

ANALISIS ESTATICO Y PUESTA A PUNTO DE UN BANCO DE PRUEBAS DE
MOTOR DIESEL OPERANDO CON GLP EN LA CIUDAD DE BOGOTA

DANIEL SANTIAGO SALCEDO OSORIO

FUNDACION UNIVERSITARIA LOS LIBERTADORES
FACULTAD DE INGENIERIA
INGENIERIA MECANICA
BOGOTA D.C.
2019

ANALISIS ESTATICO Y PUESTA A PUNTO DE UN BANCO DE PRUEBAS DE
MOTOR DIESEL OPERANDO CON GLP EN LA CIUDAD DE BOGOTA

DANIEL SANTIAGO SALCEDO OSORIO

Trabajo de grado para optar por el título de Ingeniero Mecánico

Director
ALEXANDER GARCIA MARIACA
Ingeniero Mecánico

Co-Director
JORGE ARMANDO VILLALBA VIDALES
Ingeniero Mecánico

FUNDACION UNIVERSITARIA LOS LIBERTADORES
FACULTAD DE INGENIERIA
INGENIERIA MECANICA
BOGOTA D.C.

2019

Nota de Aceptación

Presidente del Jurado

Jurado

Jurado

Bogotá D.C. 13 de junio de 2019

Dedico este trabajo a:

Mi padre, quien me ayudó a que este sueño fuera posible.

Mis tíos, que estuvieron conmigo en momentos muy importantes de mi carrera brindándome apoyo.

Mi familia que me acompañó todos estos años; a ellos dedico este trabajo, porque antes de ser profesional ellos siempre me brindaron su amor incondicional.

AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecer primero a mi Dios quien me dio salud, inteligencia y facultad para poder sacar mi carrera adelante

A mis profesores quienes me brindaron parte de sus conocimientos, pero especialmente al ingeniero Alexander Mariaca García, director de este proyecto, quien creyó en mis capacidades y me dio la oportunidad de ser mi tutor en esta ambiciosa investigación.

A mi compañero y amigo David Lara Gonzales quien me acompañó en esta travesía del conocimiento que me dejó el regalo de su amistad.

TABLA DE CONTENIDO

1. INTRODUCCIÓN.....	11
2. OBJETIVOS.....	12
2.1. OBJETIVO GENERAL.....	12
2.2. OBJETIVOS ESPECIFICOS.....	12
3. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA Y PREGUNTA DE INVESTIGACIÓN 13	
3.1. DEFINICION DEL PROBLEMA	13
3.2. PREGUNTA DE INVESTIGACION.....	13
4. JUSTIFICACIÓN.....	14
5. MARCO DE REFERENCIA	15
5.1. MARCO TEORICO Y CONCEPTUAL	15
El diseño mecánico.....	15
Tipo de carga.....	16
Diagrama de cuerpo libre (DCL)	17
Esfuerzo normal.....	17
Esfuerzo cortante.....	18
Deformación unitaria.....	19
Estado de esfuerzo	21
Esfuerzos principales.....	21
Circulo de Mohr	22
Teoría de falla de materiales dúctiles por carga estática	23
Factor de seguridad	24
Diseño en pernos.....	25
Diseño en soldadura	28
Principios del diseño de la soldadura	29
5.2. ESTADO DEL ARTE.....	30
6. MATERIALES.....	33
7. METODOLOGIA.....	38
8. CAPITULO 1 ANALISIS ESTRUCTURAL	39

8.1.	SOPORTE DEL SENSOR DE TORQUE	39
	Diseño de pernos.....	46
8.2.	SOPORTES DEL SISTEMA DE ADMISION.....	48
	Diseño de pernos.....	49
8.3.	DISEÑO DE SOLDADURA EN EL SOPORTE DEL GENERADOR	51
8.4.	VALIDACION MEDIANTE SOFTWARE ANSYS	52
	SOPORTE DEL SENSOR DE PAR	52
	Factor de seguridad por cortante máximo	52
	Factor de seguridad por energía de distorsión.	53
	PERNOS DEL SOPORTE DEL SENSOR DE PAR.....	54
	Esfuerzo normal (Von Mises).....	54
	Por esfuerzo cortante máximo	55
	Factor de seguridad.....	55
	SOPORTE DEL SISTEMA DE ADMISION	56
	Por esfuerzo normal (von mises)	56
	Factor de seguridad por Cortante máximo.....	57
	PERNOS DEL SISTEMA DE ADMISION	57
	Esfuerzo cortante máximo sobre el perno superior	57
	Factor de seguridad por cortante máximo Del perno superior	58
	Esfuerzo cortante máximo en el perno inferior	59
	Factor de seguridad por cortante máximo del perno inferior.....	59
	SOPORTE DEL GENERADOR	60
	Esfuerzo se tensión (von Mises).....	60
	Factor de seguridad por cortante máximo	60
9.	CAPITULO 2 MONTAJE EXPERIMENTAL	61
	9.1. Instalación del generador.....	61
	9.2. Fabricación de los soportes del sensor de torque	62
	9.3. Ubicación de los soportes del sensor de torque.	63
	9.4. Fijación del motor sobre el banco	63
	9.5. Adquisición de los acoples de junta universal y flexible tipo araña	64
	9.6. Alineación de los ejes del motor, sensor de torque y generador	65
	9.7. Diseño y fabricación del eje de toma de velocidad del sensor Encoder	65
	9.8. Diseño y fabricación del soporte del sensor Encoder	66

9.9.	Ensamble del sensor Encoder en el montaje.....	66
9.10.	Diseño y Fabricación de los soportes del sistema de admisión.....	66
9.11.	Ubicación del calentador eléctrico sobre los soportes.....	67
9.12.	Calibración del sensor MAF en el túnel de viento.....	67
9.13.	Acople del sensor MAF	68
9.14.	Diseño y fabricación de la pieza de inyectores.....	68
9.15.	Elección y compra de codos de silicona	69
9.16.	Compra y adaptación de un tubo de PVC	69
9.17.	Compra de láminas y fabricación de tobera y difusor.....	69
9.18.	Montaje del riel de inyectores	70
9.19.	Ajuste de la línea de admisión y eliminación de fugas	70
9.20.	Tubería de escape para toma de datos	71
10.	CAPITULO 3. MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO	71
10.1.	ESPECIFICACIONES TECNICAS Y DATOS.....	71
	Partes del motor	71
10.2.	PRECAUCIONES Y USO.....	73
	• Precauciones con los gases de escape.....	73
	• Precauciones al llenar el combustible.....	73
	• Prevención de incendios.....	74
	• Precauciones alrededor del motor	74
10.3.	OPERACIÓN DEL BALCO DE PRUEBAS.....	75
	Arranque.....	75
	Marcha del motor.....	75
	Chequeos	76
	Parada del motor	76
	Condiciones de operación	76
	Recomendaciones de seguridad en condiciones de operación	77
	Después de la operación	77
10.4.	MANUAL DE MANTENIMIENTO.....	78
	Mantenimiento y chequeo diario	78
	Mantenimiento diario	78
	Mantenimiento programado.....	79
	Combustible y Lubricantes.....	80

10.5. MODOS DE FALLA	81
El motor no arranca	81
El motor se detiene repentinamente	81
Pérdida de potencia del motor	82
El calentador no enciende	82
Vibraciones excesivas	83
11. CONCLUSIONES	84
12. RECOMENDACIONES.....	85
13. Bibliografía.....	86
14. ANEXOS.....	88
ANEXO 1 PLANO GENERAL DILINDRO DE INYECTORES.....	88
ANEXO 2 PLANO DETALLE 1 CILINDRO DE INYECTORES.....	89
ANEXO 3 PLANO DETALLE 2 CILINDRO INYECTORES.....	90
ANEXO 4 PLANO DEL EJE DEL ENCODER.....	91
ANEXO 5 PLANO ENSAMBLE SOPORTE-SENSOR DE PAR	92
ANEXO 6 PLANO DEL SOPORTE SUPERIOR DEL SENSOR DE PAR.....	93
ANEXO 7 PLANO DEL SOPORTE SUPERIOR DEL SENSOR DE PAR.....	94
ANEXO 8 SOPORTE DEL SISTEMA DE ADMISION	95
ANEXO 9 PLANO DIFUSOR DEL FILTRO	96
ANEXO 10 PLANO TOBERA DEL MOTOR	97
ANEXO 11 PLANO DETALLE BRIDA	98
ANEXO 12 TUBERIA DE ESCAPE	99
ANEXO 8 TABLAS DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO	100

RESUMEN

La puesta a punto es un concepto utilizado en la ingeniería práctica en el cual se sincroniza el movimiento de los elementos de una máquina, para el caso puntual de este proyecto se sincronizara el movimiento del cigüeñal de un motor de combustión interna con el movimiento de los árboles de levas de admisión y escape del mismo para así obtener la “máxima” potencia del motor; para que dicha sincronización se haga de manera correcta se deben tener conocimientos básicos en la teoría aplicada a un motor de combustión. En este proyecto la puesta a punto no hace referencia a los elementos del motor propiamente sino a la sincronización del motor con los demás elementos que conforman el banco de pruebas como lo son el generador y los inyectores de GLP entre otros; para esto es necesario un conocimiento básico en el funcionamiento de dichos componentes del banco, de otro modo no se podría garantizar un correcto funcionamiento de estos.

El análisis estructural de soportes de elementos mecánicos, es muy importante debido a que todas las partes del conjunto deben estar en condiciones óptimas no sólo para una correcta operación sino para la seguridad de las personas, esto incluye factores de seguridad aceptables. Debido a la forma cronológica como sucedieron los eventos en este proyecto de investigación el diseño e instalación de algunos soportes ocurrió primero que la adquisición de la pieza que se sujetaría de dicho soporte.

Los manuales de operación y mantenimiento adquieren suma importancia en este proyecto ya que las modificaciones presentes en partes esenciales del mismo como el motor requieren especial atención y de igual manera en las demás; en el manual de operaciones se presenta una manera secuencial y correcta de manipular los elementos disponibles. Por otro lado el manual de mantenimiento cuenta con revisiones preventivas y programadas que evitan o postergan la falla de los elementos.

1. INTRODUCCIÓN

Dentro del diseño de elementos normalizados en la ingeniería mecánica podemos encontrar elementos de sujeción entre otros, y es precisamente ese diseño el que se aplica en este proyecto. Algunos soportes y apoyos de los elementos fundamentales del proyecto están fijados mediante pernos como el caso específico del motor, o mediante soldadura en el caso del generador. Sin importar el método de sujeción utilizado estos elementos se ven expuestos a cargas calculadas anticipadamente, de modo que hallar el factor de seguridad de los pernos y la soldadura es de vital importancia.

Cuando se tiene un conjunto de elementos mecánicos funcionando integralmente se debe mostrar la forma de ser puestos en marcha de manera correcta para así evitar accidentes que pongan en riesgo la vida del operario o en el mejor de los casos el daño o deterioro del banco de pruebas; la forma correcta se muestra detalladamente en un manual de operaciones que incluye el paso a paso para el encendido del motor como única fuente de movimiento y las condiciones a tener en cuenta antes y después del encendido.

Actualmente en la industria se tiene una cultura errada de que “la falla me indica lo que está mal”, pero un ingeniero proactivo y prudente no espera a la falla para realizar la programación del mantenimiento de un elemento o maquina; por este motivo también se presenta un manual de mantenimiento que incluye los indicadores en los cuales se debe basar el mantenimiento preventivo del banco de pruebas; también incluye los métodos de falla en los que cada elemento podría verse involucrado, esto da una amplia información de cómo está funcionando cada elemento del banco.

2. OBJETIVOS

2.1. OBJETIVO GENERAL

Poner a punto y elaborar manuales de operación y mantenimiento de un banco de pruebas de motores de combustión interna.

2.2. OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Identificar los componentes del banco de pruebas para puesta a punto del mismo.
- Diseñar y fabricar elementos que permitan la puesta a punto del banco.
- Elaborar un manual de operación y mantenimiento que involucre los elementos del banco de pruebas.

3. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA Y PREGUNTA DE INVESTIGACIÓN

3.1. DEFINICION DEL PROBLEMA

La puesta en marcha del GLP en motores diésel se encuentra en desarrollo en vehículos motorizados de funcionamiento activo en la ciudad de Bogotá; lo que implica que el montaje experimental de un motor monocilíndrico de encendido por alta compresión de 10 caballos de potencia con modificación en su sistema de admisión no ha sido motivo de estudio en este tipo de investigación. Por tal motivo para el consiguiente proyecto se exige la presentación de un análisis estructural, el desarrollo de un manual de operación y mantenimiento.

3.2. PREGUNTA DE INVESTIGACION

Basado en el análisis estructural del banco de pruebas de un motor de combustión diésel monocilíndrico con una modificación en la admisión ¿Cuáles son los elementos necesarios para que un banco de pruebas de motores de combustión interna opere de manera confiable y qué recomendaciones deben estar incorporadas en los manuales?

4. JUSTIFICACIÓN

Los montajes experimentales requeridos para desarrollar una investigación deben ajustarse a las necesidades de la misma; esto implica que dichos ajustes sean realizados de manera cuidadosa ya que cada detalle influye en los resultados experimentales del proyecto global. Del mismo modo se ve necesario diseñar, seleccionar, implementar y fabricar elementos que puedan utilizarse de manera idónea. Entre estos elementos se pueden destacar acoples para tubería, acoples flexibles para ejes o soportes diseñados especialmente para ubicar elementos en una posición determinada. Por este motivo es muy importante el desarrollo del montaje experimental y puesta a punto del banco de pruebas de un motor de combustión interna diésel operando con GLP al igual que el desarrollo de manuales que faciliten la interacción con los elementos del mismo y el cuidado correcto.

El análisis estático de las estructuras involucradas en el banco de pruebas permite hallar los factores de seguridad que avalan el proyecto desde un punto de vista estructural, ya que sin ellos no se recomienda realizar pruebas sobre cualquier elemento; de igual modo una mala operación involucra riesgos sobre los elementos mecánicos que se pueden evitar con la revisión de un manual de operación y mantenimiento.

5. MARCO DE REFERENCIA

5.1. MARCO TEORICO Y CONCEPTUAL

Esta investigación está basada en conceptos teóricos enfocados en el análisis estructural de elementos dúctiles sometidos a carga estática.

El diseño mecánico

El diseño mecánico es conocido como un proceso iterativo el cual surge como respuesta a la identificación de una necesidad en la sociedad, la manera como se identifique la necesidad no tiene relevancia, pero brinda la oportunidad para plantear un problema que el ingeniero debe resolver; este problema contiene las propiedades específicas que debe poseer un elemento o maquina a diseñar, estas propiedades pueden hacer referencia a las dimensiones espaciales (G. Budynas & Nisbett, 2008), a las características del material, a la geometría o a la función dentro de un conjunto de elementos entre otras.

Todos los elementos utilizados en ingeniería cumplen una función específica dentro de una estructura o mecanismo, y es precisamente esa función la que determina los criterios de diseño que se deben tener en cuenta a la hora de fabricarlo. Algunos de los criterios más importantes encontramos:

- Tipo de material

Hace referencia a las propiedades mecánicas, físicas, químicas o térmicas de cada material específicamente.

- Función o relevancia del elemento

Cuando se diseña elemento dentro de un conjunto de piezas mecánicas se debe establecer su relevancia dentro del conjunto, es decir, si el elemento falla, ¿la maquina no puede continuar en operación? O si por el contrario el elemento falla, ¿se debe detener la maquina?

- Afectación de vidas humanas

Este es el criterio más importante del proceso de diseño y es por el cual el concepto de “factor de seguridad” existe en la actualidad. El diseño en la ingeniería antes de cumplir una función debe proteger la vida humana.

- Tipo de carga

Cuando se define la función de un elemento se conoce que tipo de cargas va a experimentar cuando esté en funcionamiento, estas serán estáticas (sin presencia de aceleración) o dinámicas (con presencia de aceleraciones).

Tipo de carga

Entre los tipos de carga tenemos 4 clases de carga.

TIPO DE ELEMENTO	Carga constante en el tiempo	Carga variable en el tiempo
Elemento Fijo	Clase 1	Clase2
Elemento Móvil	Clase 3	Clase 4

Tabla 5.1 Tipos de cargas. Fuente autor.

Las clases de la carga son conocidas por estos dos autores (Norton, 2011). Como: las combinaciones de la tabla5.1; la clase 1 hace referencia a elementos cuasi estáticos que no soportan una carga variable en el tiempo como una prensa utilizada en un taller mecánico; la clase 2 contiene aquellos elementos cuasi estáticos que experimentan acción de cargas variables en el tiempo como un edificio o un puente; la clase 3 se refiere a un elemento móvil que experimenta una carga constante en cualquier intervalo de tiempo que es el caso de una herramienta de corte utilizado en un centro de mecanizado CNC y por último la clase 4 se refiere a los elementos que están en movimiento y al mismo tiempo está bajo la acción de cargas variables en el tiempo como los componentes internos de un motor de combustión interna tales como cigüeñal, biela o sistema de freno de disco

El punto de aplicación de la carga y la dirección de esta indica el tipo de análisis que se debe llevar a cabo.

- **Análisis bidimensional**

Un análisis bidimensional se realiza cuando las cargas y sus direcciones coexisten en el mismo plano de aplicación, es decir, la dirección de todas las fuerzas se pueden expresar como funciones en un mismo plano cartesiano como es el caso de un tornillo siendo apretado en un agujero roscado, el par que se aplica al tornillo para apretarlo gira en torno al mismo eje y por consiguiente existe en el mismo plano.

Análisis tridimensional

Un análisis tridimensional es requerido cuando las direcciones de las fuerzas aplicadas al elemento pueden ser expresadas mediante los vectores unitarios \hat{i} , \hat{j} y \hat{k} .

Diagrama de cuerpo libre (DCL)

El DCL es una herramienta grafica utilizada para expresar el sistema de fuerzas que actúan sobre un elemento; en este diagrama se muestran las fuerzas y momentos aplicados al igual que las dimensiones del cuerpo a estudiar. La figura 5.1 muestra un ejemplo de DCL realizado sobre una estructura.

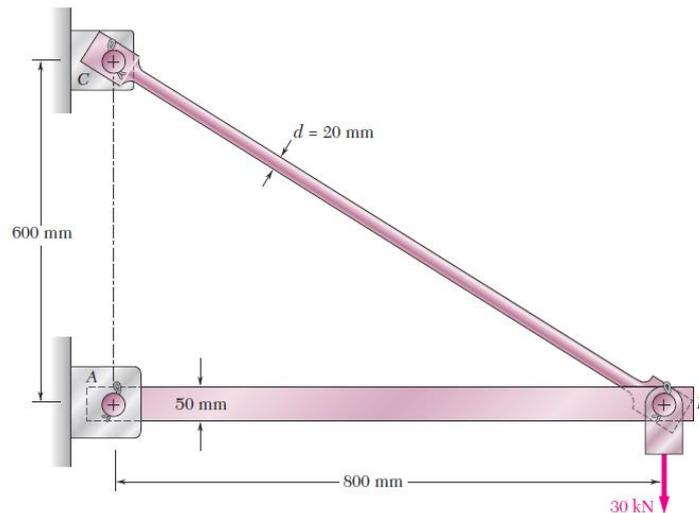


Figura 5.1 Diagrama de Cuerpo Libre

Fuente: Mecánica de Materiales 6ta edición pag.5

Con un DCL definido es más sencillo operar las fuerzas y momentos sobre los diferentes puntos de una estructura o máquina y así poder realizar un análisis completo.

Esfuerzo normal

El concepto de esfuerzo es explicado textualmente en el libro Mecánica de Materiales “La fuerza por unidad de área, o la intensidad de las fuerzas distribuidas a través de una sección dada, se llama *esfuerzo* en esa sección...” (Beer, Johnstnon, Jr, DeWolf, & Mazurek, 2013).

La forma matemática de calcular el esfuerzo en una sección transversal de u elemento es:

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (1)$$

Se utiliza la letra σ (sigma) para hacer referencia al esfuerzo normal a una superficie. Las unidades para el esfuerzo son: en SI *pascal* (Pa) con sus respectivos múltiplos y en unidades inglesas libras (lb) con sus respectivos múltiplos.

Es importante resaltar que el valor del esfuerzo calculado en la ecuación (1) es un valor promedio, esto es importante saberlo especialmente cuando la carga es aplicada en una línea de acción que no pasa por el centroide del elemento.

En las aplicaciones de ingeniería todos los elementos sometidos a alguna carga experimentan en su interior el esfuerzo normal

Esfuerzo cortante

Este es un esfuerzo diferente al normal σ mostrado anteriormente, el esfuerzo cortante es causado por fuerzas cortantes que tienen una dirección paralela a la sección transversal de un elemento, estas fuerzas tienen la misma magnitud pero opuesta dirección; por este motivo las partículas del elemento posicionadas en la sección transversal de estudio están sometidas a un esfuerzo cortante.

Este esfuerzo se simboliza con la letra griega τ (tau) y su relación con la fuerza y el área es similar a la del esfuerzo normal

$$\tau = \frac{P}{A} \quad (2)$$

El esfuerzo cortante está presente principalmente en pasadores, remaches o pernos, elementos que experimentan una carga en dirección paralela a su sección transversal; en algunos casos estos elementos son expuestos a cortante doble que es el caso particular de los pasadores de una cadena de bicicleta, la única diferencia entre el cortante simple y doble es que el área de aplicación de la fuerza es mayor, de hecho es 2 veces la del cortante simple

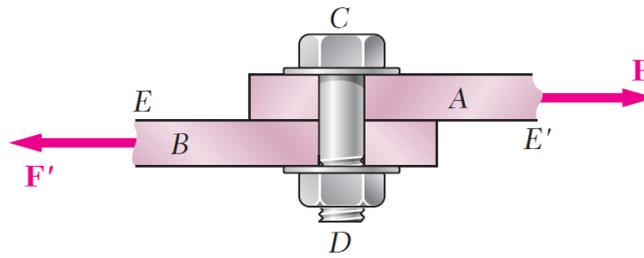


Figura 5. 2 Perno Sometido a Cortante Simple.

Fuente: Mecánica de Materiales 6ta edición pag.10

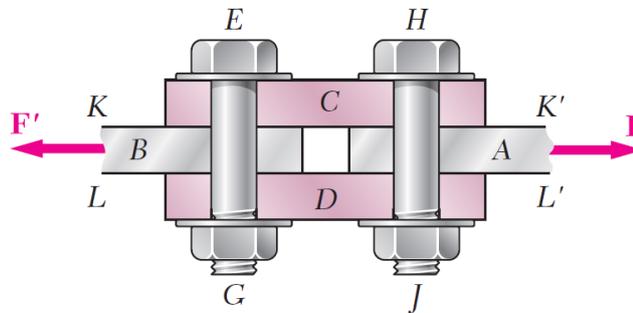


Figura 5. 3 Pernos a Cortante Doble.

Fuente: Mecánica de Materiales 6ta edición pag.10

$$\tau = \frac{P}{A} = \frac{P}{2A} \quad (3)$$

Deformación unitaria

La deformación unitaria es una relación matemática entre qué tanto se “alarga o comprime” la geometría de un cuerpo y su longitud, es decir, cual es la “medida” de la deformación de un cuerpo por cada unidad de longitud.

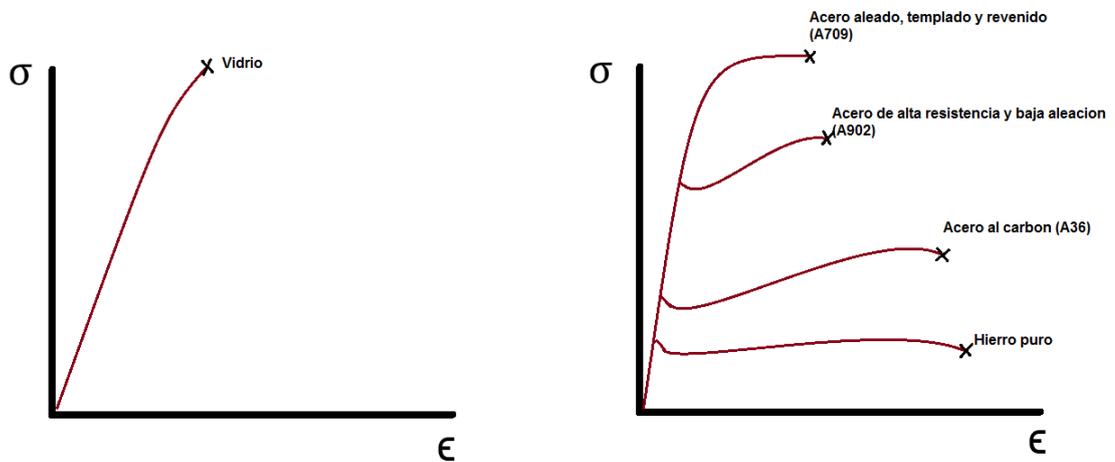
Cualquier carga aplicada sobre un cuerpo sin importar la magnitud o la dirección genera una deformación sobre el mismo, esta deformación es tomada en cuenta por un ingeniero ya que es inevitable que un elemento se deforme bajo la acción de una fuerza; como es el caso de los puentes en los cuales la dilatación de los

materiales debido a la temperatura aumentan las dimensiones considerablemente.

Un ingeniero debe tener en cuenta que aunque es imposible evitar la deformación, ésta tampoco puede exceder un valor límite ya que evitaría que la estructura o mecanismo cumpla con el propósito por el cual fue diseñada.

El concepto de deformación no se tiene en cuenta al momento de realizar un análisis estático sobre una estructura, por lo que no siempre es posible calcular las fuerzas internas sobre estructura mediante los métodos estáticos ya que un estudio estático involucra la suposición de que un elemento es rígido indeformable, lo cual es total mente falso en la práctica.

La deformación es incluida en el estudio de resistencia de materiales en el cual cumple un papel muy importante ya que cada material solido en particular tiene un diagrama de esfuerzo deformación específico. Este diagrama es una relación que asigna un valor de deformación a un esfuerzo aplicado, este varía dependiendo del material y del tratamiento térmico aplicado sobre el en el caso de los metales, es decir la curva mostrada en el diagrama depende exclusivamente de las propiedades del material y no de la geometría. Aún materiales frágiles que tienen una estructura más “indeformable” sufren deformaciones pero de manera menos notable que los dúctiles. En la gráfica (1) se muestra la diferencia entre el comportamiento frente al esfuerzo en un material dúctil y uno frágil.



