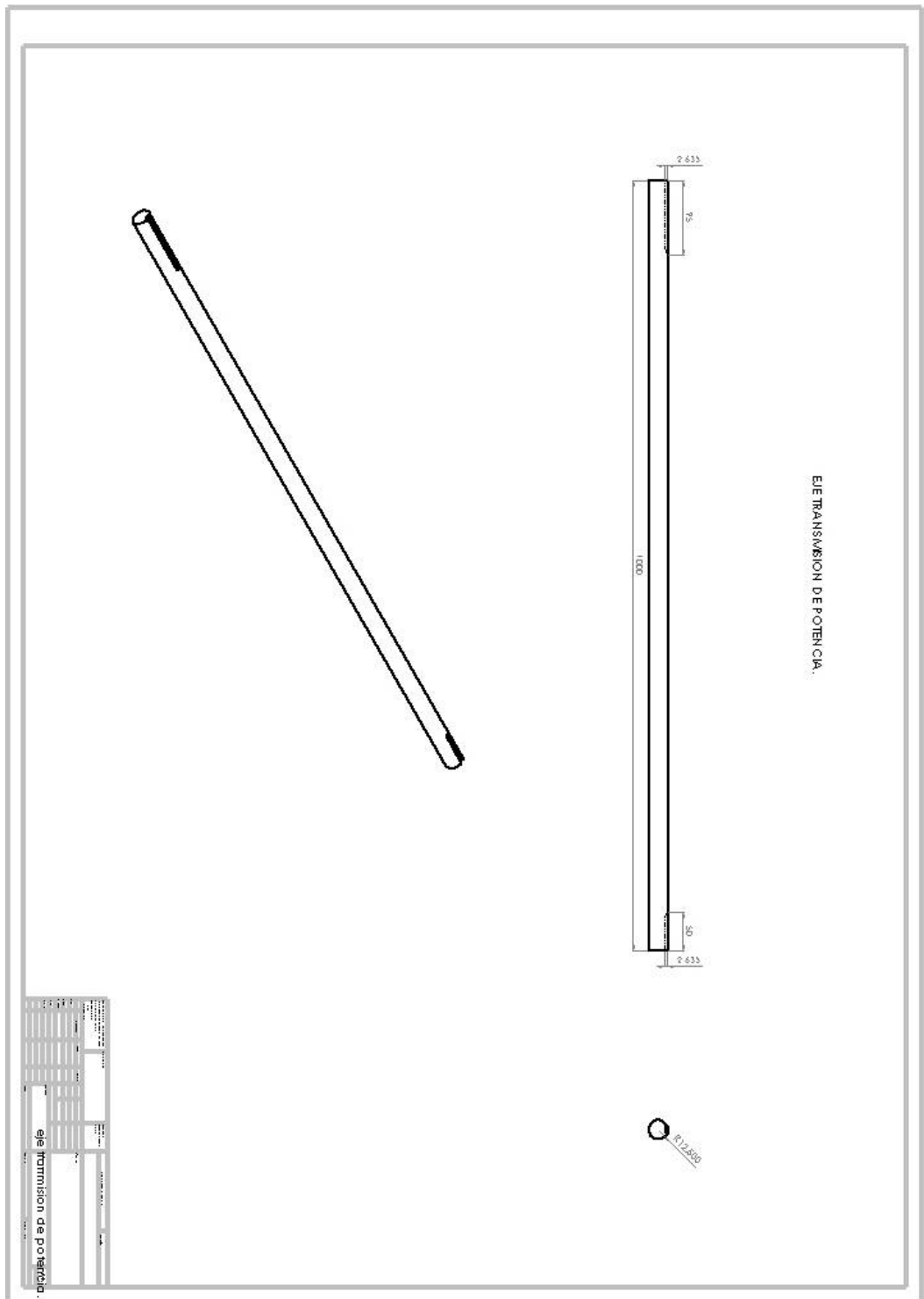
II. Inversor de giro.



