



**Diseño de un banco de pruebas para medición de torque, velocidad angular,
fuerza y potencia de motores de combustión interna de hasta 400 HP para la
Universidad Antonio Nariño.**

Brayan Stiven Delgadillo Bernal

11481912795

Juan David Zapata Rodríguez

11481916927

Universidad Antonio Nariño

Programa Ingeniería Mecatrónica

Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica

Bogotá D.C., Colombia

2023

**Diseño de un banco de pruebas para medición de torque, velocidad angular,
fuerza y potencia de motores de combustión interna de hasta 400 HP para la**

Universidad Antonio Nariño.

Brayan Stiven Delgadillo Bernal

Juan David Zapata Rodríguez

Proyecto de grado presentado como requisito parcial para optar al título de:

Ingeniero Mecatrónico

Director:

I.M., M.Sc., Ph.D. Nicolás Giraldo Peralta

Línea de Investigación:

Ciencias térmicas – Motores de combustión interna

Grupo de Investigación:

REM

Universidad Antonio Nariño

Programa Ingeniería Mecatrónica

Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica

Bogotá D.C., Colombia

2023

NOTA DE ACEPTACIÓN

El trabajo de grado titulado
Diseño de un banco de pruebas para medición de torque,
velocidad angular, fuerza y potencia de motores de
combustión interna de hasta 400 HP para la
Universidad Antonio Nariño,

Cumple con los requisitos para optar
Al título de Ingeniero Mecatrónico.

Firma del Tutor

Firma Jurado

Firma Jurado

Contenido

Pág.

Resumen	1
Abstract	2
Introducción	3
1. Planteamiento del proyecto	4
1.1 Antecedentes	4
1.2 Planteamiento del problema	6
1.3 Justificación.....	6
1.4 Objetivos	7
1.4.1 Objetivo general	7
1.4.2 Objetivos específicos.....	7
2. Metodología	9
3. Marco teórico	13
3.1 Banco de pruebas para motores de combustión interna	13
3.2 Motor de combustión interna	14
3.3 Instrumentación para la medición de motores de combustión interna	17
3.3.1 Dinamómetro	17
3.3.1.1. Torque	21
3.3.1.2. Velocidad angular	22
3.3.1.3. Potencia	23
3.3.2 Analizador de gases	23
3.4 Conceptos mecánicos para el desarrollo del proyecto	26
3.4.1 Deformación	26
3.4.2 Esfuerzo equivalente de von – Mises	26
3.4.3 Ecuación de Bernoulli	26
4. Diseño	28
4.1 Espacio de trabajo asignado	28
4.1.1 Construcción de paredes	33
4.1.2 Construcción de las placas de concreto	41
4.1.2.1. Placa de concreto para soporte de motor.....	41

4.1.2.2.	Placa de concreto para tanques de agua	43
4.1.3	Sistema de aspersion contra incendios	45
4.1.4	Sistema de ventilación y renovación de aire	58
4.2	Requerimientos y propuestas de selección de componentes	64
4.2.1	Selección del motor de combustión interna.....	64
4.2.2	Selección de dinamómetro de potencia	67
4.2.3	Selección de analizador de gases.....	82
4.3	Diseño de soportes	83
4.3.1	Base de motor	84
4.3.2	Soporte de motor	93
4.3.3	Viga de soporte.....	97
4.4	Sistema de control	108
4.4.1	Sensor de consumo de combustible.....	110
4.4.2	Sensores para motor.....	110
4.4.3	Sensores para el ambiente.....	111
4.5	Diseño del banco de pruebas para motores de combustión interna.....	114
4.6	Costos de adquisición y construcción	119
4.7	Plan de pago	121
5.	Conclusiones.....	125
6.	Bibliografía.....	¡Error! Marcador no definido.
7.	Anexos.....	130