Gráfica 1 Diagramas de Esfuerzo-Deformación para Materiales Frágiles y Dúctiles Respectivamente

Fuente: Autor

La deformación es el “alargamiento” o diferencia entre la medida de la dimensión original (sin carga) y la dimensión con la pieza cargada, esta se denota con la letra minúscula δ (delta); la deformación unitaria ϵ (épsilon) es la cantidad de deformación que tiene un cuerpo con unidad de longitud, este parámetro

corresponde al eje de las abscisas y el esfuerzo a las ordenadas. La ecuación (4) muestra la relación para la deformación unitaria.

$$\epsilon = \frac{\delta}{L} \quad (4)$$

Donde L es la longitud del elemento sin ser sometido a carga.

Estado de esfuerzo

Es aquel que bajo las condiciones dadas involucra esfuerzos cortantes además de esfuerzos normales. La figura (5.4) muestra un estado de esfuerzos general para un elemento.

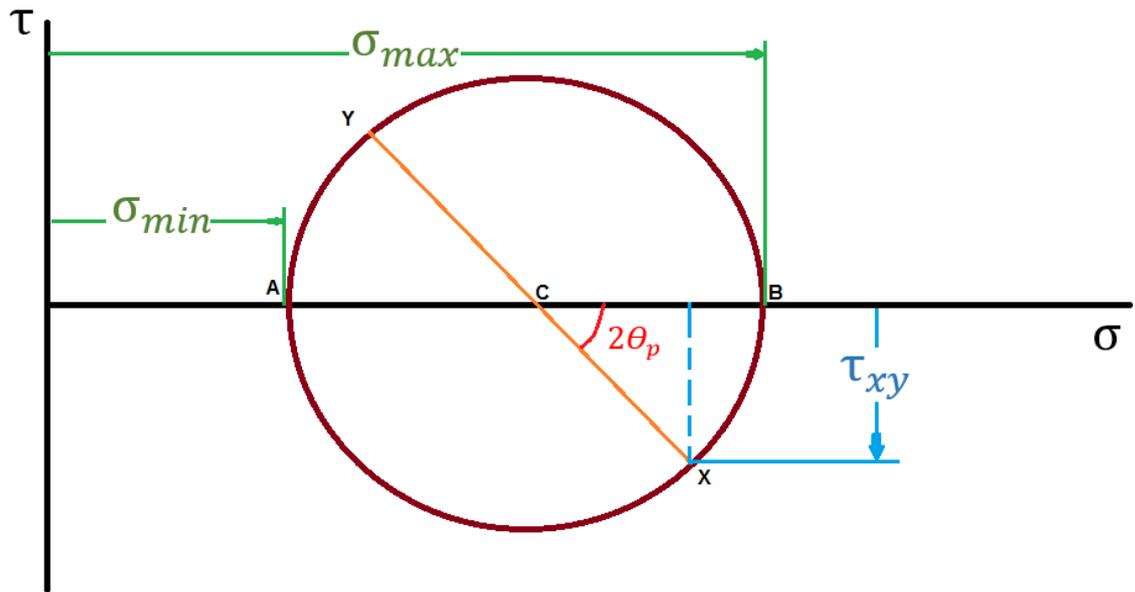
Esfuerzos principales

Cuando un elemento está cargado se presentan esfuerzos internos como se explicó anteriormente, estos esfuerzos generalmente se representan de manera normal o cortante a la superficie, pueden existir situaciones donde se presentan los esfuerzos de manera pura como el cortante puro en el caso de un perno a cortante simple; pero también existen oportunidades en las que el estado de esfuerzo de una partícula combina los dos esfuerzos, es decir, cuando el elemento se encuentra sometido a una carga, la partícula está experimentando tanto el esfuerzo normal como el cortante al mismo tiempo.

Si imaginariamente se pudiera girar esa partícula determinado ángulo en el espacio de tal manera que los esfuerzos cortantes desaparecieran y por consiguiente su estado de esfuerzo involucrara solamente esfuerzos normales; estos esfuerzos serían considerados los esfuerzos principales a tensión o compresión. Del mismo modo, si partiendo de este ángulo imaginario se girara 45° más la partícula de tal forma que ahora los esfuerzos que experimenta son netamente cortantes se tiene que en esta posición están los esfuerzos principales a cortante o cortante máximo.

Circulo de Mohr

Es un método grafico por el cual se encuentran los esfuerzos principales de un elemento en donde los parámetros que conforman el círculo tienen relación directa con las características de un estado de esfuerzos específico. La grafica (2) muestra la geometría de un círculo de Mohr que equivale al estado de esfuerzos de la figura (5.4)



Grafica 2 Circulo de Mohr para un Estado de Esfuerzos General.

Fuente: Autor.

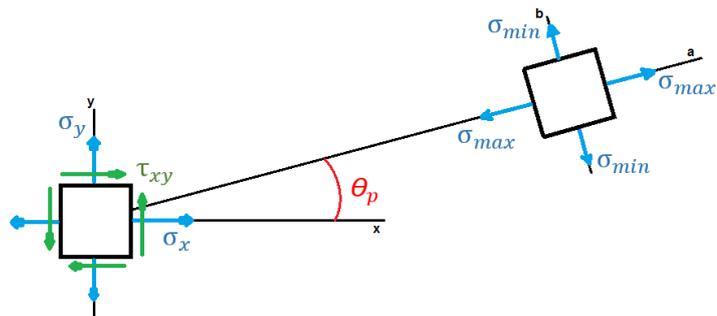


Figura 5. 4 Estado de Esfuerzos.

Fuente: Autor

Teoría de falla de materiales dúctiles por carga estática

Los elementos dúctiles tienen un límite a la fluencia mucho más bajo que su resistencia última, esto implica que el material tiene una zona plástica en la cual “fluir” antes de fracturarse; aunque un elemento no llegue a su resistencia última puede “fallar” aun sin haberse roto si los criterios de diseño no admiten una deformación permanente en el elemento.

Existen varias teorías de falla para un material dúctil sometido a carga estática, sin embargo para esta investigación se utilizarán la teoría de la energía de distorsión (de Von Mises Hencky) y la teoría del esfuerzo cortante máximo ya que según el libro *Diseño de Maquinas* son las que “están estrechamente de acuerdo con los datos experimentales” (Norton, 2011, pág. 175)

- Teoría de la energía de distorsión

Esta teoría afirma que la deformación de la estructura de un material está directamente relacionado con el esfuerzo cortante debido a que la fuerza ejercida sobre el cuerpo “distorsiona” la geometría y se producen deslizamientos entre las partículas, y se conoce como “esfuerzo cortante”

El esfuerzo aplicado por esta teoría de falla está determinado para un caso bidimensional como:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad (5)$$

El factor de seguridad dado para esta teoría de falla es:

$$FS = \frac{S_y}{\sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_3 + \sigma_3^2}} \quad (6)$$

Donde σ_1 y σ_3 son los esfuerzos principales para el caso bidimensional donde $\sigma_2 = 0$

- Teoría del esfuerzo cortante máximo

Esta teoría plantea que un elemento falla cuando la resistencia a la fluencia por cortante es superada por su esfuerzo cortante aun cuando la pieza esté cargada axialmente; donde la resistencia al cortante es aproximadamente la mitad de su resistencia a la fluencia

$$S_{ys} = 0,5 S_y \quad (7)$$

El factor de seguridad para esta teoría es:

$$FS = \frac{S_{ys}}{\tau_{max}} = \frac{S_y}{(\sigma_1 - \sigma_3)} \quad (8)$$

Factor de seguridad

El factor de seguridad es un número adimensional que indica una relación entre la carga última y la carga admisible para el caso de fuerzas o una relación entre el esfuerzo último y el esfuerzo admisible; el factor de seguridad es un valor utilizado en la ingeniería para dejar un remanente en la carga de trabajo en caso de que deba ser excedida en algún momento, es decir, la ecuación (9) muestra que la relación entre el numerador y el denominador será mayor que 1 puesto que si el resultado es menor que 1 indica que la fuerza o el esfuerzo admisible es mayor que la fuerza o el esfuerzo ultimo; esto significa que el elemento falló.

Cuando la relación es mayor que 1 indica qué tanto la fuerza última sobrepasa la admisible (que es lo correcto), por ejemplo si se tiene un factor de seguridad de 2 y la fuerza admisible es de 100lb; esto indica que la fuerza última sobrepasa por el doble (200lb) la admisible y se tiene un remanente de 100lb en la cual si en algún momento o por alguna razón la fuerza admisible sobrepasa las 100lb de trabajo y tiene que llegar hasta 150lb por ejemplo, el elemento no va a fallar.

$$FS = \frac{F_{ultima}}{F_{admisible}} \quad \text{En función de la carga (9a)}$$

$$FS = \frac{\sigma_{ultimo}}{\sigma_{admisible}} \quad \text{En función del esfuerzo (9b)}$$

En el proceso de diseñar un elemento el factor de seguridad se ve sujeto a modificaciones dependiendo de los criterios de diseño explicados anteriormente; por ejemplo en la industria aeronáutica se utilizan factores de seguridad muy cercanos a uno debido a que un valor muy alto implica elementos más robustos y por consiguiente más pesados, más peso involucra más consumo de combustible y al final del proceso eso genera más costos.

Diseño en pernos

Los pernos utilizados en la ingeniería pueden estar sometidos a cargas de tensión (como en el caso de una unión bridada), cargas por cortante (como un pasador de una ménsula) o ambas.

Podría parecer que el diseño de sujetadores roscados como pernos, tornillos y tuercas es insignificante, pero es uno de los aspectos en los cuales se debe tener mayor cuidado debido a que un buen diseño realizado sobre las partes principales de una maquina o estructura podría fallar por un cálculo tomado a la ligera sobre un tornillo.

Actualmente existen dos sistemas que controlan la manufactura de elementos roscados, el sistema nacional unificado (UNS por sus siglas en ingles) en ISO que es el sistema internacional donde su unidad básica para la longitud es el metro. La UNS define tres clases para sus roscas, la clase 1 como la menor o llamada de "ferretería", la clase 2 para elementos de máquina y la clase 3 con la más alta precisión como elementos de metrología.

La nomenclatura de una roca UNS comienza por el diámetro del elemento, luego por el número de hilos por pulgada, la serie (gruesa o fina), la clase del ajuste (1,2 o 3) y por último el tipo de rosca A o B (externa o interna respectivamente); por ejemplo $\frac{3}{4}$ - 18 UNC - 2A.

Por otro lado la ISO maneja un sistema de nomenclatura que varía en algunos aspectos; primero de menciona la medida del diámetro en mm, luego el paso o distancia recorrida longitudinalmente por una revolución; por ejemplo M12 x 1,75.

Con relación en lo anterior, el esfuerzo mostrado en la ecuación (1) y (2) esta inversamente relacionado con el área; para esta aplicación hace referencia al área de contacto de las espiras entre una tuerca y un tornillo para efectos de cálculo, e trabajara con la peor situación en la cual solamente una espira está teniendo contacto. Esta área se define como área de contacto por tensión A_t (area tensile).

Está definida como:

$$A_t = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_p + d_r}{2} \right)^2 \quad (19)$$

Donde d_p es el paso diametral y d_r el diámetro de raíz; que para el sistema UNS equivalen a:

$$d_p = d - \frac{0,649519}{N} \quad d_r = d - \frac{1,299038}{N} \quad (20a)$$

Y para el sistema ISO:

$$d_p = d - 0,649519p \quad d_r = d - 1,226859p \quad (20b)$$

Donde d es el diámetro exterior del perno, N es el número de cuerdas por pulgada y p el paso en mm.

En la presente investigación no se presenta el caso de pernos sometidos a cortante puro, debido a esto, la ecuación (1) aplicada a pernos cargados axialmente es:

$$\sigma = \frac{P}{A_t} \quad (21)$$

Los tornillos son elementos diseñados para soportar cargas a la tensión y por este motivo es fundamental conocer el concepto de precarga que se denota con F_i y en la cual la unión es apretada a un porcentaje determinado de su resistencia de prueba; la razón de precargar la unión es transmitir parte de la carga aplicada al material, esto se hace para que el perno no soporte la totalidad de la carga; debido a que los materiales aprisionados se comportan como un “resorte”; de modo que solamente el perno estará sometido a la carga de servicio cuando esta sea mayor a la precarga.

La unión roscada comprende tres elementos, dos materiales (generalmente diferentes) y un perno que los sujeta; de modo que la unión se comporta como un conjunto de resortes, dos tratando de ser comprimidos (materiales) y uno siendo elongado (el perno). Como se sabe en el cálculo de resortes estos poseen una constante k , debido que para este caso las constantes para el material k_m y para el perno k_b son:

$$k_m = \frac{A_m E_m}{l} \quad k_b = \frac{A_t A_b}{A_b l_t + A_t l_s} E_b \quad (22)$$

Donde A_m es el área en la que se encuentra sujetado el material, E_m es el módulo de Young para el material y l la longitud de la unión; A_b es el área de sección transversal del perno (con su diámetro mayor), l_t es la longitud roscada del perno, l_s es la longitud del vástago o la longitud no roscada y E_b el módulo de Young para el perno.

Como se mencionó anterior mente la precarga tiene la función de transmitir un poco de la carga de toda la unión al material, de modo que no solo el perno soporte toda la fuerza.

$$P = P_m + P_b \quad (23)$$

Donde P es la carga aplicada, P_m es la parte de la carga que soporta el material y P_b es la parte que soporta el perno. De modo que la fuerza de compresión que experimenta el material es:

$$F_m = F_i - P_m \quad (24)$$

Y la fuerza de tensión sobre el perno será:

$$F_b = F_i + P_b \quad (25)$$

Tomando la ecuación de un resorte tanto para el perno y el material se tiene

$$\Delta\delta = \frac{P_b}{k_b} = \frac{P_m}{k_m} \quad (26)$$

De modo que

$$P_b = \frac{k_b}{k_m} P_m \quad (27)$$

Y sustituyendo la ecuación (23) en función de P para P_b se tiene

$$P_b = \frac{k_b}{k_m + k_b} P \quad (28)$$

Teniendo en cuenta que la relación entre coeficientes k de “resorte” es un número constante, la ecuación (28) se simplifica así:

$$P_b = CP \quad \text{donde} \quad C = \frac{k_b}{k_m + k_b} \quad (29)$$

La constante C tiene el nombre de rigidez de la unión y es un valor que expresa la cantidad de carga que soporta cada elemento, es decir, si $C < 1$ significa que k_b es más pequeña que k_m y en la ecuación (29) implica que P_b solamente está soportando una porción de la carga.

Realizando la sustitución de la ecuación (23) en función de P para P_m se tiene:

$$P_m = \frac{k_m}{k_b + k_m} P = (1 - C) P \quad (30)$$

Reemplazando (28) y (27) en (24) y (25) respectivamente:

$$F_m = F_i - (1 - C)P \quad (31a)$$

$$F_p = F_i + CP \quad (31b)$$

Se sabe que cuando la fuerza de compresión sobre el material es 0 ($F_m = 0$) es porque la carga P supera la precarga F_i y cuando eso sucede toca la carga está siendo soportada por los pernos; para esto se tiene una relación que indica el factor de seguridad de separación de la unión.

$$FS_{separacion} = \frac{P_0}{P} \quad (32)$$

Donde P_0 es la fuerza necesaria para separar la unión y equivale a: $P_0 = \frac{F_i}{(1-C)}$

Diseño en soldadura

Las soldaduras (ensambles soldados) son muy comunes en el diseño de máquinas y de estructuras civiles, o de tanques recipientes de fluidos a alta presión; sin embargo para la aplicación del proyecto se evaluará el diseño de soldaduras para elementos de máquina. La Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (ASME por sus siglas en inglés) es quien rige las publicaciones de códigos para soldaduras en maquinaria.

La soldadura aplicada a las máquinas y sus componentes, es un tema de cuidado ya que en primer lugar las dimensiones de un ensamble unido por soldadura, se pueden ver afectadas de modo que se requiera de un nuevo mecanizado para ajustar las tolerancias requeridas; por otro lado la resistencia de los materiales se ve afectado en el lugar de aplicación de la soldadura, es decir, al ser un proceso que inevitablemente tiene que ver con transferencia de calor, esta energía térmica puede alterar localmente la resistencia de un material que ha sido pasado por tratamientos térmicos, esta zona afectada por el calor se conoce como HAZ.

Existen varias técnicas para soldar que esencialmente dependen del tipo de materiales que se vayan a unir, pero también de la posición que debe adoptar el

soldador y del ambiente en el cual se realice el proceso de soldadura. Por este motivo existen diferentes entidades como la Sociedad Americana de Soldadura (AWS por sus siglas en inglés) que emiten normas para la correcta ejecución de un proceso de soldadura.

El diseño de soldadura será aplicado a este proyecto en el soporte del generador el cual está unido al banco mediante soldadura eléctrica. Las especificaciones del diseño se mencionan en la sección de análisis estructural entre las cuales se ven los esfuerzos a los que está sometida la soldadura y los factores de seguridad de la misma.

Principios del diseño de la soldadura

Existen 4 reglas básicas en el diseño de soldaduras (Norton, 2011), estos principios están basados en la transmisión de la carga, y son:

1. La sección de la soldadura debe ser paralela a la línea de acción de la fuerza aplicada.
2. La soldadura debe ser aplicada de tal forma que la rigidez del ensamble sea lo más uniforme posible.
3. Aunque la soldadura convierte dos o más piezas en un cuerpo rígido, se debe tener en cuenta si la soldadura es primaria o secundaria. Primaria cuando la unión soldada experimenta fuerzas completas y secundaria si la soldadura es requerida solo para la unión de dos piezas que no experimentaran cargas significativas.
4. De ser posible no someter la soldadura a flexión.

Debido a que la soldadura necesaria para el desarrollo del proyecto no requiere de la unión de piezas en movimiento se realizara un análisis de carga estática.

Cuando los esfuerzos a flexión son evitados, el esfuerzo normal puro o cortante puro que experimenta la soldadura se resume a las ecuaciones (1 y 2). Debido a que las soldaduras manejadas en el soporte son todas de filete, el área de las ecuaciones (1 y 2) queda en función de la profundidad de su garganta y de la longitud de la soldadura. Figura 5.5

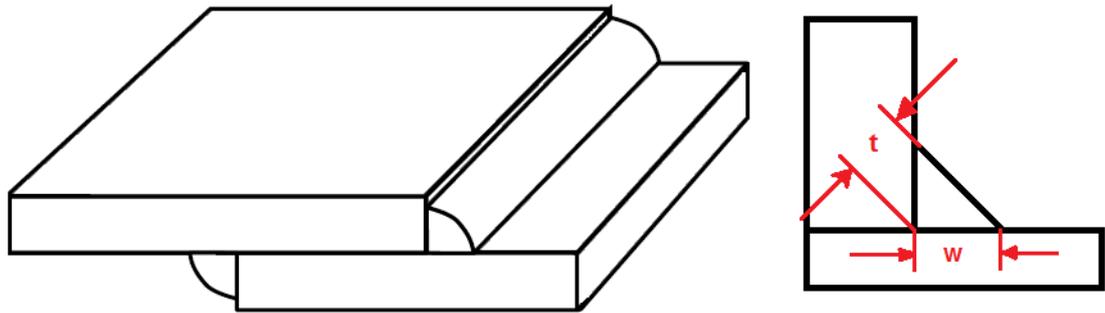


Figura 5.5 Soldadura de Filete y Dimensión t de la Garganta

Fuente: Autor

$$\sigma = \frac{P}{A} = \frac{P}{2A_c}$$

$$\tau_{xy} = \frac{P}{A_{corte}} = \frac{P}{2lt} \quad (33)$$

Donde l es la longitud del cordón de soldadura, t es la “garganta” de la soldadura y w es la pierna de la soldadura.

Sin embargo la AWS sugiere que el esfuerzo cortante admisible sea de $\tau_{xy} = 0,3E_{xx}$ ecuación (31) (Society, 2019) Donde E_{xx} hace referencia a la nomenclatura del electrodo con el que se va a soldar, por ejemplo una nomenclatura de E60 indica un valor de resistencia ultima a la tensión $S_{ult} = 60kpsi$. Y también la AWS sugiere que el material de aporte tenga una resistencia similar al material base.

5.2. ESTADO DEL ARTE

Con el propósito de conocer cuales investigaciones se han realizado con una temática similar a la de este proyecto, se revisaron 10 investigaciones nacionales e internacionales de varias universidades e instituciones educativas.

Las referencias nacionales son:

Cabrera et. al. (Wilmar CabreraA, Jaramillo, & Barandita, 2019) Recopilaron del valle Colombia 2008 un antecedente en el cual se construye un banco para medir la masa de elementos en movimiento mediante la implementación de un disco giratorio que cumple el papel de báscula dinámica que funciona con un

transductor de fuerza que mide el peso de los elementos que se muevan sobre el disco.

González et. al. (Gonzalez, Cardona, & Monroy, 2019) realizaron en Pereira Colombia en 2005 un montaje experimental de un banco de pruebas en el cual se puede medir y corregir la desalineación y desbalanceo mecánico en elementos de máquinas; los cuales son las principales causas de vibraciones, este banco fue instrumentado con sensores especializados tipo comparador de caratula (de posición) en el cual se mide la desalineación entre ejes, de igual modo fueron instalados sensores que mediante un dinamómetro media la fuerza generada por la masa en su inercia, con este método encontraban el punto exacto del desbalanceo de las piezas.

Hernández et. al. (Amato Hernández, y otros, 2019) Construyeron en Barranquilla Colombia en 2015, un Banco de pruebas para prácticas neumáticas en el cual se instalaron instrumentos propios de esta disciplina tales como: válvulas de accionamiento mecánico y eléctrico, mangueras y accesorios, cilindros neumáticos y sensores de posición y color, para diversas aplicaciones. El fin de esta construcción era facilitar el montaje de diferentes circuitos neumáticos según el objetivo de la asignatura en la Universidad de Atlántico.

Narváez et. al. (Narváez Pallares, Villareal Acosta,, Duarte Forero, & Rincón Montenegro, 2019) Llevaron a cabo en Barranquilla Colombia en 2017 una investigación en la cual se implementó un banco de pruebas que tendría el peso de un motor diésel monocilindrico; esta investigación tuvo el objetivo de analizar las emisiones generadas por el motor funcionando estacionariamente a una velocidad angular de 3700 RPM donde la potencia del motor es de 4,8kW. El banco fue simulado por el método de elementos finitos con el software ANSYS 2017, en donde se muestran los valores de deformación de la estructura en condiciones de servicio.

Entre las referencias internacionales se tienen:

Armas et. al. (ARMAS MALDONADO & MURILLO QUISHPE, 2019) llevaron a cabo en la Universidad Politécnica del Ejército en Ecuador en el año 2009 el diseño y construcción de un banco de pruebas para amortiguadores del área automovilística; debido a que se presentaban muchas fallas en estos elementos que según los autores no se pueden detectar visiblemente, es decir estas fallas se presentaban en el interior del amortiguador, por este motivo el banco tiene el propósito de ser versátil para el montaje de estos elementos con el fin de realizar mantenimiento sobre los mismos.

Cando et. al. (CANDO PASTRANO & SUASNAVAS PEÑAFIEL, 2019) Realizaron en 2014 en Ecuador el diseño y construcción de un banco dinamométrico para motos de 125cc, en el cual se analiza las curvas de torque y potencia, obtenidas poniendo en funcionamiento la moto y al hacer pasar la

rueda trasera por unos rodillos conectados a un dinamómetro se mide la potencia y teóricamente se calcula la eficiencia del vehículo.

Esgúzquiza et. al. (EGÚSQUIZA GOÑI & SÁNCHEZ CAMONES, 2029) Realizaron en Perú en 2009 el diseño de un banco de pruebas para una turbina Michel Banki para ser añadida a los equipos activos de la Pontificia Universidad Católica de Pero en la facultad de ingeniería en el laboratorio de energías. Este banco fue diseñado con la característica de simular una central hidroeléctrica, es decir, éste contenía turbo maquinaria y un generador eléctrico para el cálculo de la eficiencia de la central. Las dimensiones del banco fueron calculadas a partir de las características técnicas de los equipos utilizados tales como la turbina que tenía una potencia de 5kW a 1800RPM y una bomba hidráulica de 20hp con un caudal de 40 L/min.

Gutiérrez et. al. (Casanova Kindelan & Aguirre Montoya, 2019) Realizaron en Madrid en 2004 un banco de pruebas en el cual se mide la fricción entre el bloque de un motor policilindrico y sus pistones, este banco fue calculado y diseñado para poder soportar la geometría de diversos tipos de motor con varias disposiciones en los cilindros; la fricción entre los elementos fue medida por el desgaste en la pared después de un número determinado de ciclos trabajados por el motor.

Iturbe et. al. (Iturbe, y otros, 2019) Llevaron a cabo en Bilbao España en 2016 el diseño y construcción de un banco de pruebas híbrido para la investigación de la seguridad de redes industriales. Este banco se construyó con el fin de transportar datos informáticos para el control de equipos que permitieran la seguridad industrial. Entre los datos transportados se destaca el mantenimiento preventivo de elementos mecánicos en una planta.

Villegas et. al. (Villegas Chulunchano & Escobar Guevara, 2019) Realizaron en Ecuador en 2017 el diseño de un banco de pruebas para el acondicionamiento de anclajes de asientos de autobuses. Este proyecto fue financiado por una empresa de transporte. El diseño abarca cálculos de esfuerzos y deformaciones en los apoyos del asiento al igual que en los pernos de anclaje.

6. MATERIALES

Los materiales utilizados en el desarrollo del proyecto fueron sugeridos por el director de esta investigación, debido a su experiencia con motores de combustión se pudo implementar y diseñar los elementos que componen el banco.

La función de cada material y sus características se explican detalladamente en la sección metodología.

A continuación se mencionan los materiales que fueron comprados por la universidad y puestos a disposición del equipo que desarrollo la investigación, entre los cuales encontramos los siguientes:

- Banco de pruebas

Cuando se mencionó la frase “banco” se hace referencia a la estructura sobre la cual se soportan todos los demás materiales. Las dimensiones del banco (estructura) son de 1,3m x 1,3m x 1,5m.

- Motor diésel con sus accesorios.

El motor es el elemento principal del montaje experimental, ya que es quien proporciona la fuerza “motriz”. Las especificaciones del motor (empresa ECOMAX fabricante del motor) están en la tabla 6.1. Los accesorios del motor son el módulo de arranque eléctrico, la llave de encendido y la batería de 12 voltios.