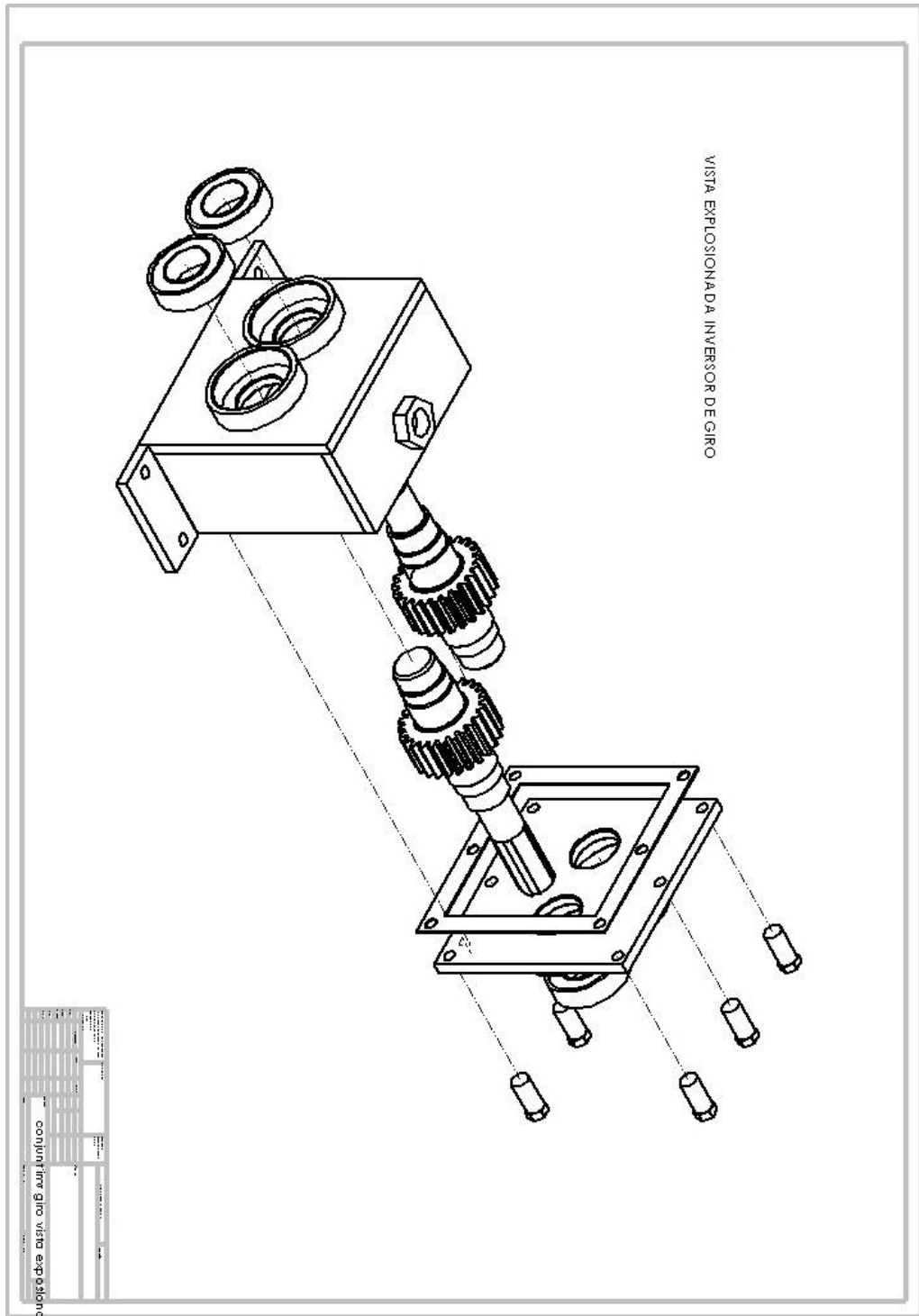
III. Base de pantalla y PLC.



IV. Eje de transmisión de potencia.

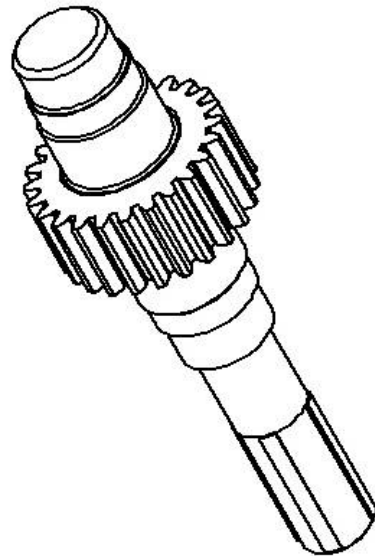


V. Cardan.

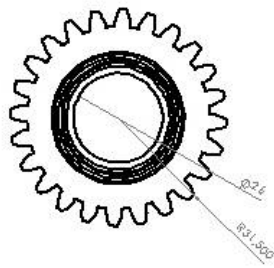
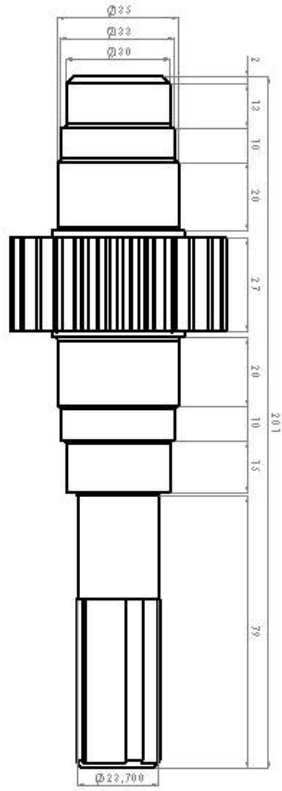


VIII. Eje inductor de giro.

EJE EN EL INVERSOR DE GIRO



ESCALA DE PUNTALES 1:1



ITEM	DESCRIPCION	CANTIDAD	UNIDAD
1	EJE INVERSOR DE GIRO	1	UNIDAD