Lista de Figuras

	Pág.
Figura 2-1. Diagrama de flujo de la metodología.	11
Figura 3-1. Diagrama de un banco de pruebas para motores de combustión interna.	14
Figura 3-2. Motor de combustión interna.	15
Figura 3-3. Motor rotativo.	16
Figura 3-4. Diagrama de un motor de dos tiempos.	16
Figura 3-5. Diagrama de un motor de cuatro tiempos.	17
Figura 3-6. Dinamómetro mecánico.	18
Figura 3-7. Principio de funcionamiento de un dinamómetro mecánico.	18
Figura 3-8. Dinamómetro hidráulico.	19
Figura 3-9. Principio de funcionamiento de un dinamómetro hidráulico.	19
Figura 3-10. Dinamómetro eléctrico.	20
Figura 3-11. Principio de funcionamiento de un dinamómetro eléctrico.	20
Figura 3-12. Dinamómetro de inercia.	21
Figura 3-13. Diagrama de torque.	21
Figura 3-14. Diagrama de velocidad angular.	22
Figura 3-15. Analizador de infrarrojos.	24
Figura 3-16. Absorción infrarroja.	24
Figura 3-17. Analizadores de espectrometría de masas.	25
Figura 4-1. Planos del taller de mecánica.	28
Figura 4-2. Taller de mecánica.	29
Figura 4-3. Planos del espacio de trabajo.	30
Figura 4-4. Espacio de trabajo seleccionado.	30
Figura 4-5. Banco de pruebas para motores de bajo cilindraje.	31
Figura 4-6. Tableros de distribución del taller de mecánica.	32
Figura 4-7. Distribución eléctrica del taller de mecánica.	33
Figura 4-8. Ubicación espacial del banco de pruebas.	33
Figura 4-9. Medidas de las vigas y columnas en el espacio de trabajo.	34
Figura 4-10. Varilla numero 3 convertida en estribo.	36
Figura 4-11. Mampostería del espacio de trabajo.	39
Figura 4-12. Esquema de la placa base.	41
Figura 4-13. Ubicación de la placa base en el espacio de trabajo.	42
Figura 4-14. Dimensiones de los agujeros de anclaje de la placa base.	42
Figura 4-15. Esquema de la placa de concreto para tanques de agua.	44
Figura 4-16. Dimensiones la placa de concreto para tanques de agua.	44
Figura 4-17. Diagrama del sistema de aspersión contra incendios.	46
Figura 4-18. Dimensiones del área de trabajo.	46

Figura 4-19. Rociadores de ventana vertical.....	47
Figura 4-20. Funcionamiento de un rociador de ventana.	48
Figura 4-21. Diagrama de Moody.....	51
Figura 4-22. Valores del coeficiente K de aditamentos.....	52
Figura 4-23. Plano de dimensiones de la bomba de agua Pearl CEP 150.	55
Figura 4-24. Bomba centrífuga Pearl CEP 200H36S 15HP 220/440V.	55
Figura 4-25. Tanque de agua de 5000 L Humboldt.....	56
Figura 4-26. Dimensiones del tanque de agua de 5000 L Colempaques.....	56
Figura 4-27. Plano del sistema de aspersión contra incendios.....	57
Figura 4-28. Dirección de flujo del sistema de aspersión.....	57
Figura 4-29. Extractor-Inyector axial.	59
Figura 4-30. Extractor de aire industrial.	59
Figura 4-31. Diagrama del espacio de trabajo.	60
Figura 4-32. Análisis de fluidos del espacio de trabajo – Entrada y salida de ventilación.	61
Figura 4-33. Análisis de fluidos del espacio de trabajo – Dirección de flujo.....	61
Figura 4-34. Análisis de fluidos del espacio de trabajo – Temperatura del motor de combustión interna.....	62
Figura 4-35. Análisis de fluidos del espacio de trabajo – Velocidad.....	63
Figura 4-36. Análisis de fluidos del espacio de trabajo – Plano de temperatura vertical. ..	63
Figura 4-37. Análisis de fluidos del espacio de trabajo – Plano de temperatura horizontal.	64
Figura 4-38. Dimensiones Motor Cummins ISX.....	66
Figura 4-39. Dinamómetro Saenz AT2.....	68
Figura 4-40. Eje cardánico SWC-150.....	70
Figura 4-41. Acoplamiento elástico torsional.....	72
Figura 4-42. Diagrama del sistema de inyección de agua.	72
Figura 4-43. Bomba Centrífuga Pearl C2P 30H36S 3HP 220/440V Trifásica.....	77
Figura 4-44. Tanque de agua de 6000 L Humboldt.....	77
Figura 4-45. Torre de enfriamiento GLC-50403P015-1.....	79
Figura 4-46. Plano del sistema de inyección de agua.	81
Figura 4-47. Dirección de flujo del sistema de inyección de agua.	81
Figura 4-48. Analizador continuo de gases para caldera AyT.....	82
Figura 4-49. Sistema modular en línea de adquisición y reporte de datos AmbiLogger....	83
Figura 4-50. Mesa universal de maquinado.....	84
Figura 4-51. Motor ISX - Dimensiones.....	85
Figura 4-52. Base de motor – carriles.....	85
Figura 4-53. Base de motor – Anclaje.	86
Figura 4-54. Anclaje de alto rendimiento FH-II-B.	86
Figura 4-55. Dimensiones del anclaje de alto rendimiento FH-II-B.	87
Figura 4-56. Base de motor – lámina de soporte.	88