Diámetro de carrera (mm)	86 x 72
Cilindrada (cm ³)	418
Relación de compresión	19 : 1
Potencia Máxima (hp)	10
RPM	3600
Tipo de eje	Cuña-rosca
Diámetro toma de fuerza (in)	1
Tipo de filtro de aire	Doble (espuma-papel)
Sistema de arranque	Manuel / Eléctrico
Capacidad de aceite (L)	1,65
Aceite Recomendado	Enermax SAE 15W – 40 API CH - 4
Capacidad del tanque (gal)	1,45
Consumo de combustible (L/h)	0,55

Dimensiones	50 x 46 x 56
Peso (kg)	53

Tabla 6. 1 Ficha técnica del motor diésel de 10hp

Fuente: <https://energiaypotencia.com/wp-content/uploads/2018/06/MD418E-G.pdf>

- Acople tipo araña de 22 x 32 mm

Este acople es utilizado como “conector” entre los ejes del sensor de torque y generador

- Acople de junta universal “cardan”

Este acople cumple una función similar al acople flexible tipo araña; las dimensiones del acople para los ejes son de 1in para el eje conductor y 22mm para el eje conducido.

- Sensor de Torque de 100 Nm

Este sensor mide el par obtenido del motor y tiene un módulo electrónico para contar las revoluciones. Fue adquirido por la empresa Kistler para una capacidad de 100Nm de torque, la tabla 6,2 registra los datos técnicos del sensor.

Rango de medición (Nm)	Rigidez torsional (Nm/rad)	Angulo de giro (Mnom)	Inercia de extremo de medición (kgcm ²)	Inercia de llegada al final (kgcm ²)	Peso (kg)
100	19800	0,29	0,493	0,527	1,5

Tabla 6. 2 Características Técnicas del sensor de torque a 100N

Fuente: (Kistler, 2019)

- Generador eléctrico de 10kW

Es el encargado de convertir la energía mecánica recibida por el sensor de torque y transformarla en energía eléctrica.

- Banco de resistencias de 15kW

La fase final del proyecto en el cual se toma la energía eléctrica recibida del generador y esta es transferida al ambiente por medio de resistencias eléctricas que van hasta los 15kW de potencia.

- Calentador de aire eléctrico

Este elemento es similar a un “secador de pelo” porque recibe una energía eléctrica que transforma en calor por medio de resistencias en forma de resorte en su interior; y con él se calienta el aire que fluye por su tubería. Este calentador tiene la característica de variar la temperatura de su resistencia hasta un valor máximo de 150°C

- Sensor de aire MAF

Este sensor mide la cantidad de flujo másico de aire que fluye por su interior, sus siglas significan mass air flow.

- Inyector de GLP controlado electrónicamente

Este inyector es el encargado de suministrar la “dosis” de GLP en la proporción correcta. Es utilizado en la industria automovilística para dosificar las cantidades de gas natural vehicular que requieren estos autos. Los datos técnicos del inyector de ven en la tabla 6.3.

Presión nominal de servicio (bar)	0,95 a 1,2
Máxima presión de servicio (bar)	4,5
Temperatura de trabajo (°C)	-20 a 120
Tiempo de apertura del inyector (ms)	2,4
Hora de cierre del inyector (ms)	1,7
Rango de rendimiento (kW / cilindro)	14 a 40
Peso (kg)	0,48
Máximo flujo (L/min)	120

Tabla 6.3 Datos técnicos del inyector de GLP

Fuente: <https://www.lpgshop.co.uk/lpg-cng-autogas-injectors/>

- Encoder o sensor de velocidad

Este es un sensor de velocidad mucho más preciso que el modulo interno del sensor de par, es decir la precisión de éste es más alta debido a que es un sensor diseñado exclusivamente para contar vueltas.

- Termocuplas y accesorios

El montaje experimental requiere de sensores de diferentes tipos en varios puntos específicos, entre los instrumentos de medición se tienen termocuplas, manómetros, sensor de par y se velocidad y sensor MAF; entre los accesorios se encuentran racores y abrazaderas del inyector de GLP, acople macho “rápido” macho hembra para una instalación neumática de ½ in, cables de conexión de los respectivos sensores,

- Soportes de las estructuras mencionadas anteriormente

Para la correcta instalación de los equipos descritos anteriormente se diseñaron soportes especiales basados en la geometría disponible del banco, los planos de fabricación de cada uno de los soportes diseñados se muestran con detalle en la sección de anexos.

Algunos instrumentos de medición fueron revisados para comprobar que la calibración fuera la misma con la mostrada en el manual respectivo.

Los siguientes materiales fueron aportados por el equipo de investigación:

- Tornillería

Los tornillos, pernos, arandelas planas y de seguridad utilizadas en el montaje experimental fueron seleccionados para su aplicación, en la sección de análisis estructural se muestra con detalle el diseño de cada elemento.

- Soportes de los sensores de torque y velocidad y de la línea de admisión

Como se mencionó anteriormente, en el caso particular del sensor de par, de velocidad y de la tubería de admisión tuvieron que ser diseñados y fabricados.

- Eje mecanizado del Encoder

Este eje cumple la función de acoplarse al sprocket con manzana de una transmisión por cadena de paso 35 y a la parte posterior del cigüeñal del motor. Las dimensiones del eje se muestran con detalle en la sección anexos.

- Malla de protección

Las mallas de protección son un elemento requerido por el sistema de gestión y seguridad en el trabajo (SSGST por sus siglas (NUÑEZ DIAZ & USECHE GALINDO, 2019) en el cual se protege todo elemento que se encuentre en movimiento y que pueda desprenderse impactando a una persona o causar un daño en la maquinaria presente.

- Tobera y difusor de la línea de admisión

Debido a que la admisión del motor tuvo que ser modificada para que el GLP pudiera ser implementado en su funcionamiento, y también a que la geometría del motor no tiene formas estandarizadas, se diseñaron y fabricaron dos piezas que acoplaran perfectamente con la específica geometría del motor; estas piezas son la tobera y el difusor de admisión. La geometría detallada de estas piezas se ve en la sección de anexos, y su ubicación en el montaje se detalla en la sección de metodología.

- Tubo de PVC

Este tubo fue añadido a la línea de admisión con el propósito de permitir el desarrollo del fluido que fluye por él. La teoría (Cengel & Cimbala, 2012) afirma que una forma experimental de permitir que el perfil de velocidades de un flujo se desarrolle es haciendo que dicho fluido pase por una tubería que tenga 10 veces el diámetro en su longitud.

- Abrazaderas encauchadas y metálicas para tubería de 3 in

Las abrazaderas encauchadas hacen parte del soporte de la línea de admisión mencionada anteriormente, son la característica particular que es la parte superior de cada soporte.

- Tubos flexible de Silicona a 90°

Los tubos flexibles de silicona son resistentes a la temperatura a niveles superiores a los 150° (temperatura máxima de admisión), permiten un sello

hermético lo que es muy útil a la hora de trabajar con flujos compresibles y por último al ser flexibles permiten la modificación de su geometría en algún grado para ser ajustados de la manera que convenga en el montaje.

- Empaques y O ring

Los empaques de los conjuntos filtro-difusor y tobera-motor fueron cortados a la geometría específica de las bridas, este empaque es conocido en la industria automovilística como papel húmedo o papel empaque y es la misma referencia que la utilizada para el sello en la culata de los motores.

- Acople de tubería en aluminio.

Este acople se utilizó para unir los dos tubos de silicona antes de la pieza de inyectores necesarios para permitir el paso de aire.

- Pieza de inyectores.

Esta pieza fue diseñada y fabricada por el equipo de investigación. Los detalles de su geometría se muestran en la sección de anexos. Fue fabricada en acero inoxidable austenítico para evitar reacciones (óxidos) con el GLP o aire. Esta pieza permite el mezclado de los dos fluidos gaseosos (aire y GLP). Esta pieza es descrita con mayor profundidad en la sección de metodología dentro del montaje experimental.

7. METODOLOGIA

En el presente trabajo se utiliza la metodología cuantitativa de análisis de datos. La cual es un proceso ordenado donde se lleva a cabo una consecución de pasos. La característica fundamental de este tipo de investigación es que proyecta el trabajo mediante una estructura lógica la cual permite diseñar una estrategia con la que se obtendrá la respuesta al problema de investigación (Monje Alvarez , 2019).

La validación de los datos obtenidos teóricamente se obtendrá mediante el método de los elementos finitos, debido a que es un método de particiones determinadas en un cuerpo, dividiéndolo en elementos más pequeños o finitos

en los cuales se aplican las ecuaciones diferenciales o principios físicos de manera que la agrupación de todos ellos resulta en una aproximación muy cercana a la real. Con la llegada de las computadoras el método se ha llevado a niveles donde el número de elementos es muy grande (Zienkiewi, 2007). Para el caso de esta investigación, la herramienta con la cual se realizara un análisis por elementos finitos sobre cada estructura es el software Ansys.

Estos métodos serán aplicados a esta investigación para validar si las cargas que soportarán dentro del banco de pruebas habilitan su fabricación, es decir, cada parte en particular tendrá una función específica y por la misma razón unas cargas particulares; estas cargas darán comienzo al proceso de diseño de cada parte en la cual se soportaran los equipos principales de banco. En los siguientes capítulos se aplicara paso a paso la metodología explicada; este proceso responderá el cómo se llevó a cabo esta investigación.

8. CAPITULO 1 ANALISIS ESTRUCTURAL

En este capítulo se da un ejemplo de cómo se realizó el cálculo sobre los soportes mencionados para hallar los factores de seguridad. Como ejercicio base se toma el soporte del sensor de par, los demás soportes y cálculos se muestran en las tablas 8.1 en adelante.

8.1. SOPORTE DEL SENSOR DE TORQUE

El soporte del sensor de torque se muestra en la figura 8.1

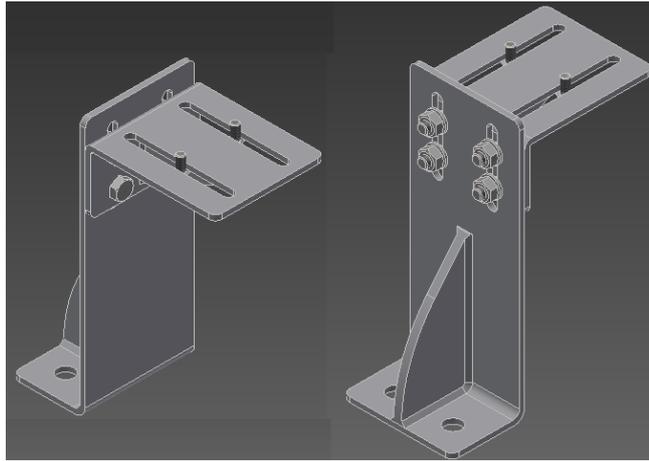


Figura 8. 1a Soporte del Sensor de Torque Vista Isométrica Archivo CAD.

Fuente: Autor.

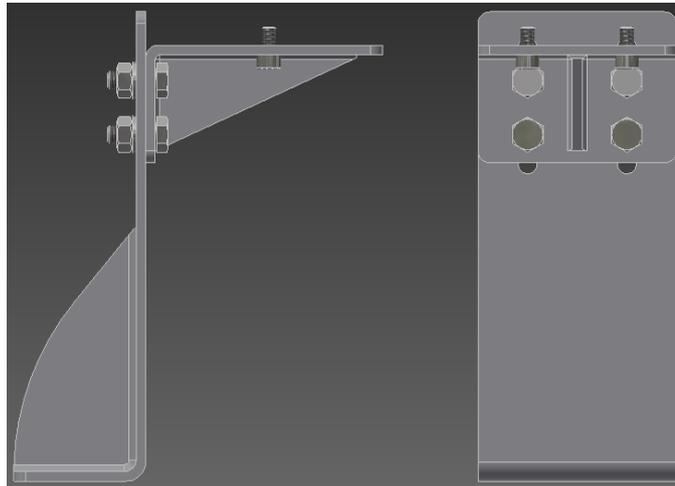


Figura 8.2b Soporte del Sensor de Torque Vista Lateral y Frontal Archivo CAD.

Fuente: Autor.

El siguiente análisis estático sobre esta estructura parte con dos cargas, la primera es el peso (1,5kg tomado del manual Kistler fabricante del sensor tabla 6,1) del sensor sobre los tornillos de cabella Allen, carga es de 14,73N y la segunda hace referencia al torque tomado del motor (10hp tomado de tabla 6,2), esta carga es de 2564,1N

Según las especificaciones del motor, este tiene una potencia máxima de 10 hp (7457W) a una velocidad angular $\omega=3600$ rpm (377 rad/s aproximadamente) entonces se tiene que la potencia es el producto entre la velocidad angular y el torque:

$$P = T\omega \quad \text{se tiene} \quad T = \frac{P}{\omega} \quad (34)$$

$$T = \frac{7457 \text{ W}}{377 \frac{\text{rad}}{\text{s}}} = 19,77 \text{ Nm} \quad (35)$$

El torque mostrado en la ecuación (35) se refleja trabajando a 3600rpm, sin embargo el sensor puede registrar hasta una muestra de 100Nm; por esta razón ese dato será el utilizado en los cálculos suponiendo que el sistema está operando con un torque aplicado de 100Nm.

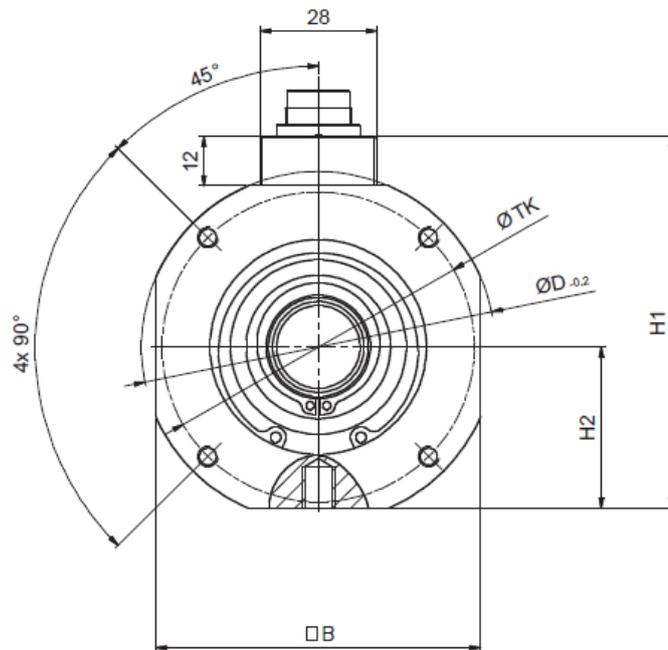


Figura 8. 3 Plano del sensor de torque vista transversal.

Fuente: (Kistler, 2019)

La figura 8.3 es una vista transversal del sensor de par en el cual se puede apreciar la dimensión H2 (Kistler, 2019), que para la referencia de 100Nm equivale a 39mm, de modo que se supondrá que estos 100Nm están siendo aplicados a 0,039 m de distancia lo que genera una carga de:

$$F = \frac{T}{d} = \frac{100 \text{ Nm}}{0,039 \text{ m}} = 1564,1 \text{ N} \quad (36)$$

Esta es la segunda carga aplicada sobre el soporte, de modo que si partiendo de la figura 8.1 el sensor gira en sentido de las manecillas del reloj la carga del peso y la generada por el par coinciden en dirección así:

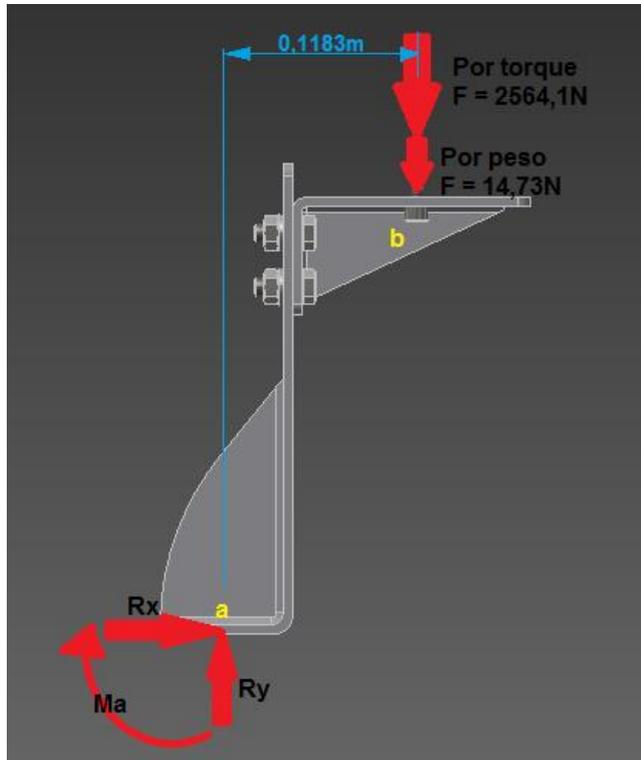


Figura 8. 4 DCL sobre el soporte del sensor de par.

Fuente: Autor

Ahora que las dos fuerzas están aplicadas sobre el mismo punto y en la misma dirección se suman, la resultante es $F = 2578,8N$ y se procede a hallar las reacciones en el punto a

$$\sum F_x = 0 \quad \text{por lo tanto} \quad R_x = 0 \quad (37)$$

$$\sum F_y = 0 \quad (38)$$

$$-2578,8N + R_y = 0 \quad \text{entonces} \quad R_y = 2578,8N \quad (39)$$

Ahora se realiza sumatoria de momentos en el punto a:

$$\sum M_a = 0 \quad (40)$$

$$M_a - (2578,8N)(0,118,3m) = 0 \quad \text{entonces} \quad M_a = 305,1Nm \quad (41)$$

Ahora se realizara un corte en la estructura para analizar los esfuerzos internos, la figura 8.3 muestra el corte en la sección A – A.

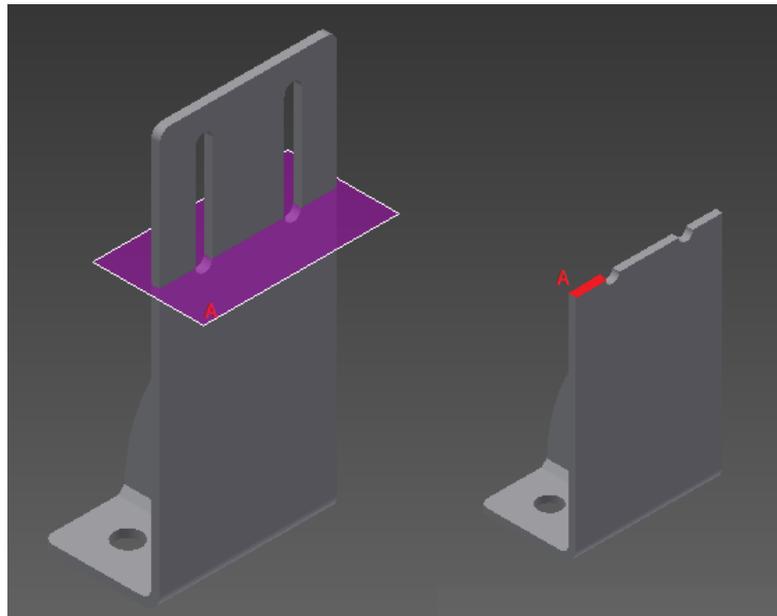


Figura 8. 5 Corte en la sección A-A.

Fuente: Autor

La sección A mostrada en la figura 8.5 es el área más pequeña del corte, y como se sabe el esfuerzo es inversamente proporcional al área, por lo que en esta pequeña sección se encontraran los esfuerzos más grandes.



Figura 8. 6 Dimensiones de la sección A-A.

Fuente: Autor

La fuerza sobre el punto b de la figura 8.2 está distribuida en dos tornillos, eso quiere decir que cada tornillo está soportando una fuerza de 1289,4N, esta fuerza es transmitida a la sección A-A generando dos esfuerzos, un esfuerzo normal de compresión, y un esfuerzo normal por momento flector.

Se procede a calcular dichos esfuerzos en las ecuaciones (42 y 43). Se sabe que el área de sección del rectángulo es de $1,61 \times 10^{-4} m^2$ y que al ser un rectángulo su segundo momento de area será $I = \frac{1}{12} bh^3$ donde b y h son 0,017m y 0,009525m respectivamente que equivale a $I = 1,224 m^4$ y la distancia $c = 0,00476m$

Por esfuerzo normal de compresión:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{-1289,4N}{1,61 \times 10^{-4} m^2} = -8MPa \quad (42)$$

Por momento flector:

$$\sigma_m = \frac{M_a c}{I} = \frac{(305,1Nm)(0,00476m)}{1,224 m^4} = 1,18Pa \quad (43)$$

Por consiguiente el estado de esfuerzos para esta sección es:

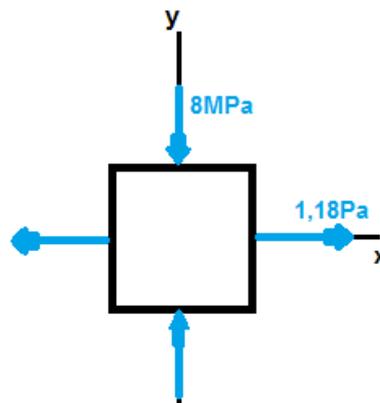


Figura 8. 7 Estado de esfuerzos.

Fuente: Autor.

Con este estado de esfuerzos se calcula un σ_{prom} como:

$$\sigma_{prom} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} = \frac{1,18Pa + (-8MPa)}{2} = -4MPa \quad (44)$$

Se calcula el Radio que equivale al esfuerzo cortante máximo del círculo:

$$R = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \sqrt{\left(\frac{1,18Pa + 8MPa}{2}\right)^2 + 0} = 4MPa \quad (45)$$

Por lo tanto los esfuerzos máximos y mínimos son:

$$\begin{aligned} \sigma_{max} &= \sigma_{prom} + R = 0 \\ \sigma_{min} &= \sigma_{prom} - R = -8MPa \end{aligned} \quad (46)$$

Se plantea un círculo de Mohr

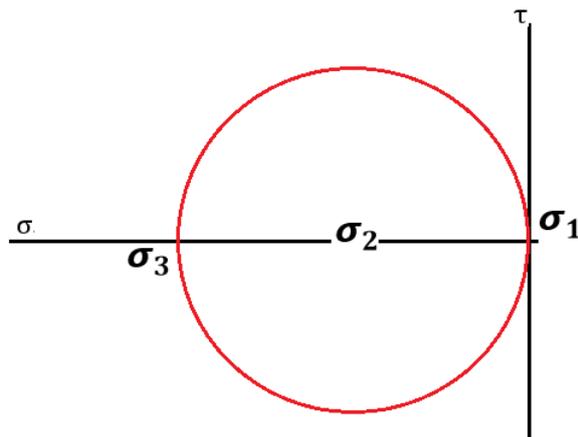


Figura 8. 8 Círculo de Mohr para el estado de esfuerzos de la sección A-A.

Fuente: Autor

Donde $\sigma_1 = 0$, $\sigma_2 = -4MPa$ y $\sigma_3 = -8MPa$ y el cortante máximo $\tau_{xy} = 4MPa$.

Se calcula el factor de seguridad por la teoría de falla de energía de distorsión:

$$FS = \frac{S_y}{\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3}}$$

$$FS = \frac{200000MPa}{\sqrt{4MPa^2 + 8MPa^2 - (-4MPa * (-8MPa))}} = 28867 \quad (47)$$

Donde $S_y = 200\text{GPa}$ para un acero al carbón. Como se puede ver, por energía de distorsión se requiere una fuerza 28mil veces más grande para que falle la pieza.

Por teoría del cortante máximo:

$$S_{ys} = 0,577S_y = 0,577(200\text{GPa}) = 115,4 \text{ GPa} \quad (48)$$

$$FS = \frac{115,4 \text{ GPa}}{\sqrt{4\text{MPa}^2 + 8\text{MPa}^2 - (-4\text{MPa} * (-8\text{MPa}))}} = 166656 \quad (49)$$

Y por cortante máximo se requiere de una fuerza 16mil veces mayor para que falle. A la misma carga.

Diseño de pernos

Los cálculos que se presentan a continuación son un ejemplo de cómo se determinó el factor de seguridad para cada perno utilizado en los soportes diseñados y fabricados. Para los pernos que sujetan en soporte al banco se diseñaron bajo los criterios de carga estática, los datos específicos del perno se muestran en la tabla 8.1 y se ubicaron utilizando como referencia unas perforaciones que tenía el banco por defecto.

Tipo de perno	M12 x 1,75
Diámetro d	12mm
Paso p	1,74mm
Longitud de la junta L	121,525mm
Carga P	1289,4 N
Precarga F_i	$0,9 * P = 1160,1\text{N}$

Tabla 8. 1 Características de los pernos del soporte del sensor de par.

Fuente: Autor.

El primer paso es determinar el área de tensión del perno A_t (ecuación 19). Y para eso se necesita d_p y d_r que son:

$$\begin{aligned}d_p &= (0,012m) - 0,649519(0,00175m) = 0,01086m \\d_r &= (0,012m) - 1,226859(0,00175m) = 0,009895m\end{aligned}\quad (50)$$

$$A_t = \frac{\pi}{4} \left(\frac{0,01086m + 0,009895m}{2} \right)^2 = 8 \times 10^{-5} m^2 \quad (51)$$

Con estos datos ya se puede calcular el esfuerzo promedio a tensión σ_t en la espira y en el diámetro de raíz σ_r .

$$\sigma_t = \frac{1289,4 \text{ N}}{8 \times 10^{-5} m^2} = 15,29 MPa$$

$$\sigma_r = \frac{1289,4 \text{ N}}{7,6 \times 10^{-5} m^2} = 16,9 MPa \quad (52)$$

La unión está formada por un perfil cuadrado de acero al carbón ($E=200GPa$) de 10 cm de espesor y una lámina de acero al carbón ($E = 200GPa$) de $3/8in = 9,525mm$ dos arandelas de 4mm, con esto la longitud de la unión $L = 121,525mm$

Se sabe que la longitud del perno $L_p = 150$, y la longitud roscada $L_r=2,5d=30mm$.

$$\begin{aligned}L_p &= L_r + L_s & L_s &= 150mm - 30mm = 120mm \\L &= L_s + L_t & L_t &= 121,525 - 120mm = 1,525mm\end{aligned}\quad (53)$$

Se procede a calcular las constantes K_m y K_b del material y del perno, conociendo que el área efectiva de la arandela (44mm de diámetro para un perno M12) $A_m = 3,8 \times 10^{-4} m^2$, y el área transversal del perno (con el diámetro exterior) es $A_b = 3 \times 10^{-5} m^2$ así:

$$k_m = \frac{(3,8 \times 10^{-4} m^2)(200 \times 10^9 Pa)}{0,121525m} = 625,6 \times 10^6 \frac{N}{m}$$

$$k_b = \frac{(8 \times 10^{-5} m^2)(3 \times 10^{-5} m^2)}{(3 \times 10^{-5})(0,0015m) + (8 \times 10^{-5} m^2)(0,12m)} * 200 \times 10^9 Pa \approx 0 \quad (54)$$

Ahora se puede calcular la constante de rigidez de la unión C (ecuación 27)

$$C = \frac{0}{625,6 \times 10^6 \frac{N}{m} + 0} = 0 \quad (55)$$

Por lo tanto las porciones de P que están soportando el perno y el material son:

$$P_b = 0 * 1289,4N = 0 \quad (56)$$

$$P_m = (1 - 0) * 1289,4N = 1289,4N$$

Las fuerzas de tensión y compresión (ecuaciones 24 y 25) sobre el perno y el material respectivamente son:

$$F_b = 1160,1N + 0 = 1160,1N \quad (57)$$

$$F_m = 1160,1N - 1289,4N = -128,9N$$

Se sabe que la resistencia ultima del acero de bajo carbono es de $S_{ult}=400MPa$

Por lo tanto el factor de seguridad en el diámetro de raíz del perno y en el área de tensión (un solo hilo) es:

$$FS_{root} = \frac{S_{ult}}{\sigma_r} = \frac{400 \times 10^6 Pa}{16,9 \times 10^6 Pa} = 23$$

$$FS = \frac{S_{ult}}{\sigma} = \frac{400 \times 10^6 Pa}{15,29 \times 10^6 Pa} = 26 \quad (58)$$

8.2. SOPORTES DEL SISTEMA DE ADMISION

El cálculo de los soportes de admisión se realizó con un modelo matemático similar al descrito en el soporte del sensor de par, los datos obtenidos en los cálculos partieron de la carga estática del peso de la tubería, asumido como $W=10kg$. También se realizó el cálculo suponiendo que la tubería está siendo sostenida por un solo soporte. La geometría de los soportes se puede ver en el anexo 8. En la tabla 8.2 se muestran los valores de esfuerzo y factor de seguridad obtenidos sobre la sección A-A del soporte mostrado en la figura 8.7.

Carga (N)	P = 100
Área transversal (m ²)	At = 0,000109

Esfuerzo normal promedio (kPa)	$\sigma = 917,43$
Límite de elasticidad (GPa) acero inoxidable laminado en frío	$E = 190$
Límite a la fluencia por tensión. (MPa)	$S_y = 520$
Factor de seguridad (Von Mises)	$FS = 566$
Factor de seguridad (cortante máximo)	$F_{Sc} = 315$

Tabla 8.2 Datos obtenidos sobre la sección A-A del soporte de admisión.

Fuente: Autor.

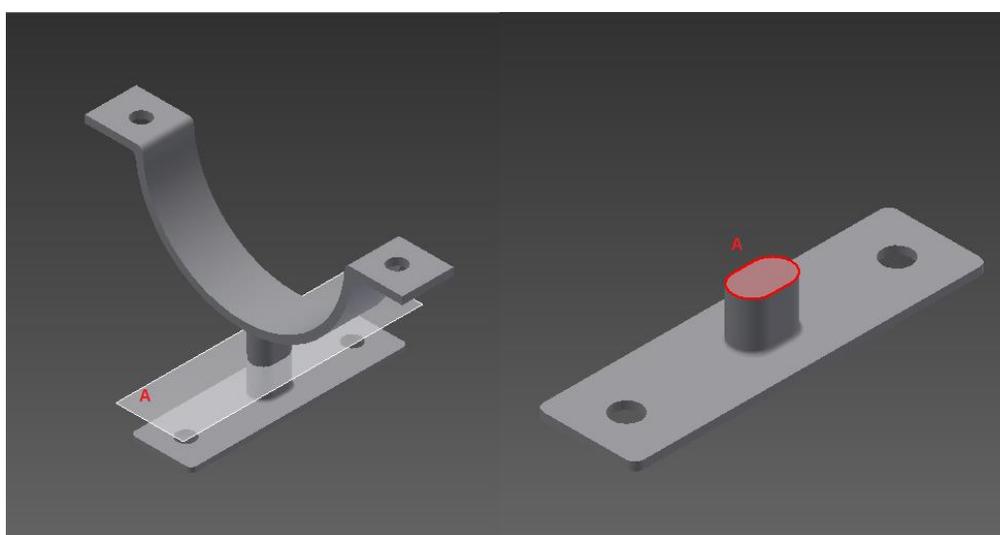


Figura 8.9 Sección transversal del vástago del soporte de admisión.

Fuente: Autor.

Diseño de pernos

El diseño realizado sobre los pernos de la admisión se divide en dos, se llaman pernos superiores a los que ajustan la abrazadera que amarra la tubería, e inferiores a los que se ajustan contra la estructura del banco. En las tablas 8.3 y 8.4 se muestran los valores para los pernos superiores e inferiores respectivamente. Cabe resaltar que la fuerza aplicada en los pernos superiores es tomada de una presión de 6bar (máximo valor de presión en la tubería).

VARIABLE	VALOR	UNIDAD	VARIABLE	VALOR	UNIDAD
P (N)	5424	N	Ls	5	mm
Fi (0,75P)	4068	N	Lt	3	mm

M6 x 20			Ab	1x10 ⁻⁵	m ²
D	6	mm	Km	18,65	MN/m
P	1	mm	Kb	0	N/m
lp	20	mm	C	0	
dp	5,35	mm	Pm	5424	N
At	20,12	m ²	Pb	0	N
σ_{root}	303,12	MPa	Fm	-1356	N
σ	169,53	MPa	Fp	4068	N
Em	200	GPa	Sult	400	MPa
Ep	200	GPa			
Am	7,85x10 ⁻⁷	m ²	F.S root	1,3	
L	8	mm	F.S. perno	1,4	
Lr	15	mm			

Tabla 8.3 Valores para el diseño de los pernos superiores.

Fuente autor.

VARIABLE	VALOR	UNIDAD	VARIABLE	VALOR	UNIDAD
P (N)	200	N	Ls	135	mm
Fi (0,75P)	150	N	Lt	1,4	mm
M6 x 150			Ab	1x10 ⁻⁵	m ²
D	6	mm	Km	54,9	MN/m
P	1	mm	Kb	0	N/m
Lp	150	mm	C	0	
dp	5,35	mm	Pm	200	N
At	4,77	m ²	Pb	0	N
σ_{root}	11,17	MPa	Fm	-50	N
σ	9,39	MPa	Fp	150	N

Em	70	GPa	Sult	400	MPa
Ep	200	GPa			
Am	7,8x10-7	m2	F.S root	35	
L	121	mm	F.S. perno	40	
Lr	15	mm			

Tabla 8.4 Valores para el diseño de los pernos inferiores.

Fuente autor

Como se puede ver en las anteriores tablas, los factores de seguridad indican en la mayoría de los casos sobre dimensionamiento puesto que las cargas son muy pequeñas, pero teniendo en cuenta que en el futuro se puedan hacer modificaciones al banco que puedan necesitar de un remanente de carga para no tener que cambiar el soporte.

8.3. DISEÑO DE SOLDADURA EN EL SOPORTE DEL GENERADOR

La soldadura necesaria es en su totalidad de filete y está expuesta a esfuerzo normal puro, sin embargo se sabe que a esfuerzos normales hay un valor permisible de cortante, el cual también es calculado. Las características de la soldadura utilizada en el soporte del generador están descritas en la tabla 8.5. Donde la carga tomada es la del generador que tiene un peso de 40kg.

CARACTERISTICAS			CORTANTE PERMISIBLE		
VARIABLE	VALOR	UNIDAD	VARIABLE	VALOR	UNIDAD
P	400	N	τ permisible	75	MPa
ASTM A 36			A cortante	5,3x10-6	m2
Electrodo E60			t	5	mm
L	0,12	m	w	4,14	mm
Sym	250	MPa	NORMAL PURO		
Sys	250	MPa	σ	37,5	MPa
CORTANTE PURO					
A fusión	7,54x10-6	m2	F.S.cortante	2,72	

τ	53	MPa	F.S. normal	6,76
--------	----	-----	--------------------	------

Tabla 8.5 Tabla de diseño de soldadura.

Fuente autor.

La soldadura aplicada en el soporte del generador indica un valor de pierna de 4,14mm lo que se aproxima por encima a 5mm. Con este valor en condiciones de servicio se asegura que la soldadura no fallara por cortante.

8.4. VALIDACION MEDIANTE SOFTWARE ANSYS

La validación de los datos teóricos obtenidos se realiza mediante la metodología de elementos finitos a través del software Ansys, en esta sección del documento se realiza una simulación de cada uno de los elementos mostrados con anterioridad con las cargas presentadas.

SOPORTE DEL SENSOR DE PAR

El sensor de par fue simulado con las mismas condiciones descritas en el capítulo 1 análisis estructural, y como se indicó en la teoría se obtuvo un valor de factor de seguridad para un esfuerzo axial y otro para el cortante.

Factor de seguridad por cortante máximo

Este factor de seguridad hace referencia a la ecuación (8). La Figura 8.10 se observa un $F.S = 2$.

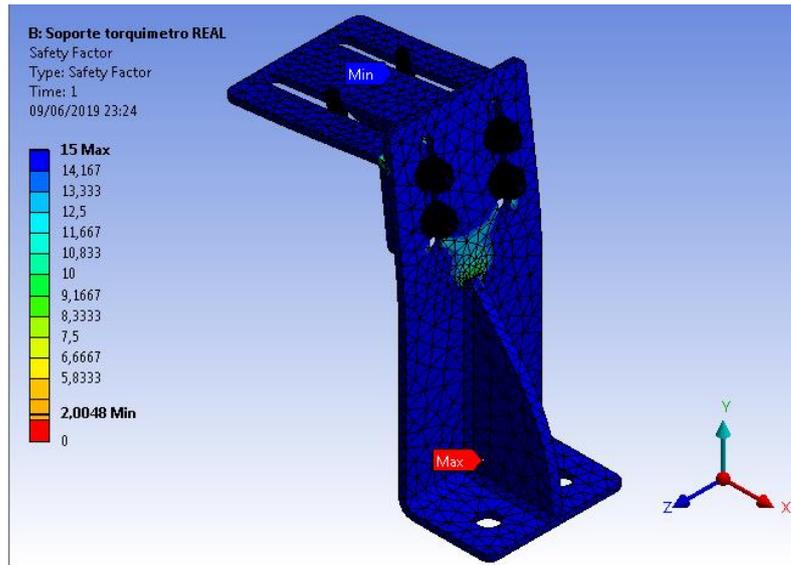


Figura 8.10 Factor de Seguridad por cortante máximo.

Fuente autor.

Factor de seguridad por energía de distorsión.

Este factor de seguridad hace referencia a la ecuación (6). En la figura 8.11 se observa un F.S = 1,38.

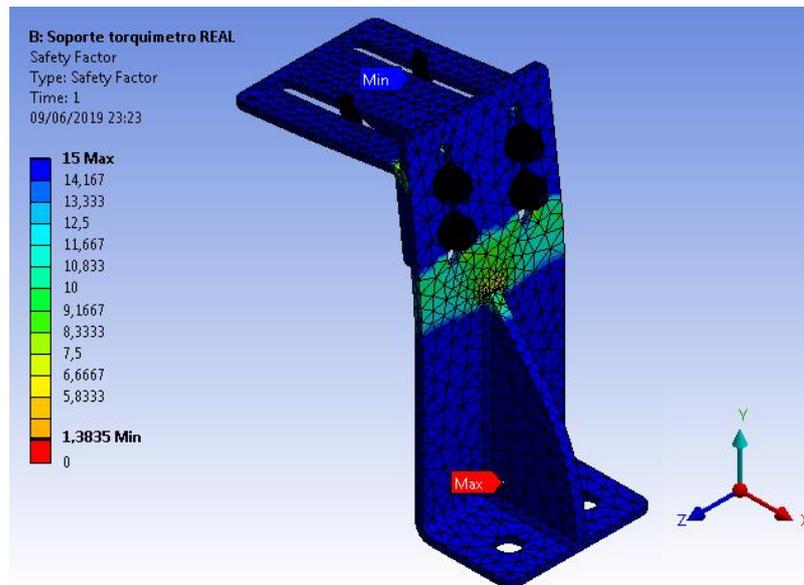


Figura 8.11 Factor de Seguridad por Von Mises.

Fuente autor.

Como se puede ver en las figuras 8.10 y 8.11 los factores de seguridad mínimos se encuentran sobre el tornillo que aprieta el sensor de par contra el soporte, lo que implica un esfuerzo de aplastamiento sobre el tornillo, pero aun con la carga de trabajo y con el régimen máximo de torque (100Nm) se alcanza a ver una falla por la pieza. Por otro lado se observa un degrade de colores por la parte final del pie de amigo vertical, esto indica que la simulación y el análisis teórico coinciden en una zona donde se producen altos esfuerzos.

En la figura 11.2 se observa una mayor zona afectada lo que implica los mayores esfuerzos internos de la pieza son debidos al momento flector ocasionado por la carga.

PERNOS DEL SOPORTE DEL SENSOR DE PAR

Como se pudo ver en la sección el cálculo de pernos relacionado al soporte del sensor de par fue calculado teóricamente, aquí se hace la comparación con la respuesta entregada por el software Ansys para las mismas condiciones de carga.

Esfuerzo normal (Von Mises)

Este esfuerzo hace referencia a la ecuación (5) de la sección de marco teórico y conceptual.

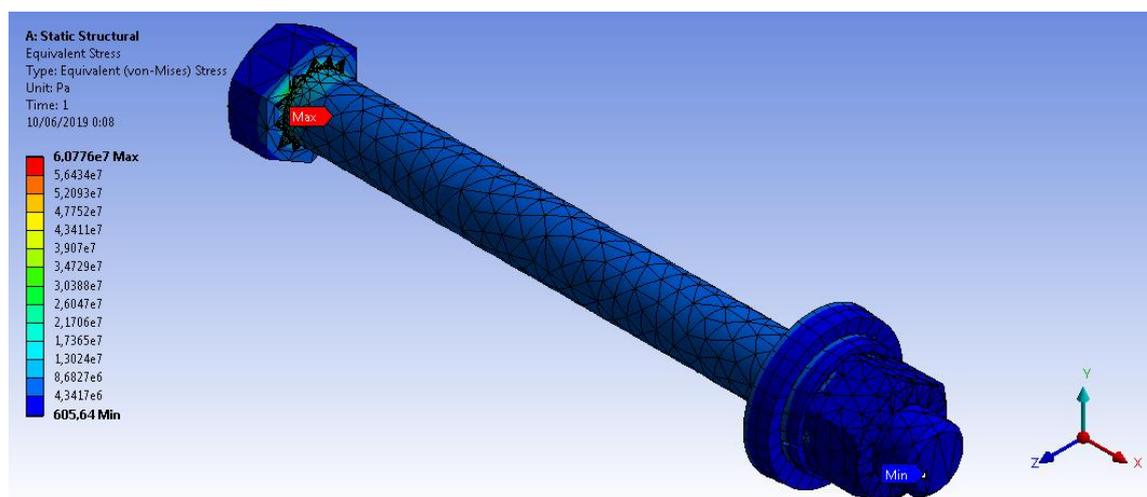


Figura 8.12 Esfuerzo normal sobre el Perno.

Fuente autor.

Por esfuerzo cortante máximo

Este es el esfuerzo que más afecta a la pieza en un lugar como la unión entre el vástago y la cabeza donde hay un concentrador de esfuerzos.

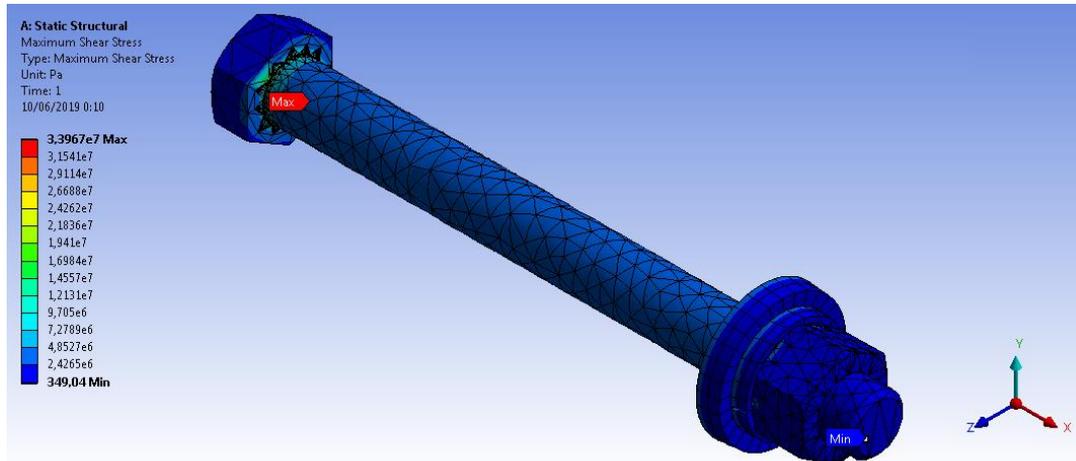


Figura 8.13 Esfuerzo cortante sobre el Perno.

Fuente autor.

Factor de seguridad

Este factor de seguridad fue tomado por cortante máximo ya que la resistencia del material se ve más comprometida por cortante que por esfuerzo normal. El factor de seguridad del perno en esa zona es de $F.S = 4.11$.

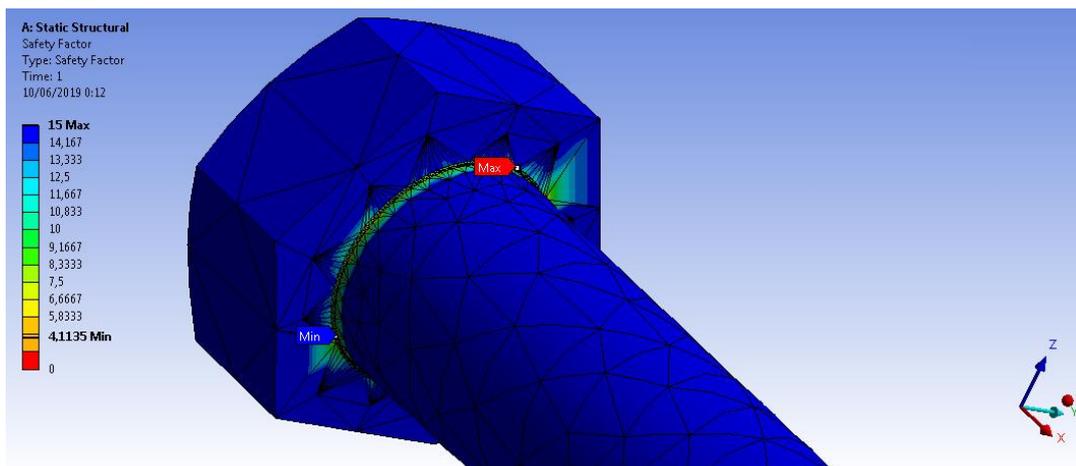


Figura 8.14 Factor de seguridad a cortante.

Fuente autor

En las figuras 8.12, 8.13 y 8.14 se retiró la arandela superior para ver los esfuerzos generados en la cabeza del perno, lugar en el cual se encuentran los mayores esfuerzos cortantes y normales; y por lo tanto el menor factor de seguridad.

Como se mostró en la parte teórica y se validó mediante el software, se supuso que la carga estaba dirigida a un solo perno, por lo que en el ensamble real serán dos pernos los que soporten la carga y por tal motivo el factor de seguridad de cada elemento aumentará al doble.

SOPORTE DEL SISTEMA DE ADMISION

En el diseño en el soporte de admisión se supuso que un solo soporte estaba cargando toda la tubería, que la carga soportada por los pernos inferiores era el peso de la tubería (200N) y los pernos superiores estaban en condiciones de operación soportando una carga de tensión de 5424N. Bajo estas condiciones se diseñó cada elemento. Cabe resaltar que el soporte experimenta simultáneamente la carga de expansión por la tubería a 6bar y el peso de la misma.

Por esfuerzo normal (von mises)

En la figura 8.15 se ve el degrade de tonos en los cuales se distribuye el esfuerzo normal de Von Mises.

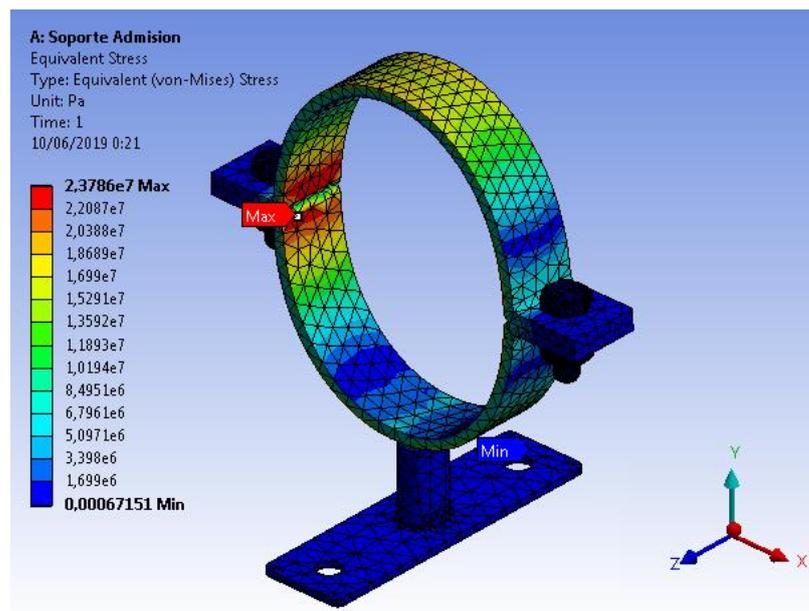


Figura 8.15 Esfuerzo Normal de Von Mises.

Fuente autor.

Factor de seguridad por Cortante máximo

Aun cuando el perfil tiene un espesor bajo, al ser fabricado en acero inoxidable la resistencia aumenta considerablemente dando un factor de seguridad mínimo de 9,75 en la zona cercana a la junta.

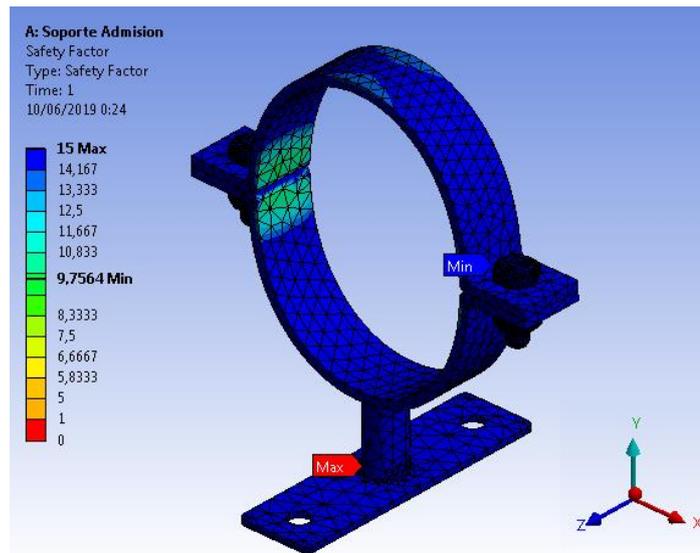


Figura 8.16 Factor de seguridad por cortante máximo.

Fuente autor.

PERNOS DEL SISTEMA DE ADMISION

Los pernos del sistema de admisión se diseñaron bajo dos criterios de carga, el primero para los pernos superiores en el cual están sometidos a una fuerza que intenta separar la junta, esta fuerza es generada por una tubería a 6 bar de presión; los inferiores soportando el peso de toda la tubería.

Esfuerzo cortante máximo sobre el perno superior

La figura 8.17 registra un valor de esfuerzo cortante máximo de 40 MPa. Lo que no sobrepasa la resistencia ultima del material.

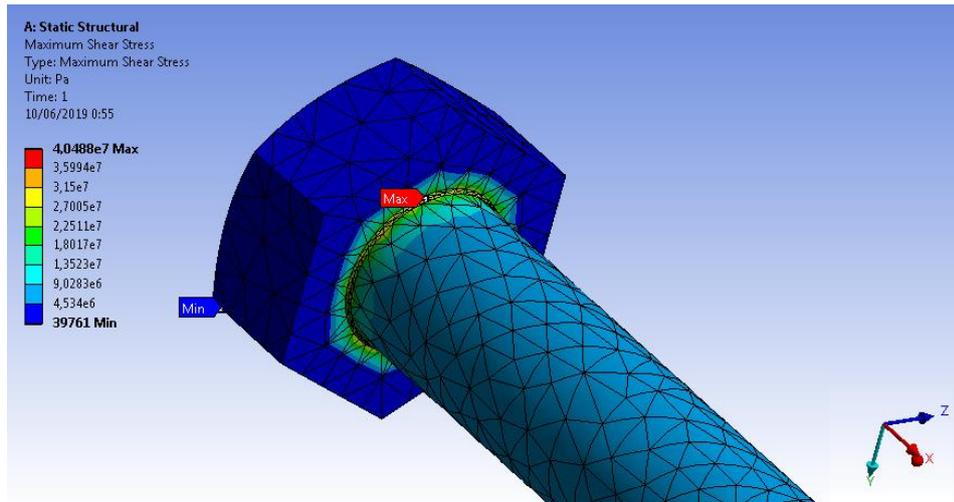


Figura 8.17 Esfuerzo cortante máximo sobre el perno superior.

Fuente autor

Factor de seguridad por cortante máximo Del perno superior

La figura 8.18 muestra un Factor de seguridad por cortante máximo de F.S = 3,56, indicando que el perno bajo estas condiciones no falla.

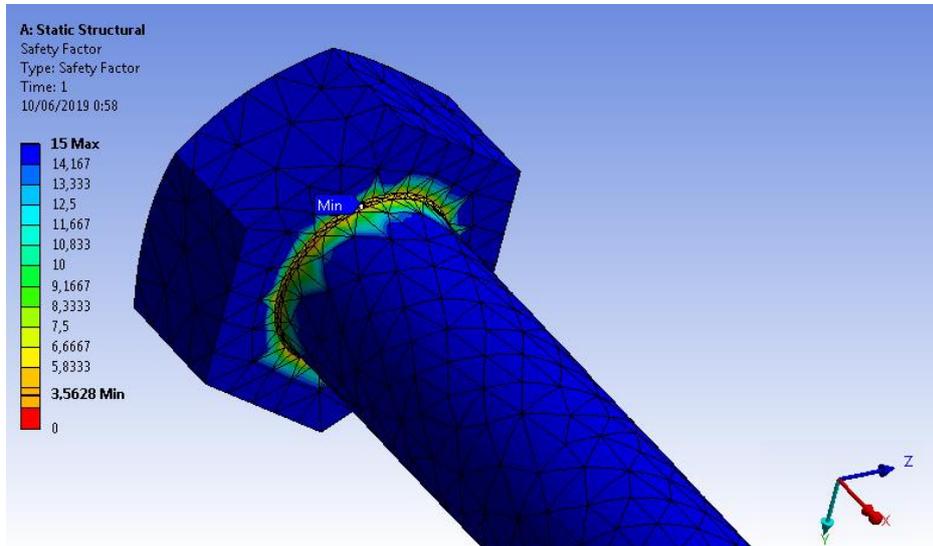


Figura 8.18 Factor de seguridad por cortante máximo sobre el perno superior.

Fuente autor

Esfuerzo cortante máximo en el perno inferior

Este perno estaba sometido a esfuerzo normal por el peso de la tubería, se debe tener en cuenta que la teoría afirma que las piezas sometidas a tensión fallan por cortante (Norton, 2011)

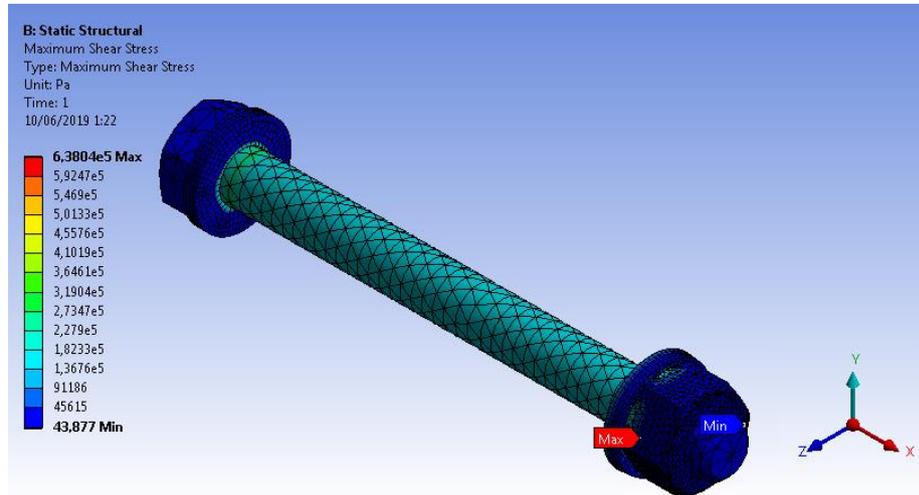


Figura 8.19 Esfuerzo cortante máximo del perno inferior.

Fuente autor.

Factor de seguridad por cortante máximo del perno inferior

Aun cuando el cortante podría ser la razón de la falla del elemento, el software arroja un factor de seguridad por cortante máximo de $F.S = 15$ o superior debido a que no hay degradación de colores.

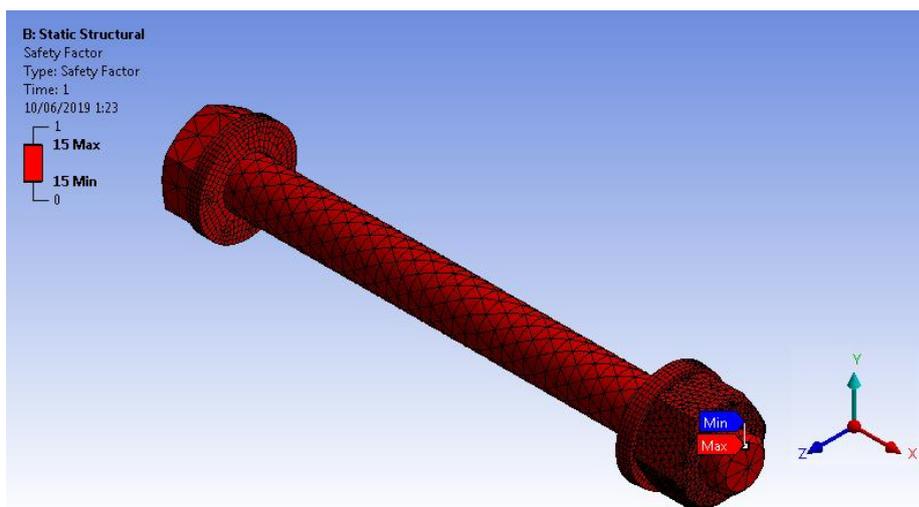


Figura 8.20 Factor de seguridad por cortante máximo del perno inferior.

Fuente autor.

SOPORTE DEL GENERADOR

La soldadura del soporte del generador se simuló con las especificaciones de un material de aporte para acero al carbón. Todos los elementos del ensamble soldado corresponden a la familia de aceros al carbón, como se muestra en las figuras siguientes, en la soldadura se presentan los esfuerzos más altos.

Esfuerzo se tensión (von Mises)

El esfuerzo normal de Von Mises es el más elevado en la soldadura registrando valores de la simulación de aproximadamente 16MPa lo cual es muy por debajo de la resistencia última o a la fluencia del material.

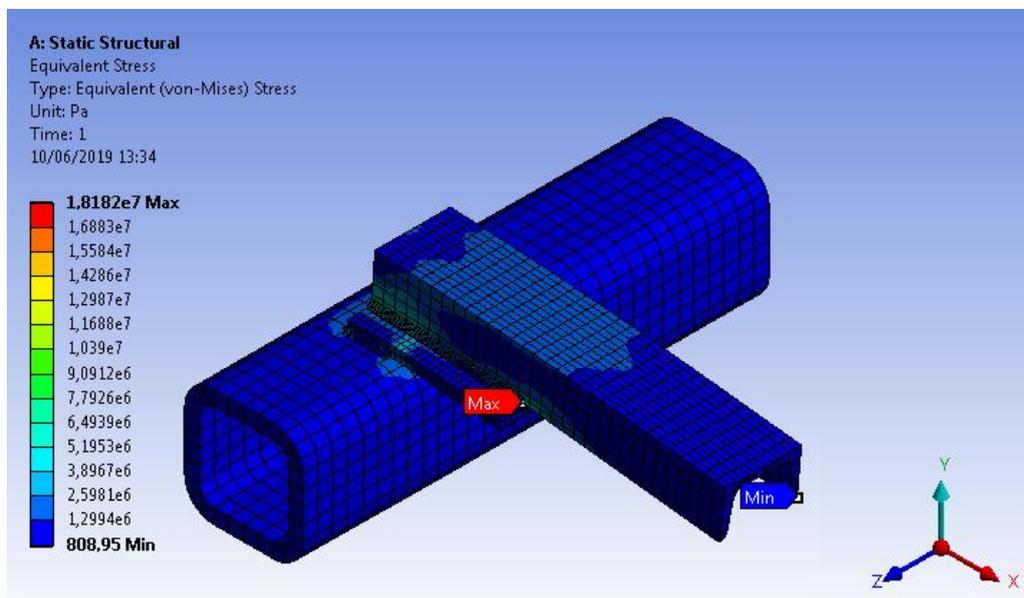


Figura 8.21 Esfuerzo normal de Von Mises.

Fuente autor.

Factor de seguridad por cortante máximo

Debido a que la carga genera un esfuerzo a tensión en el perfil en U, el factor de seguridad más bajo registrado es por cortante máximo el cual tiene un valor aproximado de 12,1, el cual es el valor más bajo y está ubicado en la soldadura. Aun así este valor indica un sobre dimensionamiento.

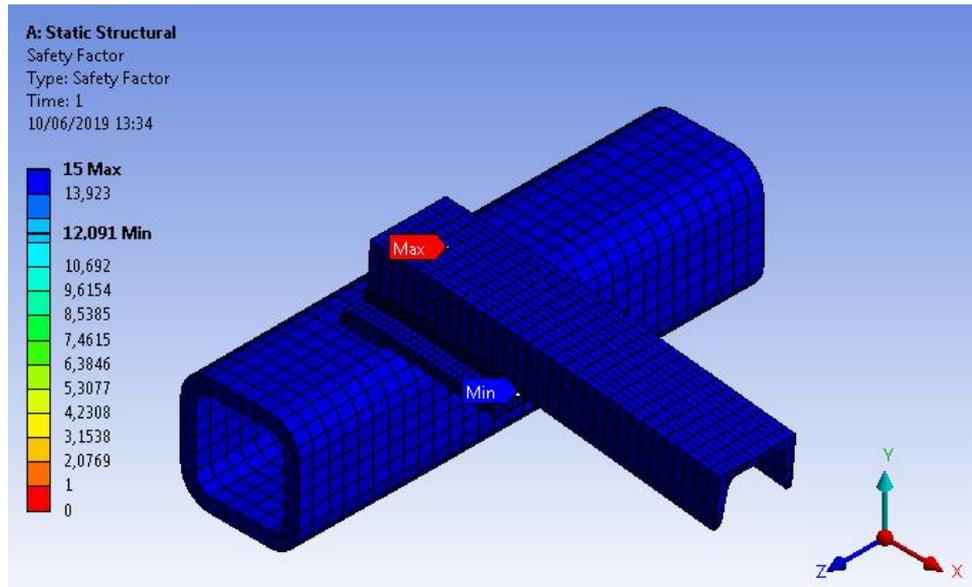


Figura 8.22 Factor de seguridad en la soldadura.

Fuente autor.

Como se mostró en todas las estructuras calculadas tanto por análisis teórico como por elementos finitos en Ansys, los factores de seguridad de manera general indican un sobredimensionamiento en los soportes, esto es bueno debido a que la estructura está sujeta a modificaciones futuras que la institución quisiera hacer. Dejar un remanente de carga bastante amplio es bueno para no rediseñar soportes en el futuro.

9. CAPITULO 2 MONTAJE EXPERIMENTAL

En esta sección se describe el desarrollado del montaje del banco de prueba de motor diésel. Se tiene en cuenta que para el correcto funcionamiento del motor con GLP la admisión del aire fue modificada.

Algunos de los elementos mencionados en esta sección tienen sus respectivos cálculos en la sección de análisis estructural.

9.1. Instalación del generador

El generador fue el primer elemento en ser instalado debido a que este fue utilizado en un proyecto de grado anterior y por lo tanto ya se encontraba dentro

de las instalaciones de la universidad, al igual que la estructura que soportaría todos los elementos.

El generador está apoyado sobre una de las 2 vigas centrales del banco como se muestra en la figura 7.1; pero también está sujeto a unos soportes especiales que le dan la altura específica para quedar alineado horizontalmente con el motor y el sensor de torque. Estos soportes especiales están fijados al banco mediante soldadura eléctrica.

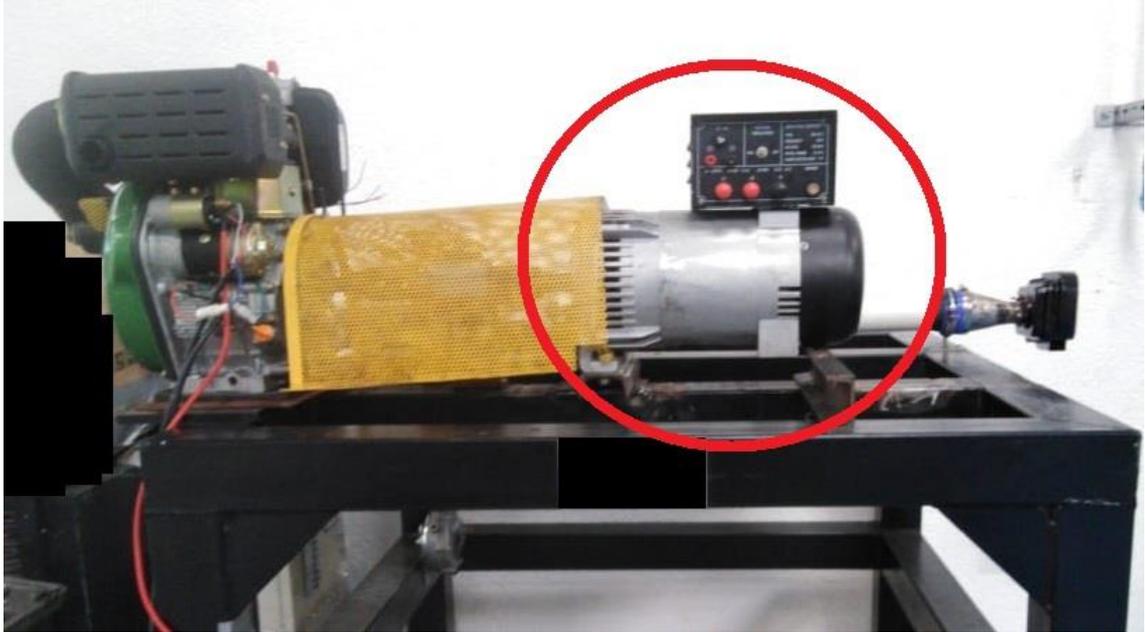


Figura 9.1 Vista frontal del banco de pruebas.

Fuente: Autor

9.2. Fabricación de los soportes del sensor de torque

Los soportes del sensor de torque fueron diseñados especialmente para sujetarlo y posicionarlo de manera cómoda en un plano paralelo al eje del sensor, por tal motivo se diseñó con ranuras que facilitan su desplazamiento y con un espesor adecuado para evitar la flexión o vibración del mismo, el soporte se puede ver en la figura 9.2

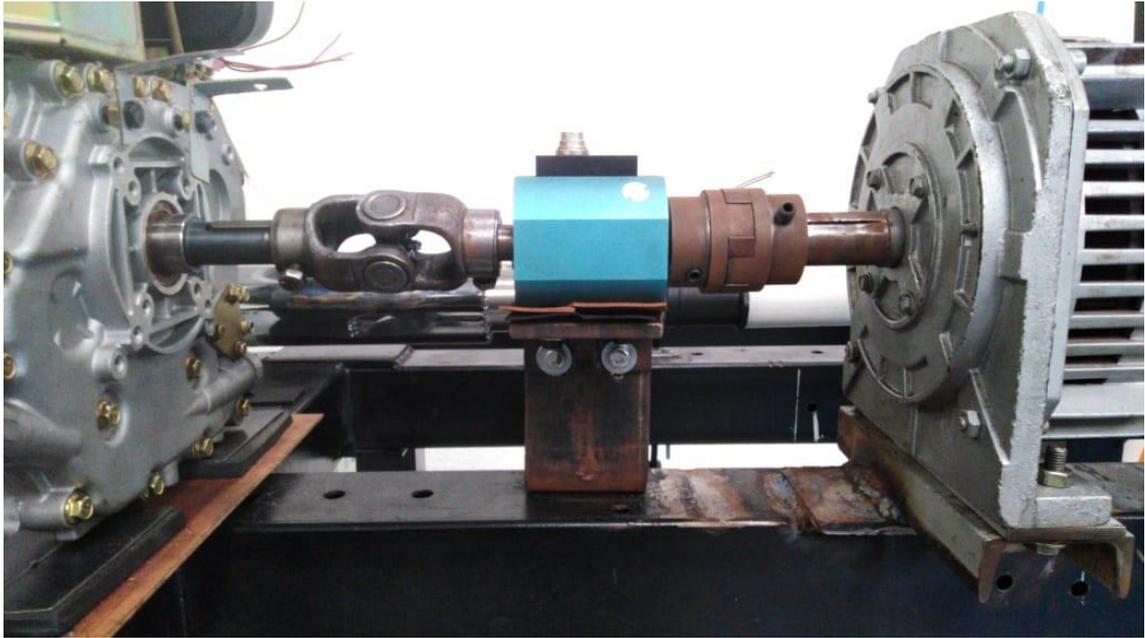


Figura 9.2 Vista Frontal ensamble de motor-sensor de par-generador.

Fuente: Autor.

9.3. Ubicación de los soportes del sensor de torque.

Para la fijación soporte del sensor en el banco fue necesario medir la ubicación precisa de los agujeros; esta distancia se tomó usando como referencia el generador que ya estaba ubicado en el banco. Luego de realizar las marcas y taladrar, se dio ajuste al soporte con pernos que el equipo de investigación adquirió por su cuenta tomando en consideración las especificaciones de diseño mostradas en el capítulo 1; estos pernos son M12 x 1,75.

9.4. Fijación del motor sobre el banco

El motor diésel que adquirió la universidad tiene 4 agujeros de fijación en su bloque; el procedimiento que se utilizó para fijarlo al banco tuvo como primero paso la ubicación de una platina de acero de espesor de 3/8 in la cual brinda un apoyo mayor debido a que el área de los perfiles en los que está fabricado el banco es menor que la que se tiene sobre la platina; luego de realizar los agujeros respectivos para el apoyo del motor en 4 puntos, se ubicaron dos láminas de caucho para mitigar las vibraciones del motor, añadido a eso se soldó 2 apoyos que brindarían soporte a la platina de acero ya que una parte de esta quedaba en voladizo. La figura 9.3 muestra el apoyo del motor sobre los soportes y las láminas de acero y caucho.

Los pernos utilizados en la fijación del motor son 1/2 x 16 UNC 1A.

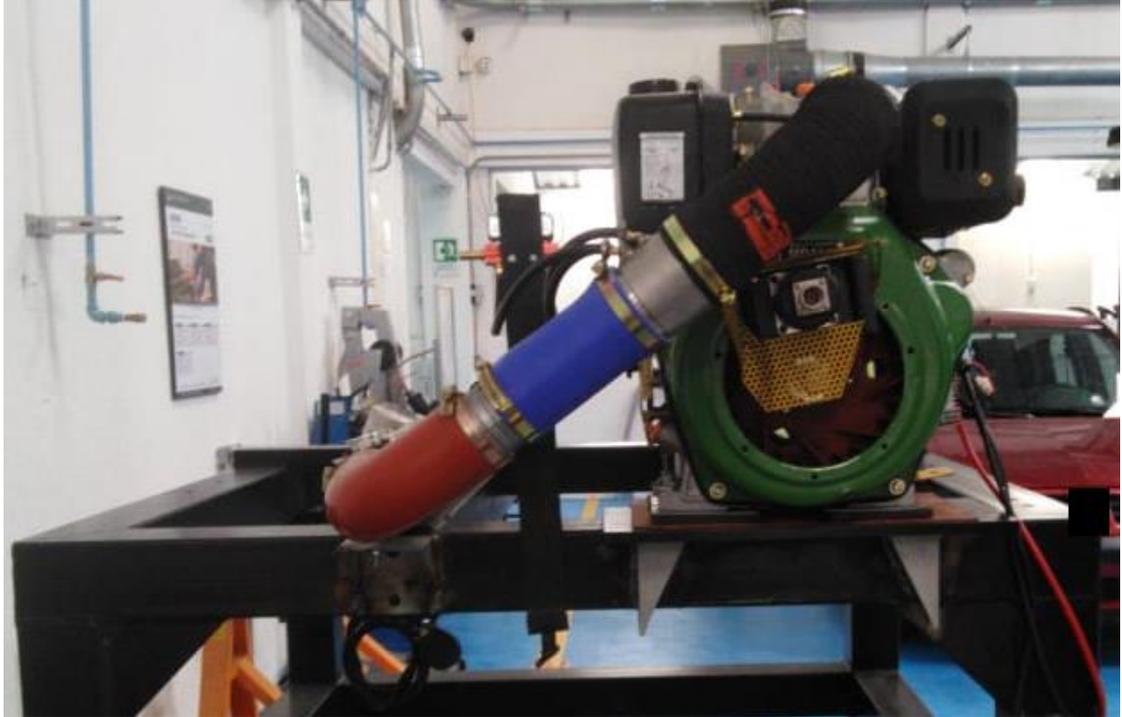


Figura 9.3 Vista lateral izquierda del banco.

Fuente: Autor

9.5. Adquisición de los acoples de junta universal y flexible tipo araña

La junta universal es un elemento cinemático que permite 2 grados de libertad y por tanto la desalineación angular entre ejes, y el acople flexible tipo araña es un elemento formado por dos “manzanas” que están unidas mediante un polímero en forma de estrella o “araña” que permite transmitir la potencia con suavidad aunque entre los ejes exista desalineación angular también.

Los acoples son mostrados en la figura 9.2 y la fijación del acople con su eje respectivo se logra mediante el ajuste con un prisionero. Estos acoples fueron escogidos y comprados por el equipo de investigación en función del diámetro del eje conductor, es decir, el eje del motor (1in).

9.6. Alineación de los ejes del motor, sensor de torque y generador

Una de las tareas más importantes del montaje experimental y que se debían desarrollar con mayor rigurosidad fue la alineación de los ejes del motor, sensor de torque y generador. Esta alineación incluía la restricción de concentricidad de los ejes y la alineación angular.

La alineación horizontal de los ejes se logró utilizando un nivel y la torsión adecuada a los pernos de sujeción de cada elemento; para concentricidad de los ejes se utilizó un comparador de caratula el cual registró valores de hasta 18 milésimas de pulgada o aproximadamente 0,3 milímetros.

9.7. Diseño y fabricación del eje de toma de velocidad del sensor Encoder

El sensor de velocidad Encoder se ubicó en la parte posterior del cigüeñal, es decir en el lado opuesto al de toma de fuerza, el cual está mecanizado con una rosca milimétrica M18 x 1,5. Para poder acoplar el sensor al cigüeñal se diseñó un eje con las características de la rosca y que cumpliera con la función de transferir la velocidad al Encoder mediante una transmisión por cadena de reducción de 2,5:1.



Figura 9.4 Vista del ensamblaje Encoder-motor.

Fuente: Autor.

La figura 9.4 muestra el montaje del sensor. El anexo 4 muestra el plano del eje utilizado para esta aplicación.

9.8. Diseño y fabricación del soporte del sensor Encoder

El sensor de velocidad se fijó a la carcasa del motor mediante un soporte formado de un retazo de perfil en L44x44 que fue mecanizado para darle el ajuste preciso. En la figura 9.5 se puede ver en montaje del soporte.

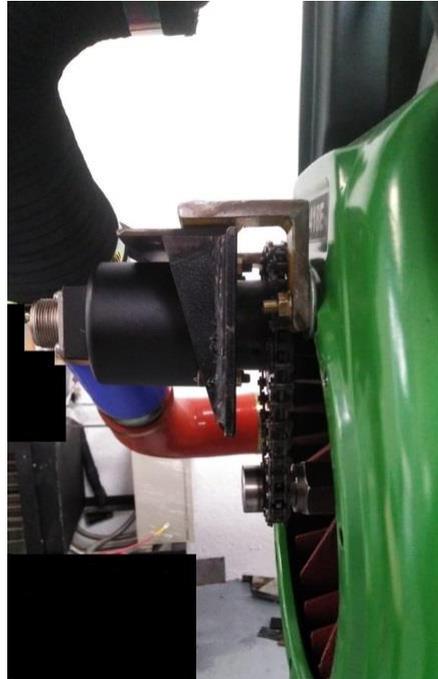


Figura 9.5 Montaje del Encoder.

Fuente: Autor.

9.9. Ensamble del sensor Encoder en el montaje

El sensor Encoder fue ubicado justo encima del eje mencionado en el numeral 9.7 y soportado mediante los agujeros de la carcasa del motor; el montaje se puede ver en la figura 9.5 Las dimensiones del ensamble fueron medidas en el laboratorio de tal manera que la separación de la cadena y la carcasa verde del motor fuera de 1 mm aproximadamente.

9.10. Diseño y Fabricación de los soportes del sistema de admisión

Los soportes del sistema de admisión se diseñaron con base en el calentador eléctrico el cual tiene un diámetro de exterior de 72mm; éste fue tomado como referencia para la ubicación de los elementos del sistema de admisión. Para realizar el montaje se utilizaron 3 soportes que fueron diseñados y comprados por el equipo de investigación. La figura 9.6 muestra la ubicación en el montaje y el anexo 8 la geometría de los soportes.



Figura 9.6 Vista posterior de banco.

Fuente: Autor.

9.11. Ubicación del calentador eléctrico sobre los soportes

Debido a que este elemento fue la referencia para así distribuir la ubicación de las demás partes del sistema de admisión; la única condición para que el ajuste del calentador en el montaje fuera correcto, este se ubicó de la siguiente forma: la sección transversal circular de la salida del calentador debía ser paralela a la superficie de admisión de aire del bloque del motor. De esta manera se garantizó que el ensamble de los demás elementos no fuera afectados.

9.12. Calibración del sensor MAF en el túnel de viento.

El sensor de masa de aire MAF es un elemento utilizado en los automóviles con la aplicación de contar la cantidad de aire que recibe el motor con la finalidad de configurar las proporciones de aire-combustible y así garantizar una mezcla correcta.

Para realizar la calibración del sensor, se dispuso del túnel de viento de la universidad. El director del proyecto supervisó la práctica comparando los datos obtenidos experimentalmente con los provistos por el fabricante del sensor, confirmando que la curva obtenida en el laboratorio es muy similar a la curva teórica del fabricante.

9.13. Acople del sensor MAF

Según las especificaciones del fabricante, el sensor debe recibir un flujo totalmente desarrollado, por lo que en el montaje del mismo se dispuso de un tubo de PVC (sección 9.16) con una longitud de 10 veces el diámetro del sensor para así garantizar que la lectura no se viera afectada. En la figura 9.7 se destacan en sensor y el tubo PVC.

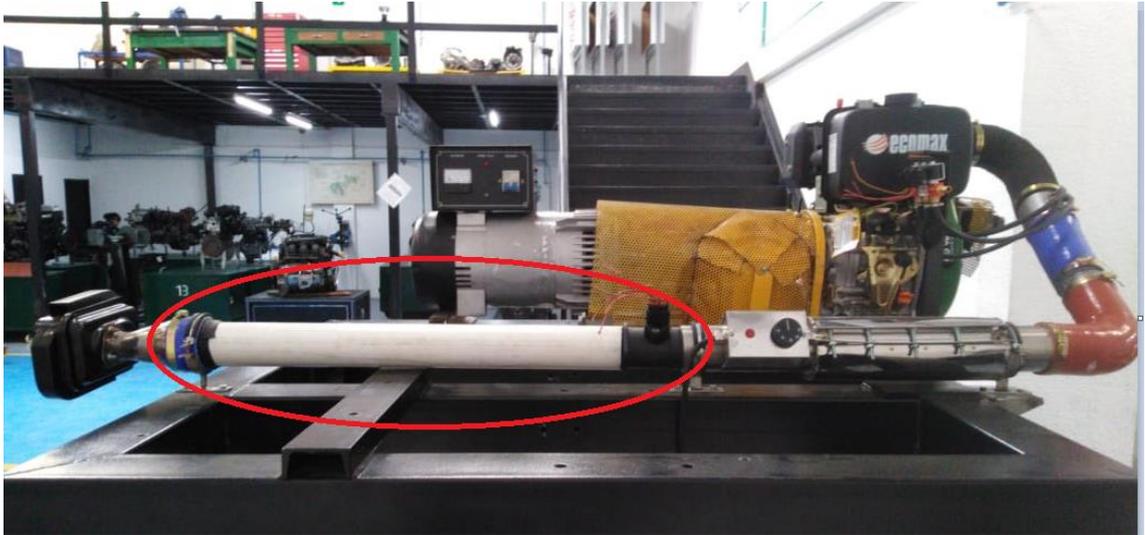


Figura 9.7 Sensor MAF y tubo PVC.

Fuente: Autor.

9.14. Diseño y fabricación de la pieza de inyectores

La pieza de inyectores fue diseñada como una cámara de mezclado ubicada en la línea de admisión la cual unifica los flujos de aire y de GLP, es decir que esta pieza es la primera en recibir contacto con los dos fluidos al mismo tiempo. La geometría detallada de esta pieza se puede ver en el anexo 1, 2 y 3; la pieza en el montaje se destaca en la figura 9.8.

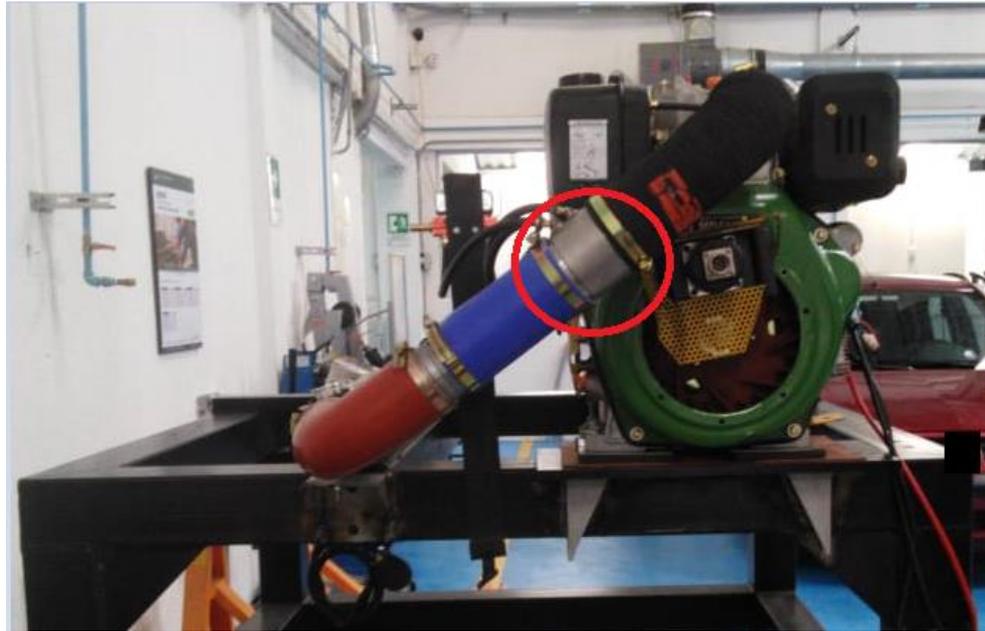


Figura 9.8 Pieza de inyectores.

Fuente: Autor.

9.15. Elección y compra de codos de silicona

La selección y compra de los codos siliconados utilizados en la admisión fue gestionada por un miembro del equipo; estos fueron escogidos por sus propiedades de resistencia a la temperatura y hermeticidad, lo que ayuda perfectamente a mantener confinado el fluido dentro de la tubería en las condiciones en las que fluye. En la parte superior de la figura 9.3 se ven los tubos de color café, azul y negro.

9.16. Compra y adaptación de un tubo de PVC

El tubo PVC utilizado en el montaje tiene un diámetro interno de $2 \frac{1}{2}$ in que equivale aproximadamente a 63,5mm, el diámetro exterior de la entrada del sensor de aire es de aproximadamente $2 \frac{3}{4}$ in ≈ 70 mm por lo que se tuvo que mecanizar su diámetro interior para así asegurar de manera correcta las dos partes. Respecto al largo del tubo, éste tiene 70 cm para cumplir la condición de desarrollo del flujo que corresponde a 10 veces el diámetro. El ensamble entre el tubo y el MAF se puede ver en la figura 9.7.

9.17. Compra de láminas y fabricación de tobera y difusor.

La línea modificada de admisión se ubicó entre el filtro del motor y la entrada de aire al bloque del mismo; por este motivo se diseñaron 2 piezas que se acoplaran al filtro y al motor respectivamente, en la figura 9.9 se puede ver la ubicación de

estas en el montaje experimental y su geometría se puede ver en el anexo 9, 10 y 11.



Figura 9.9 Tobera y difusor de admisión.

Fuente: Autor.

Estas piezas se fabricaron de dos láminas de acero cold roll a las cuales se les dio la forma de tobera y difusor doblándolas con golpes de martillo y uniéndolas con soldadura. Cada elemento se soldó a la brida respectiva y se ajustó en el montaje.

9.18. Montaje del riel de inyectores

El riel de inyectores es el elemento de la línea de GLP que inyecta directamente el fluido a la pieza de inyectores; de fábrica este elemento tiene racores y mangueras que facilitan su instalación. Respecto a su montaje, fue unido al banco en un soporte especial tipo prensa provisto por la universidad y fijado al soporte mediante tornillos $\frac{1}{4}$ x 20 UNC -1A.

9.19. Ajuste de la línea de admisión y eliminación de fugas

Las fugas en el sistema de admisión se presentaban debido a que la unión de los elementos era entre dos superficies sólidas, por este motivo el método para eliminarlas era introducir un elemento elástico en la interfaz de estos. Este elemento es un retazo de caucho tomado de los neumáticos de automóviles, al insertar este elemento entre las uniones y comprobar con jabón y agua, las fugas fueron eliminadas en un 99%.

9.20. Tubería de escape para toma de datos

En el escape del motor es necesario realizar una modificación que involucra una extensión en la tubería para acondicionar elementos de medición como lo son una termocupla y una sonda analizadora de gases. La geometría de la tubería se puede ver en el anexo 12.

10. CAPITULO 3. MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

En esta sección se mostrara el manual de operación del banco, es decir la forma correcta como se tiene que poner en funcionamiento todo el equipo trabajando como un conjunto.

El presente manual es escrito basándose en el manual de operación y mantenimiento del motor.

10.1. ESPECIFICACIONES TECNICAS Y DATOS.

Los datos técnicos del motor se pueden ver en la tabla 6.1. Sin embargo a continuación se muestran las partes del motor y apartados importantes.

Partes del motor

La figura 10.1 muestra las partes del motor utilizado en este proyecto.

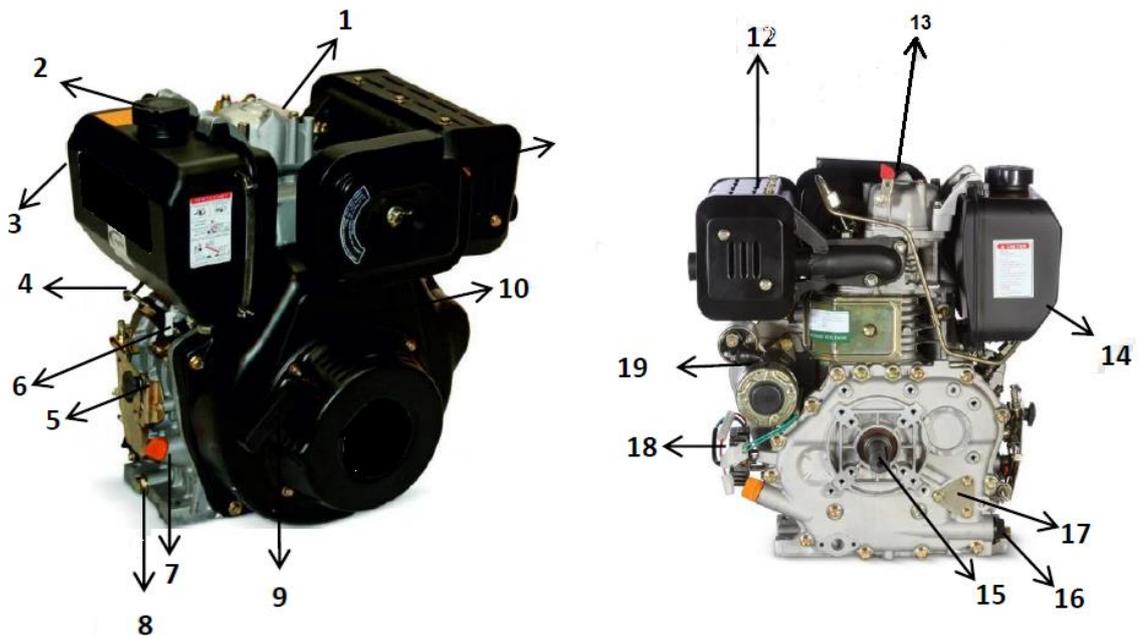


Figura 10.1 Partes de un motor de combustión interna diésel monocilindrico de 10hp.

Fuente (ECOHORSE, 2019)

1	Inyector	11	Filtro de aire
2	Tapa del tanque	12	Mofle
3	Tapa de combustible	13	Palanca descompresora
4	Bomba de inyección	14	Tubo de inyección
5	Sistema de regulación de velocidad	15	Toma de fuerza del cigüeñal
6	Llave de salida del tanque	16	Filtro de aceite
7	Tapón de llenado y varilla medidora	17	Bomba de aceite
8	Tapón drenaje de aceite	18	Regulador de voltaje
9	Arranque retráctil manual	19	Motor de arranque.
10	Tapa ventilador		

Tabla 10.1 Partes de un motor de combustión interna diésel monocilindrico de 10hp.

Fuente: (ECOHORSE, 2019)

10.2. PRECAUCIONES Y USO

Estas precauciones hacen referencia a los cuidados que debe tener el operario antes de manipular el banco de pruebas ya que cada actividad tiene un riesgo permanente. Antes de proceder con el manual asegúrese que tiene los documentos de seguridad en el trabajo que requiere la institución en un estado vigente.

- **Precauciones con los gases de escape**

- a) No ponga en operación el motor cerca de personas que desconozcan la actividad o cerca de animales.
- b) Mantenga el tubo de escape sin obstrucciones y cerca de un extractor de gases.
- c) Nunca inhale los gases de escape, estos tienen gases tóxicos como el monóxido de carbono el cual puede causar la pérdida de la conciencia y en periodos de larga exposición hasta la muerte.
- d) Si va a operar el motor bajo techo, asegúrese de tener cerca una línea de extracción de gases, de lo contrario no opere en lugares cerrados.

- **Precauciones al llenar el combustible**

- a) No llene el tanque de combustible cuando el motor este prendido
- b) No exceda la marca de llenado.
- c) En caso de derrame de combustible sobre alguna superficie, no prenda el motor y limpie cuidadosamente, luego espere hasta que éste se haya secado por completo antes de arrancar el motor.
- d) Cuando se realice un cambio de aceite asegúrese que tanto la tapa del tanque del combustible como la llave de drenaje del mismo estén bien cerradas para evitar derrames.
- e) No llene el tanque de combustible si luego va a desplazar el banco, esto puede generar derrames; si tiene que trasladar el banco, drene todo el combustible del tanque.
- f) Revise las conexiones de la línea de bombeo del combustible para evitar fugas.

- **Prevención de incendios**

- a) Jamás opere el banco cerca de una persona que este fumando o cerca de una llama.
- b) Mantenga alejado el banco de depósitos de combustible, lubricantes, materiales peligrosos o inflamables para evitar explosiones.
- c) Mantenga el banco separado a una distancia mínima de un metro de alguna estructura o edificación.

- **Precauciones alrededor del motor**

- a) Antes de arrancar el motor asegúrese que los prisioneros y partes móviles están bien ajustados
- b) Asegúrese que la malla de protección está ajustada en los puntos de anclaje.
- c) Verifique que las superficies calientes del motor y del sistema de admisión están bien aisladas.
- d) mantenga el banco de pruebas sobre una superficie nivelada para evitar derrames de combustible.
- e) Jamás mueva o traslade el banco mientras el motor está en operación.
- f) Revise el ajuste de cada perno, tornillo y tuerca, un mal ajuste puede ocasionar lesiones graves al operario.
- g) Revise el nivel de aceite del motor y complételo si es necesario
- h) Revise las conexiones eléctricas del banco; no ponga en operación si hay cables en mal estado
- i) Asegúrese de que no hay derrame de agua o algún fluido que pueda ocasionar accidentes o corto.
- j) Nunca opere el banco de pruebas con ropa inadecuada, los elementos de protección constan de un overol, botas de seguridad (punta de acero), tapa oídos y guantes.
- k) Nunca opere el banco con ropa suelta tales como camisas abiertas, manillas o pulseras, anillos, cinturones si abrochar, etc. Estos pueden quedar atrapados en las piezas móviles del banco y ocasionar heridas graves o hasta la muerte.
- l) Asegúrese que los cables de conexión a la batería están en buen estado y en la posición correcta.

10.3. OPERACIÓN DEL BALCO DE PRUEBAS

Esta sección explica los parámetros a tener en cuenta mientras el motor está en funcionamiento. Esta es la sección en la que todo el banco se acondiciona para ejecutar la tarea por la cual fue diseñado.

Arranque

Luego de haber verificado cada uno de los literales expuestos en la sección 10.1 y 10.2 se debe quitar la carga del motor y luego proceder en el orden de los numerales expuestos a continuación:

- a) Abra la llave de paso de combustible
- b) Coloque la palanca de control de velocidad en la posición "RUN" o marcha.
- c) Baje la palanca del descompresor y manténgala abajo.
- d) Meta la llave en el interruptor y gire hacia la posición "start".
- e) Si el motor arranca retire la mano del interruptor de encendido inmediatamente.
- f) Si el motor no arranca después de un tiempo de 15 segundos espere un tiempo de 20 segundos más para realizar un segundo intento. Luego de esperar el tiempo prudente realice los literales b y c de nuevo.
- g) Si el motor no arranca después de tres intentos desista del encendido eléctrico, puede que la batería este descargada y dañar el motor de arranque si continua intentarlo prenderlo por este método.
- h) para encender el motor por el método manual tome de la manija de arranque y tire suavemente hasta que pueda bajar la palanca descompresora y luego suelte la manija retráctil.
- i) cuando la palanca descompresora este abajo tire un poco hasta sentir resistencia, inmediatamente la sienta tire con fuerza. Si el motor no prende, repita el literal g y h hasta que suceda el encendido.

Marcha del motor

Repita los pasos mostrados a continuación siempre que el motor esté encendido.

- a) Deje que el motor precaliente durante 3 minutos sin carga. Esto se hace con el fin de no transmitir potencia mientras los elementos del motor se encuentran fríos ya que esto deteriora las piezas y acorta la vida útil del motor.
- b) Coloque la palanca de velocidad en la posición requerida.

Chequeos

Mientras el motor se encuentra encendido y sin carga verifique los literales mostrados a continuación:

- a) ¿Escucha ruidos o vibraciones anormales?
- b) ¿El color de los gases de escape es demasiado negro o demasiado blanco?
- c) Si detecta alguno de los fenómenos descritos anteriormente detenga el motor y contacte al distribuidor Ecomax más cercano.
- d) Luego de haber revisado todo con cuidado, detenga el motor (como se mostrara a continuación y conecte la carga).

Parada del motor

Para detener el motor ejecute cada literal mostrado a continuación en el orden indicado:

- a) Coloque la palanca en la posición de baja velocidad y deje marchar el motor sin carga durante 3 minutos.
- b) Coloque la palanca de velocidad en la posición "STOP".
- c) Coloque la llave de paso de combustible en la posición "S".
- d) Gire la llave del interruptor de encendido en la posición "off".
- e) Tome la manija retráctil y gírela suavemente hasta que sienta presión en su mano. Esto indica que el ciclo de compresión inició y por consiguiente las válvulas de admisión y escape están cerradas; luego retorne la manija retráctil a su posición de descanso, con esto se evita la formación de corrosión cuando el motor no se usa.

Condiciones de operación

Las condiciones de operación hacen referencia a la activación o arranque de todos los elementos que conforman el banco. Los literales expuestos a continuación deben seguirse en el orden que indica la lista.

- a) Luego de los 3 minutos de acondicionamiento del motor, encienda el calentador de 3kW en la temperatura requerida y deje que la temperatura de la línea de admisión de acondicione.
- b) Abra la válvula del depósito de GLP en la posición requerida para un caudal específico.

- c) Monitoree el control electrónico del riel de inyectores en la pantalla del ordenador
- d) Ajuste la carga térmica requerida en el banco de resistencias.

Recomendaciones de seguridad en condiciones de operación

Hay parámetros a tener en cuenta mientras el banco está en operación para evitar lesiones personales o la avería de los elementos, estas recomendaciones de seguridad son:

- a) Jamás agregue combustible o aceite al motor mientras este esté en funcionamiento
- b) Si alguna manguera, acople o elemento se desensambla, desajusta o se rompe, NO lo ponga, reemplace o ajuste mientras el banco se encuentra en operación, si esto llega a ocurrir, apague el motor y cada elemento prendido, realice los ajustes necesarios y reinicie el encendido.
- c) Jamás toque el mofle (escape) del motor, la superficie del calentador de admisión, la pieza inyectores o la tobera de admisión directamente con las manos mientras el banco se encuentre prendido o momentos después de haber apagado todo. Hacerlo podría ocasionarle quemaduras graves.
- d) Jamás opere el banco sin el filtro de aire ajustado en su lugar correspondiente, hacer esto permitiría el ingreso de basura e impurezas a la cámara de combustión del motor o quedar atascados en la tubería de admisión deteriorando la vida útil de los equipos.

Después de la operación

Es importante apagar todo de manera correcta para no dañar los equipos o generar problemas para las siguientes operaciones. Por eso después de operar el banco de pruebas:

- a) Desconecte todo cable del enchufe y enróllelo adecuadamente.
- b) Siga las instrucciones de apagado del motor explicadas anteriormente.
- c) Devuelva la perilla del calentador de aire a la posición "0".
- d) Desconecte los cables de sensores y termocuplas y guárdelos cuidadosamente en su respectivo lugar.
- e) Cierre la válvula del depósito de GLP.
- f) Ponga todos los interruptores del banco de resistencias en la posición "OFF".

10.4. MANUAL DE MANTENIMIENTO

Las labores de mantenimiento son de suma importancia en la práctica de la ingeniería, al punto de que la rama de mantenimiento es la segunda más importante en la ingeniería mecánica después del diseño. Todo lo que se supervisa prospera, y el mantenimiento es una forma de supervisar el buen funcionamiento de equipos e instrumentos; por este motivo este manual de mantenimiento presenta las prácticas correctas para realizar un mantenimiento adecuado a cada elemento, principalmente al motor que es la herramienta más compleja del montaje.

Este manual de mantenimiento al banco se escribió basándose en los principios de mantenimiento de un motor de combustión interna.

Mantenimiento y chequeo diario

El mantenimiento diario es una labor que debe hacer el operario (ECOHORSE, 2019) con el fin de evitar fallas por falta de pro actividad, es decir, en el mantenimiento de activos existen tareas simples y sencillas que puede realizar el operario antes y después de ejecutar su tarea; estas tareas pueden ser limpieza de su zona de trabajo, lubricar partes móviles, engrasar rodamientos, etc. En esta sección se explican algunas labores de mantenimiento que deben realizarse diaria y regular antes de operar el banco de pruebas.

Mantenimiento diario

Las labores que se deben realizar todos los días que se desee operar el banco de pruebas:

- a) Verificar que el nivel del aceite del motor se encuentra entre los límites superior e inferior.
- b) Revisar que no existan fugas de combustible o aceite
- c) Limpiar la suciedad y grasa de los equipos; conserve el banco limpio
- d) Elimine el óxido de los elementos metálicos expuestos al ambiente con una grata.
- e) Verifique que los tornillos y tuercas están ajustados
- f) Verifique que ningún interruptor del banco de resistencias esta encendido.
- g) Asegúrese que los puertos o conectores de los sensores están libres de polvo o suciedad.
- h) Verificar el estado de carga de la batería.

Mantenimiento programado

El mantenimiento regular o programado es de vital importancia para la vida útil del banco de pruebas, por eso la tabla 9.2 muestra qué tarea realizar y cuando realizarla para mantener el equipo en óptimas condiciones.

OPERACIÓN	Diario	Mes / 20h	3 Mes/ 200h	6 Meses / 400h	Anual / 100h
Revisar y llenar combustible	X				
Drenar combustible		X			
Revisar y llenar nivel de aceite	X				
Revisar fugas de combustible	X				
Cambio de aceite		X	X		
Cambio del filtro de aceite				X	
Cambiar filtro del aire			X		
Limpiar filtro de combustible				X	X
Limpieza de la bomba de combustible				X	
Limpieza del inyector de combustible				X	
Revisar líneas de combustible				X	
Calibrar válvulas de admisión y escape	X			X	
Asentar válvulas de admisión y escape					X
Reemplazar anillos del pistón					X
Revisar y apretar todos los tornillos	X				

Verificar el estado de la carga de la batería	X				
Limpiar con aire comprimido los contactores			X		
Verificar el estado de los equipos eléctricos y electrónicos			X		
Limpiar los bornes de la batería		X			

Tabla 10.2 Lista de tareas de mantenimiento preventivo.

Fuente: (ECOHORSE, 2019)

Combustible y Lubricantes

El combustible y aceite deben mantenerse lo más limpios posibles, por este motivo se recomienda realizar las tareas de mantenimiento oportunamente para evitar daños irreversibles en el equipo. En la tabla 6.1 se menciona el tipo de aceite con en que el motor opera (SAE 15W – 40). El cambio de filtro de combustible no es mencionado en la tabla 9.2 pero debe realizarse cada año o 1000h de trabajo

Para limpiar el filtro del combustible:

- a) Afloje el tornillo de combustible que se encuentra debajo del tanque.
- b) Afloje la tuerca y retírela
- c) Retire la bomba de alta presión de combustible
- d) Limpie el filtro con un cepillo de cerdas suaves o reemplácelo.

Para limpiar el filtro del aceite:

- a) Afloje los tornillos con la respectiva llave
- b) Retire el anillo de sellado con pinzas
- c) Hale el filtro con pinzas
- d) Límpielo con un cepillo de cerdas suaves o reemplácelo.

Para limpiar el filtro del aire:

- a) Afloje la tuerca “mariposa” de la carcasa.
- b) Retire el filtro, no lo sople.
- c) Límpielo con un cepillo de cerdas suaves
- d) No usar detergentes o jabón para limpiar el filtro

- e) Limpie frecuentemente el filtro ya que obstrucciones en el paso del aire aumentaran el consumo de combustible y aceite, además impedirá un fácil encendido del motor.

10.5. MODOS DE FALLA

Los modos de falla hacen referencia a la forma en cómo puede dejar de funcionar un elemento. Hay muchas formas en las que un elemento puede fallar y a su vez cada falla tiene varias causas, y entre más elementos tenga una maquina o mecanismo, mas modos de falla pueden existir, por esta razón es indispensable conocer los más frecuentes.

A continuación se muestran las soluciones a frecuentes modos de falla de los equipos del banco de pruebas:

El motor no arranca

Causa	Solución
En tiempos de clima frio el aceite se vuelve más viscoso	Se debe precalentar el aceite antes de agregarlo al cárter.
Filtro del aire	El filtro puede estar obstruyendo el paso suficiente de aire para que la mezcla sea adecuada.
Mala alimentación de combustible	Limpie el filtro de combustible o reemplácelo según sea el caso
El combustible se ha vuelto viscoso	Reemplace el combustible por uno en buenas condiciones.

Tabla 10.3 Soluciones cuando el motor no arranca

Fuente: (ECOHORSE, 2019)

El motor se detiene repentinamente

Causa	Solución
Se agotó el combustible	Agregue más combustible, pero recuerde hacerlo con las condiciones establecidas anteriormente.

Obstrucción de la línea de combustible	Limpie el filtro de combustible o reemplácelo según sea el caso.
La carga aumenta de manera exagerada	Varíe la carga gradualmente y el parámetro de velocidad para que el apagón no se repita.

Tabla 10.4 Soluciones para un apagón repentino del motor.

Fuente: (ECOHORSE, 2019)

Pérdida de potencia del motor

Causa	Solución
Filtro de aire obstruido	Desarmar, limpiar o reemplazar según sea el caso
Velocidad de giro del motor insuficiente	Verificar la velocidad en la toma de fuerza con un tacómetro y calibre el tornillo de alta velocidad.
Bombeo de combustible incorrecto	Repare o reemplace las partes defectuosas del sistema de bombeo de combustible.

Tabla 10.5 Soluciones para pérdida de potencia del motor.

Fuente: (ECOHORSE, 2019)

El calentador no enciende

Causa	Solución
Cortocircuito en el cableado	Reemplace el cable por otro con las mismas condiciones
Instalación eléctrica local	Verificar que la conexión local tiene corriente

Resistencia rota	Cambia la resistencia por una con las mismas características.
------------------	---

Tabla 10.6 Soluciones para avería en el generador eléctrico.

Fuente: Autor.

Vibraciones excesivas

Causa	Solución
Desalineación de los ejes	Alinear los ejes con ayuda de un comparador de caratula
Desajuste de los tornillos de los soportes	Dar el ajuste pertinente a cada tornillo o reemplazarlo según sea el caso.

Tabla 10.7 Soluciones para vibraciones en el sistema.

Fuente Autor.

11. CONCLUSIONES

- Partiendo de que el objetivo general incluye puesta a punto del banco y manuales de operaciones y mantenimiento, las actividades se llevaron a cabo de manera ordenada siguiendo una ruta, la cual incluye como primera medida el diseño de cada elemento, posteriormente la forma correcta de manipulación y finalmente los cuidados correctos para evitar fallas por mal uso.
- En el proceso de puesta a punto (construcción del montaje experimental) se tuvieron que plantear soluciones para la ubicación de algunos soportes como el caso del Encoder que debía tener un ajuste preciso debido a que este soporte fue ensamblado realizando una modificación directa al motor. Como materia de resultados se evidenció una variación muy grande entre el análisis teórico y la simulación en el software Ansys, aunque los dos métodos demostraron que ninguna pieza falla bajo las características de carga, la comparación de los métodos no es buena.
- Esta investigación demostró que el diseño y construcción de bancos de pruebas es fundamental para alguna aplicación en ingeniería; saber cuáles son los equipos que se tienen que soportar y cuál es la función de esos equipos dentro del banco, da una idea de qué cálculos estructurales se deben realizar.
- Esta investigación enriqueció mi vida personal haciendo que me involucrara de manera más profunda con el diseño mecánico, en la parte de soldaduras por ejemplo, la cual es una rama de la ingeniería muy importante en el campo práctico. La redacción del manual de operaciones y mantenimiento, es una práctica no habitual en la formación profesional de un ingeniero, y yo tuve el privilegio de practicarlo.

12. RECOMENDACIONES

- Cuando se tenga la necesidad de redactar un manual de mantenimiento de debe tener total conocimiento de todos los equipos y sus modos de falla, para así incluir en el documento desde las tareas más simples hasta las más complejas y absolutamente todas las posibles rutas para la corrección de estas fallas.
- Antes de construir un banco de pruebas se debe haber diseñado con antelación todos los elementos no normalizados que lo conformaran, para así evitar sobredimensionamientos absurdos que generan mayores costos a la construcción.

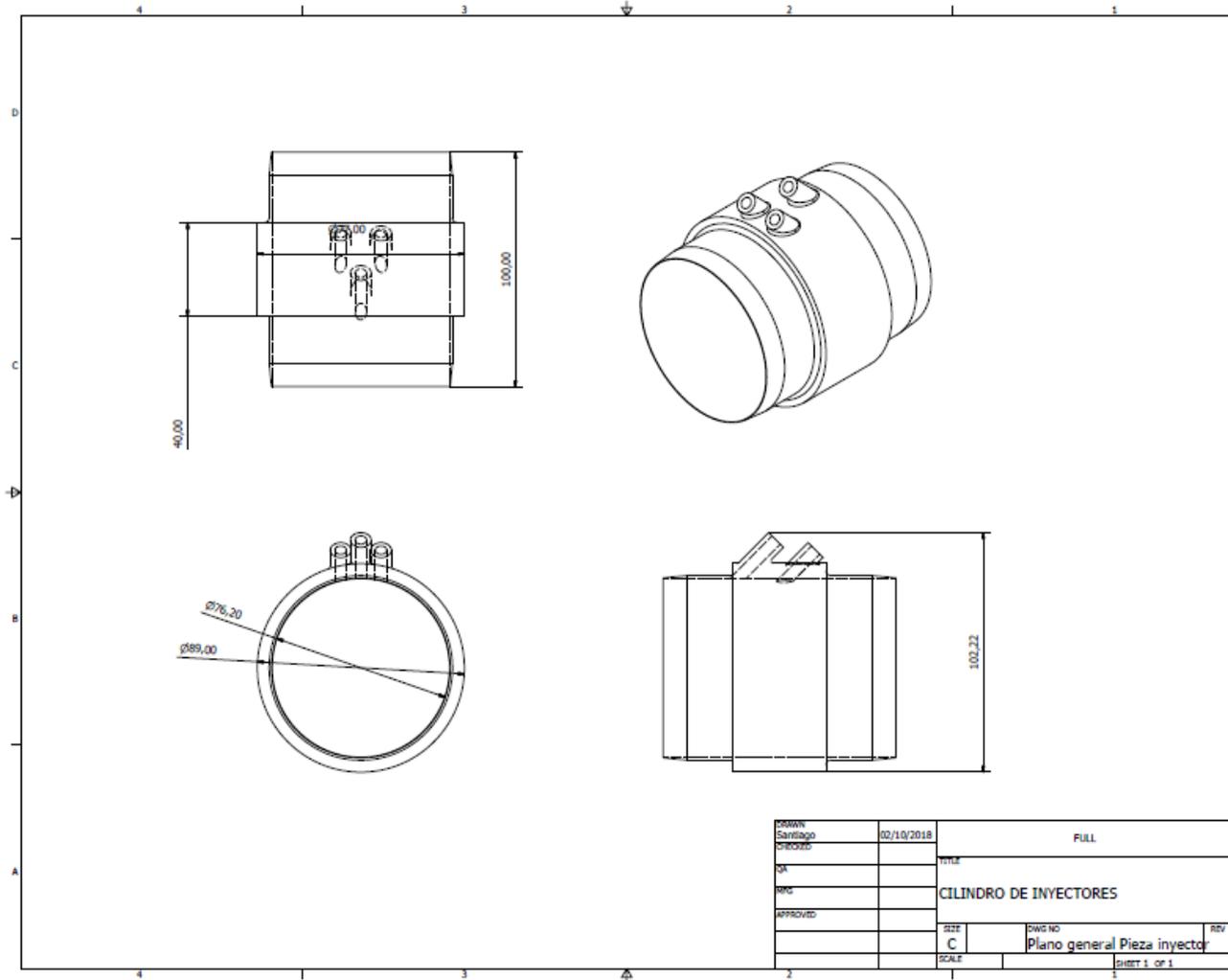
13. Bibliografía

- Zienkiewi, O. (2007). *El metodo de los elementos finitos*. Barcelona: Revertè.
- Amato Hernández, P., Camargo Ardila, M., Durán Bastidas, J., Pacheco Amell, C., Roldán Mckinley1, J., & Duque, J. (7 de junio de 2019). *Dialnet*. Obtenido de <https://dialnet.unirioja.es/servlet/articulo?codigo=5169205>
- ARMAS MALDONADO, Á. F., & MURILLO QUISHPE, G. M. (8 de junio de 2019). *Repositorio Institucional de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE*. Obtenido de <http://repositorio.espe.edu.ec/handle/21000/2878>
- Beer, F., Johnstnon, Jr, E., DeWolf, J., & Mazurek, D. (2013). *Mecanica de Materiales*. Mexico D.F.: McGraw-Hill.
- CANDO PASTRANO, O., & SUASNAVAS PEÑAFIEL, V. (5 de junio de 2019). *Repositorio Institucional de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE*. Obtenido de <http://repositorio.espe.edu.ec/handle/21000/7786>
- Casanova Kindelan, J., & Aguirre Montoya, V. (8 de junio de 2019). *Biblioteca UNED*. Obtenido de <http://e-spacio.uned.es/fez/view/bibliuned:iberoingmecanica-2005-vol09-n3-07>
- Cengel, Y., & Cimbala, J. (2012). *Mecanica de Fluidos*. Mexico D.F.: McGraw-Hill.
- ECOHORSE, C. (30 de Mayo de 2019). *MANUAL DEL PROPIETARIO*. Obtenido de <http://www.condustrial.com.co/motores-a-gasolina-motores-diesel-motores-electricos-motores-estacionarios-condustrial/41-motor-diesel-ecohorse-kd178fs-2.html>
- EGÚSQUIZA GOÑI, J., & SÁNCHEZ CAMONES, J. (6 de junio de 2029). *PUCP*. Obtenido de <http://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/handle/20.500.12404/586>
- G. Budynas, R., & Nisbett, J. (2008). *Diseño en ingeniería mecanica de Shigley*. Mexico D.F. : McGraw-Hill.
- Gonzalez, H. A., Cardona, J. F., & Monroy, G. (7 de junio de 2019). *Scientia et technica*. Obtenido de <http://revistas.utp.edu.co/index.php/revistaciencia/article/view/6827>
- Iturbe, M., Izagirre, U., Garitano, I., Arenaza-Nuño, I., Zurutuza, U., & Uribeetxeberria, R. (8 de junio de 2019). Obtenido de Google Scholar: https://scholar.google.es/scholar?hl=en&as_sdt=0%2C5&q=Dise%C2%B4%9Cno+de+un+banco+de+pruebas+h%C2%B4%B1brido+para+la+investigaci%C2%B4on+de+seguridad+y+resiliencia+en+redes+industriales&btnG=
- Kistler. (2019). *Instruction*. Alemania: Kistler Group.

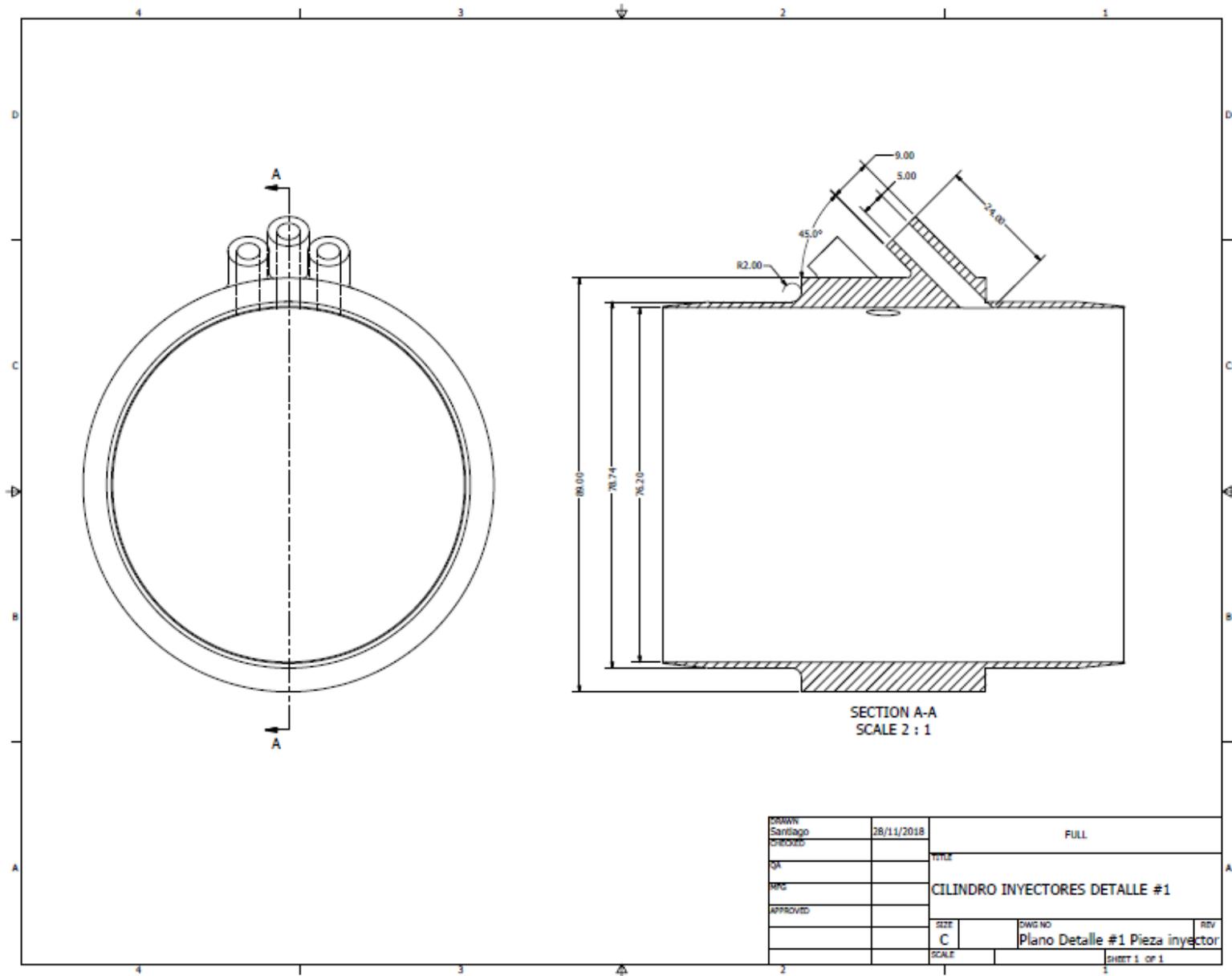
- Monje Alvarez , C. A. (13 de junio de 2019). *Google scholar*. Obtenido de <https://www.uv.mx/rmipe/files/2017/02/Guia-didactica-metodologia-de-la-investigacion.pdf>
- Narváez Pallares, H., Villareal Acosta,, S., Duarte Forero, J., & Rincón Montenegro, A. (8 de junio de 2019). *Google Scholar*. Obtenido de https://scholar.google.es/scholar?hl=en&as_sdt=0%2C5&q=Implementacion+de+un+banco+para+pruebas+en+motor+Diésel+monocilíndrico+con+aplicaciones+investigativas.&btnG=
- Norton, R. (2011). *Diseño de Maquinas*. Mexico D.F.: Pearson.
- NUÑEZ DIAZ, Y., & USECHE GALINDO, H. (29 de Mayo de 2019). *Repositorio U distrital*. Obtenido de <http://repository.udistrital.edu.co/bitstream/11349/6443/1/NuezDazYudyMilena2017.pdf>
- Society, A. W. (9 de Junio de 2019). *American Welding Society*. Obtenido de <https://www.aws.org/>
- Villegas Chulunchano, R., & Escobar Guevara, H. (6 de junio de 2019). *DSpace JSPUI*. Obtenido de <http://dspace.esPOCH.edu.ec/handle/123456789/7661>
- Wilmar CabreraA, F., Jaramillo, G., & Barandita, A. (8 de junio de 2019). *Google Scholar*. Obtenido de https://scholar.google.es/scholar?hl=en&as_sdt=0%2C5&q=Diseno+y+Construcción+de+un+Transductor+de+Fuerza+para+un+Banco+de+Pruebas+WIM&btnG=

14. ANEXOS

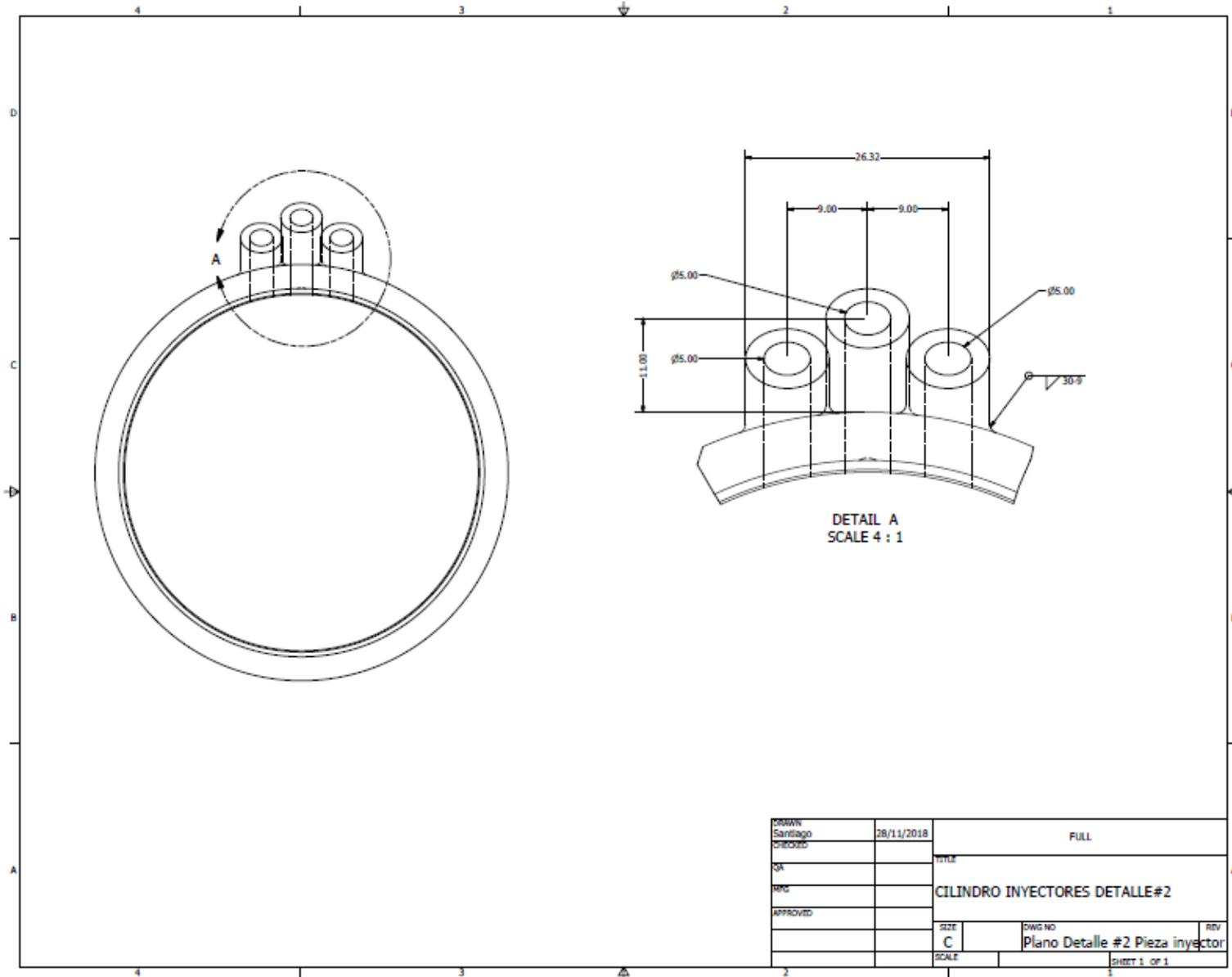
ANEXO 1 PLANO GENERAL DILINDRO DE INYECTORES



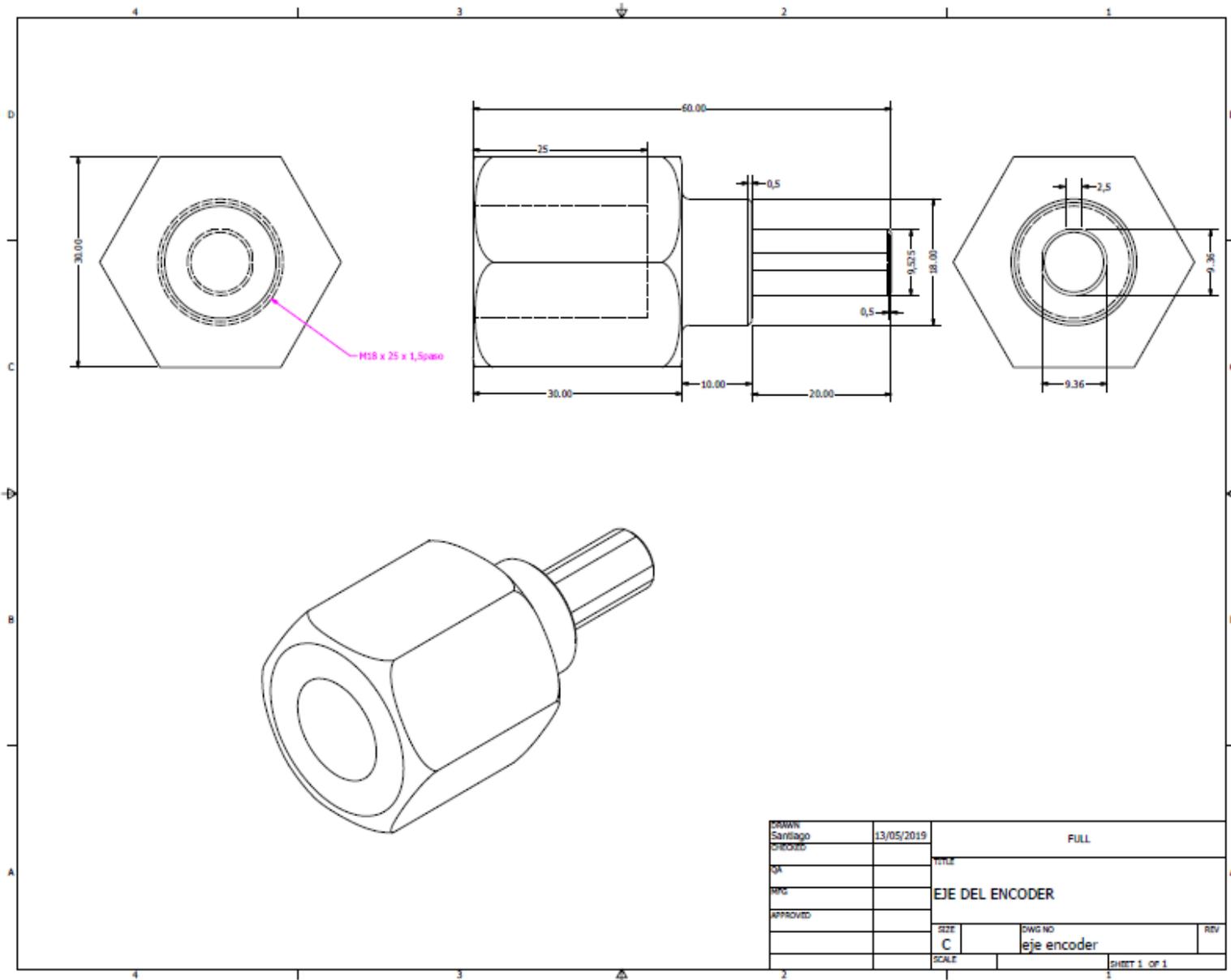
ANEXO 2 PLANO DETALLE 1 CILINDRO DE INYECTORES



ANEXO 3 PLANO DETALLE 2 CILINDRO INYECTORES

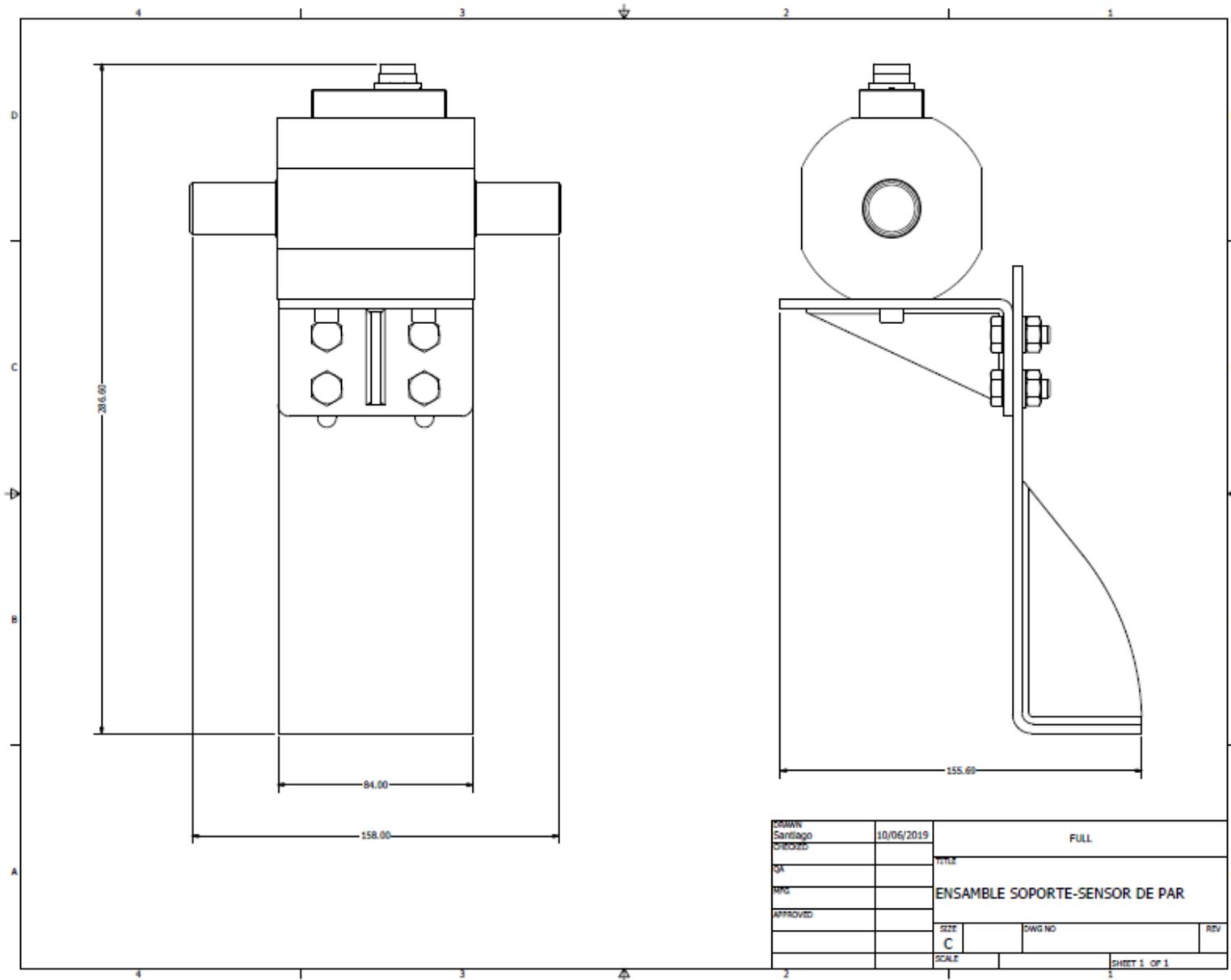


ANEXO 4 PLANO DEL EJE DEL ENCODER

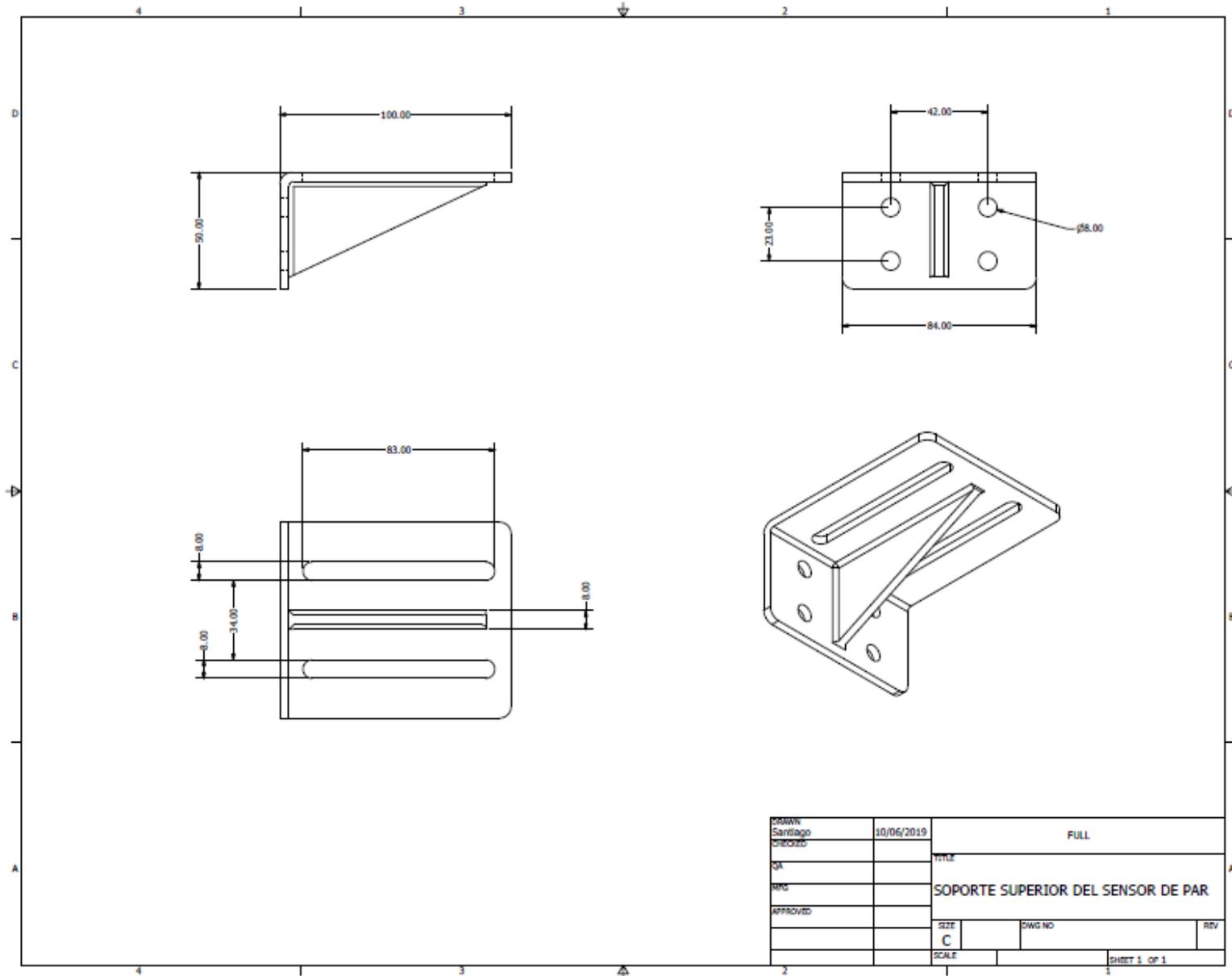


DESIGN	Santiago	13/05/2019	FULL	
CHECKED			TITLE	
QA			EJE DEL ENCODER	
REV			SIZE	DWG NO
APPROVED			C	eje encoder
			SCALE	REV
				1
				SHEET 1 OF 1

ANEXO 5 PLANO ENSAMBLE SOPORTE-SENSOR DE PAR

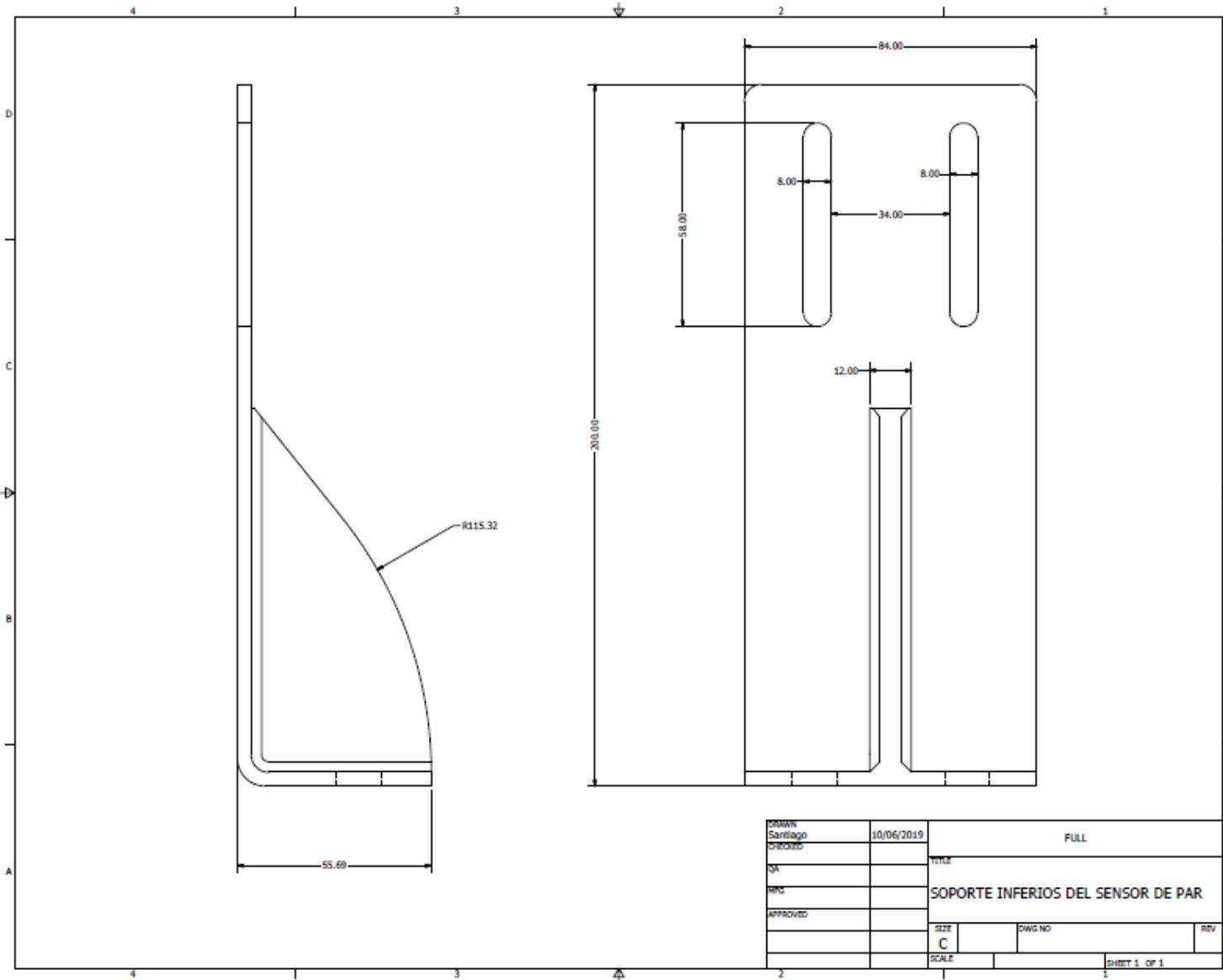


ANEXO 6 PLANO DEL SOPORTE SUPERIOR DEL SENSOR DE PAR



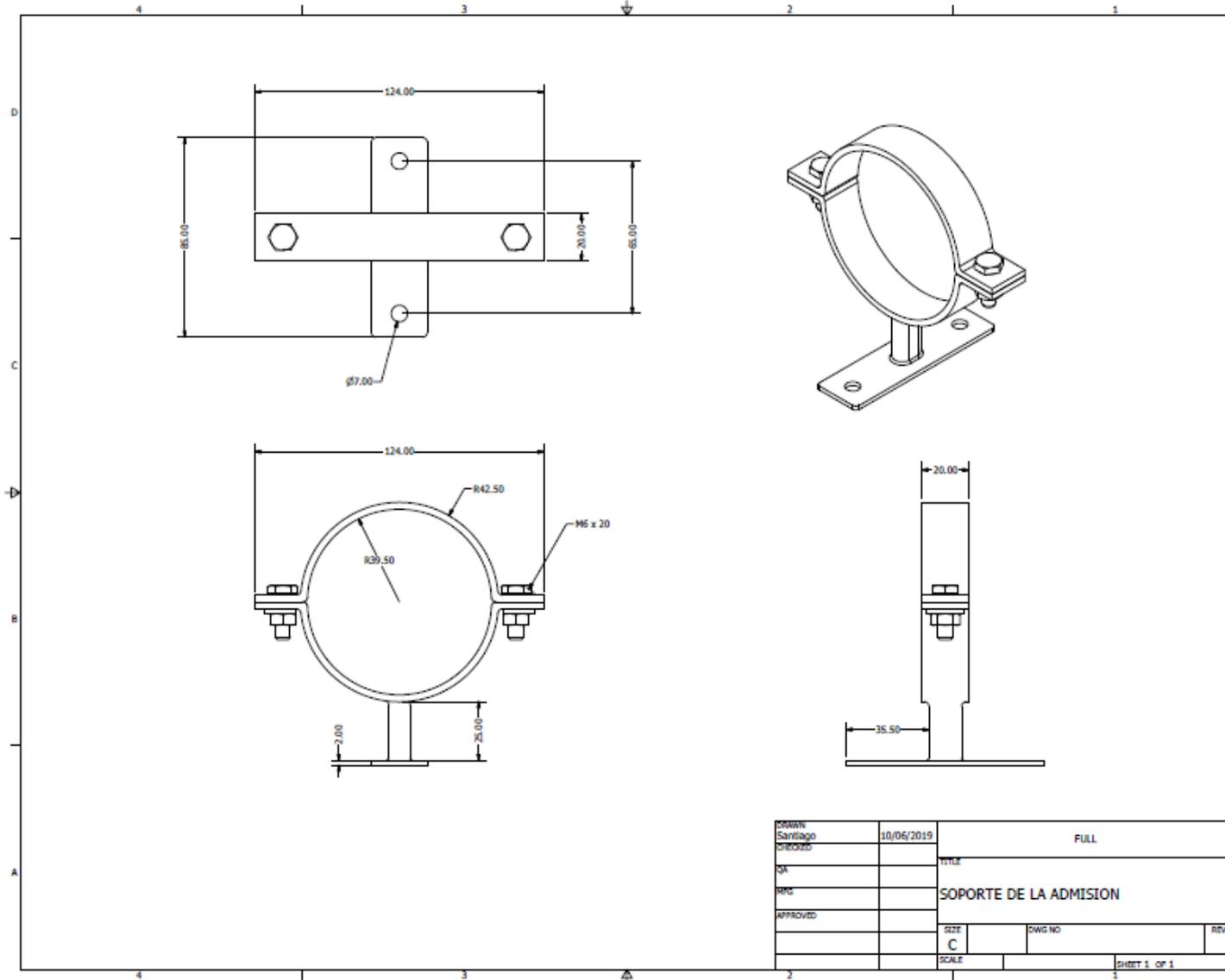
DESIGN	10/06/2019	FULL	
SANTILAGO		TITLE	
PROYECTO		SOPORTE SUPERIOR DEL SENSOR DE PAR	
APPROVED:		SIZE	DWG NO
		C	
		SCALE	SHEET 1 OF 1

ANEXO 7 PLANO DEL SOPORTE SUPERIOR DEL SENSOR DE PAR

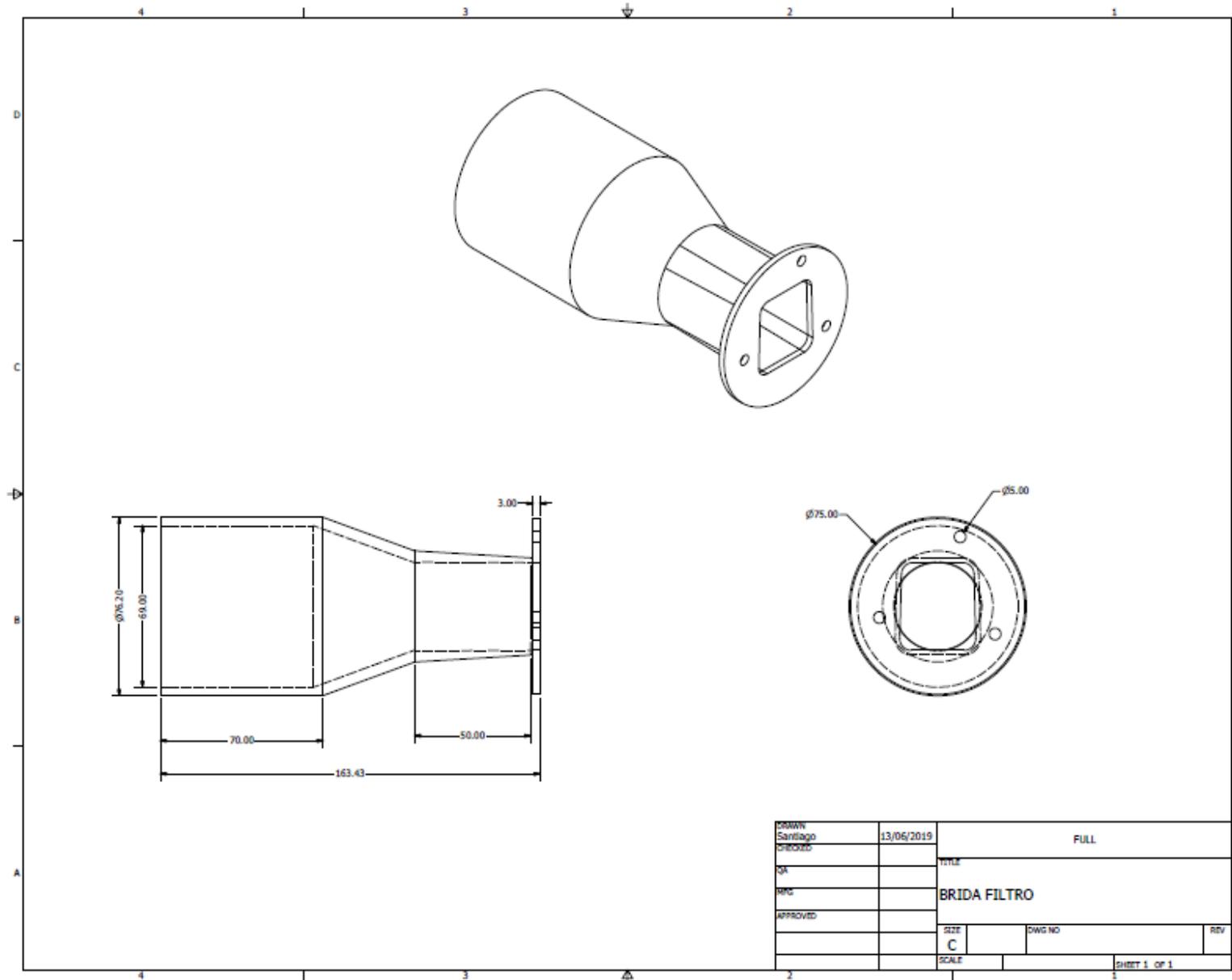


OSMAN Santiago	10/06/2019	FULL	
checkob		TITLE	
QA		SOPORTE INFERIOR DEL SENSOR DE PAR	
RFC			
APPROVED		SIZE	DWG NO
		C	
		SCALE	SHEET 1 OF 1

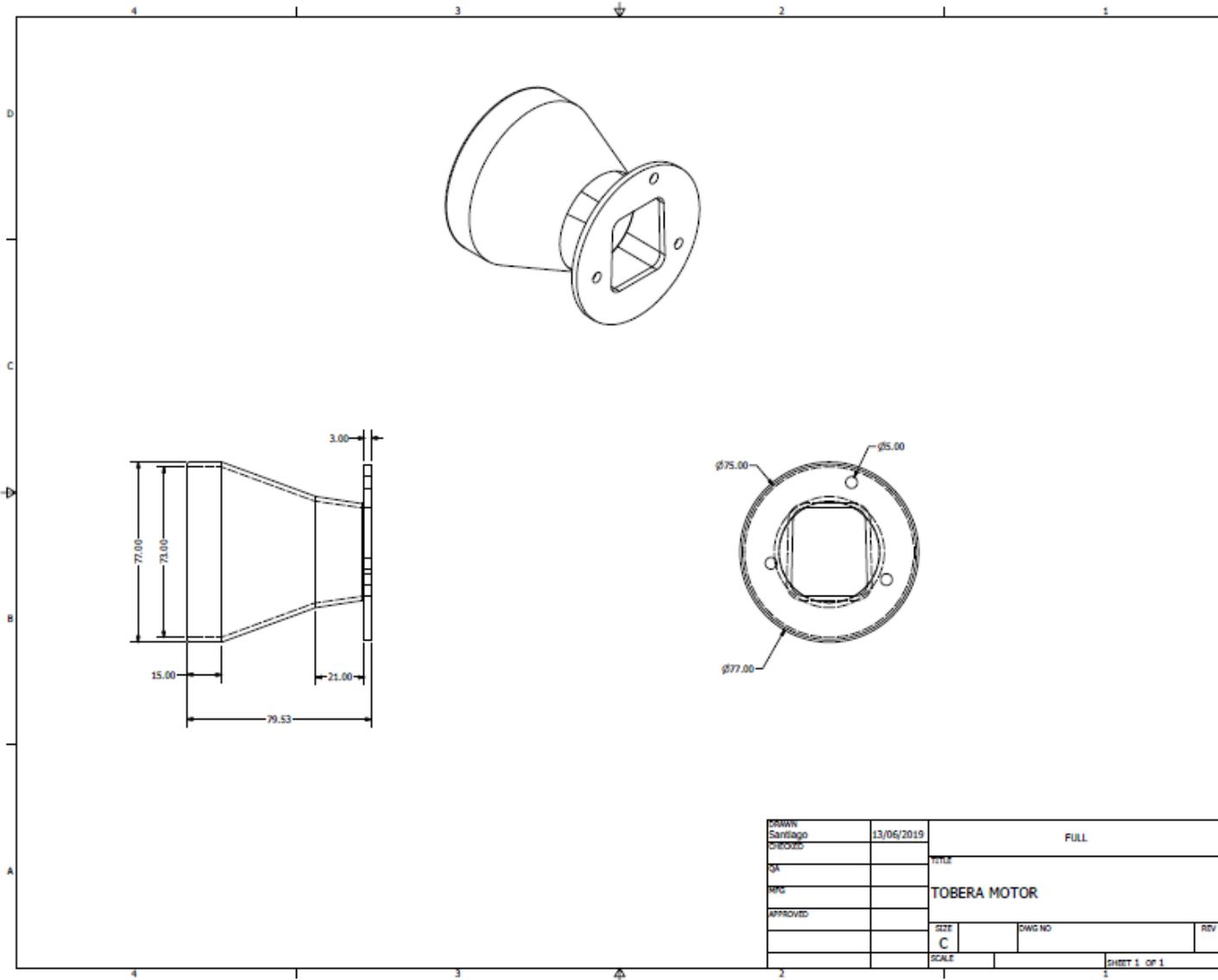
ANEXO 8 SOPORTE DEL SISTEMA DE ADMISION



ANEXO 9 PLANO DIFUSOR DEL FILTRO

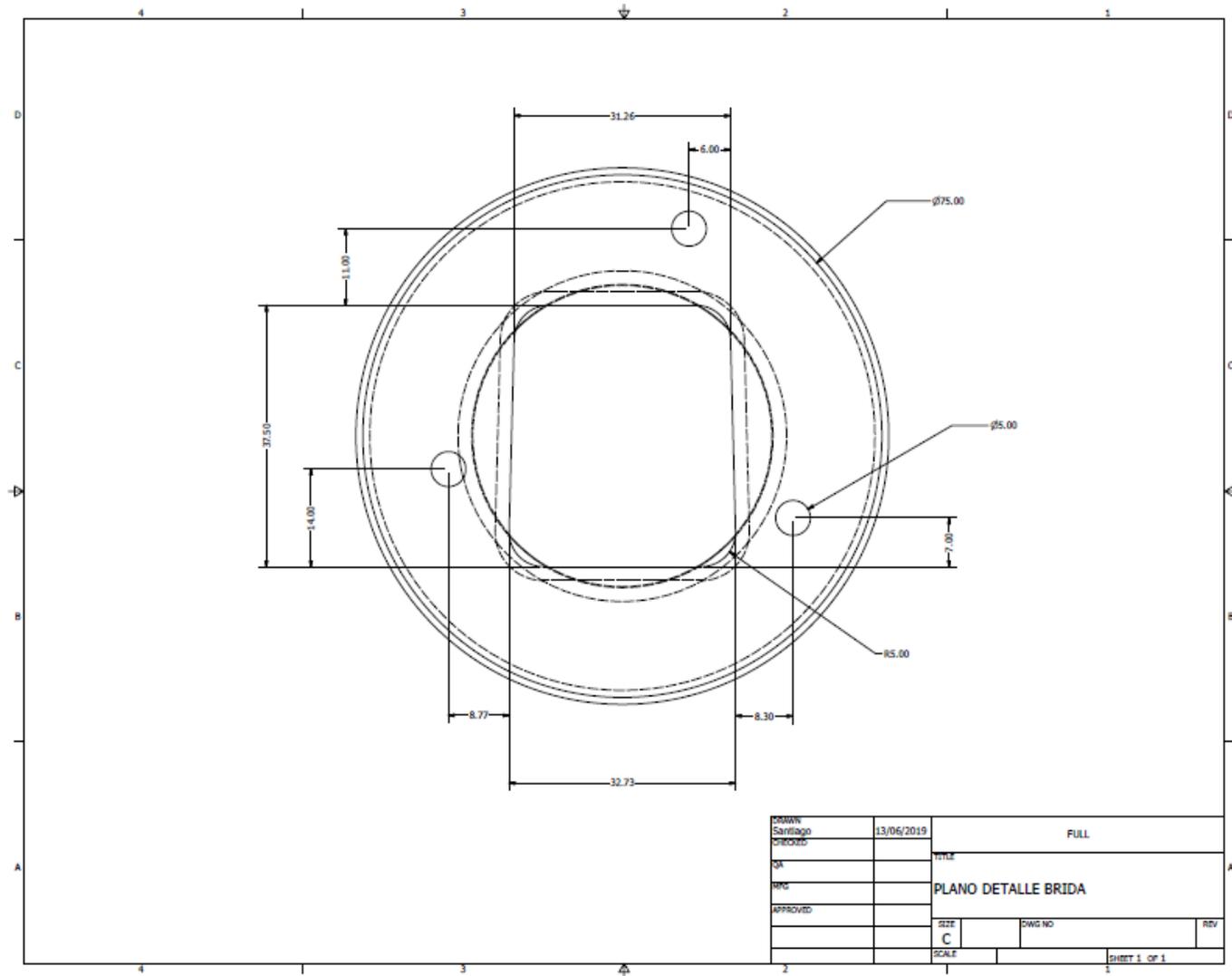


ANEXO 10 PLANO TOBERA DEL MOTOR

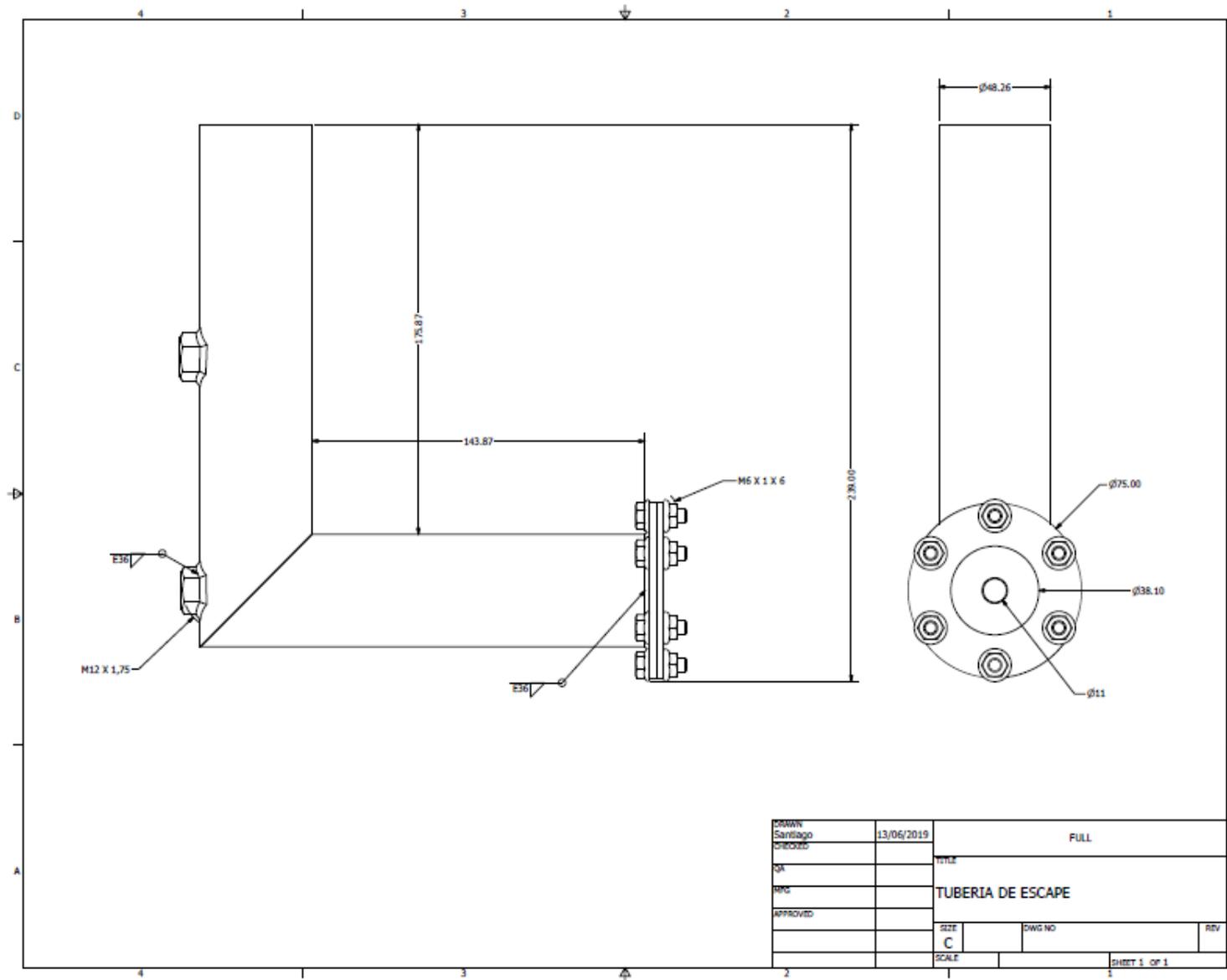


DESIGN	13/06/2019	FULL	
DATE		TITLE	
BY		TOBERA MOTOR	
APPROVED		SIZE	DWG NO
		C	
		SCALE	SHEET 1 of 1

ANEXO 11 PLANO DETALLE BRIDA



ANEXO 12 TUBERIA DE ESCAPE



ANEXO 8 TABLAS DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO

OPERACIÓN	Diario	Mes / 20h	3 Mes/ 200h	6 Meses / 400h	Anual / 100h
Revisar y llenar combustible					
Drenar combustible					
Revisar y llenar nivel de aceite					
Revisar fugas de combustible					
Cambio de aceite					
Cambio del filtro de aceite					
Cambiar filtro del aire					
Limpiar filtro de combustible					
Limpieza de la bomba de combustible					
Limpieza del inyector de combustible					
Revisar líneas de combustible					
Calibrar válvulas de admisión y escape					
Asentar válvulas de admisión y escape					
Reemplazar anillos del pistón					
Revisar y apretar todos los tornillos					
Verificar el estado de la carga de la batería					
Limpiar con aire comprimido los contactores					

Verificar el estado de los equipos eléctricos y electrónicos					
Limpiar los bornes de la batería					