Figura 4-57. Base de motor – montaje de la base de motor.....	88
Figura 4-58. Análisis estructural del carril – Soportes fijos.	90
Figura 4-59. Análisis estructural del carril – Fuerza aplicada.	90
Figura 4-60. Análisis estructural del carril – Deformación total.	91
Figura 4-61. Análisis estructural del carril – Esfuerzo equivalente de von - Mises.	92
Figura 4-62. Soporte de motor.	93
Figura 4-63. Análisis estructural del soporte de motor – Soportes fijos.....	94
Figura 4-64. Análisis estructural del soporte de motor – Fuerza aplicada.....	95
Figura 4-65. Análisis estructural del soporte de motor – Deformación total.....	96
Figura 4-66. Análisis estructural del soporte de motor – Esfuerzo equivalente de von - Mises.	96
Figura 4-67. Soporte de motor – Viga.	97
Figura 4-68. Análisis estructural de la viga de soporte – Soportes fijos.....	99
Figura 4-69. Análisis estructural de la viga de soporte – Fuerza aplicada.	99
Figura 4-70. Análisis estructural de la viga de soporte – Deformación total.	100
Figura 4-71. Análisis estructural de la viga de soporte – Esfuerzo equivalente de von - Mises.	101
Figura 4-72. Soporte de motor – Tornillo sin fin.....	102
Figura 4-73. Viga de soporte – Llave Bristol.	102
Figura 4-74. Viga de soporte.	103
Figura 4-75. Análisis estructural del tornillo sin fin – Soportes fijos.....	103
Figura 4-76. Análisis estructural del tornillo sin fin – Fuerza aplicada.....	104
Figura 4-77. Análisis estructural del tornillo sin fin – Deformación total.....	105
Figura 4-78. Análisis estructural del tornillo sin fin – Esfuerzo equivalente de von - Mises.	105
Figura 4-79. Montaje preliminar del soporte de motor y la viga de soporte.	106
Figura 4-80. Soporte de láminas.	107
Figura 4-81. Ensamble - Soporte de motor.	107
Figura 4-82. Ensamble - Estructura soporte de motor.	108
Figura 4-83. Consola de comando y control Saenz.	109
Figura 4-84. Diseño de la estación de control del banco de pruebas.	109
Figura 4-85. Sensor de nivel de combustible de 100 - 1000 mm, 0 ~ 5 v.	110
Figura 4-86. Sensor de presión industrial 1.2 MPa - 174 Psi transductor.	111
Figura 4-87. Sensor de temperatura - Termocupla sumergible DS18B20.....	111
Figura 4-88. Sensor de presión para laboratorio AEP TP14.....	111
Figura 4-89. Sensor de temperatura para ambiente O-4D.	112
Figura 4-90. Medidor de flujo volumétrico TA2 – Magnetrol.	112
Figura 4-91. Distribución de recepción de datos de la consola de control.	113
Figura 4-92. Banco de pruebas para motores – Montaje de soporte, dinamómetro, analizador de gases y motor.	115

Figura 4-93. Banco de pruebas para motores – Montaje del vidrio de seguridad y la consola de control.	116
Figura 4-94. Banco de pruebas para motores – Montaje del sistema de aspersión contra incendios.	116
Figura 4-95. Banco de pruebas para motores – Montaje del sistema de refrigeración del dinamómetro.	117
Figura 4-96. Banco de pruebas para motores – Vista lateral del montaje preliminar.....	117
Figura 4-97. Banco de pruebas para motores – Montaje las paredes.....	118
Figura 4-98. Banco de pruebas para motores de combustión interna montado en el taller de mecánica.....	118

Lista de tablas

	Pág.
Tabla 4-1. Valores mínimos para dimensiones, resistencia de materiales y refuerzo de cimentaciones.....	37
Tabla 4-2. Dimensiones de la bomba de agua Pearl CEP 150.....	55
Tabla 4-3. Emisiones de vehículos pesados en Colombia.....	65
Tabla 4-4 Especificaciones Motor Cummins ISX.....	66
Tabla 4-5. Especificaciones de los diferentes motores de prueba.....	67
Tabla 4-6. Especificaciones Dinamómetro Saenz AT2.....	69
Tabla 4-7. Especificaciones del eje cardánico SWC-150.....	70
Tabla 4-8. Datos técnicos del anclaje de alto rendimiento FH-II-B.....	87
Tabla 4-9. Propiedades mecánicas del acero galvanizado.....	89
Tabla 4-10. Nodos y elementos de malla de la base de motor.....	91
Tabla 4-11. Nodos y elementos de malla del soporte de motor.....	95
Tabla 4-12. Nodos y elementos de malla de la viga de soporte.....	100
Tabla 4-13. Nodos y elementos de malla del tornillo sin fin.....	104
Tabla 4-14. Sensores de medición del motor de combustión interna.....	113
Tabla 4-15. Consumo de componentes.....	119
Tabla 4-16. Costos de adquisición y construcción.....	119
Tabla 4-17. Costos de adquisición y construcción - Motores adicionales.....	120
Tabla 4-18. Parámetros iniciales para el plan de pago.....	121
Tabla 4-19. Plan de pago con cuota fija abonando intereses.....	121
Tabla 4-20. Plan de pago con capital fijo y con intereses variables.....	123

Dedicado a mis padres, Liliana y Juan Pablo a mi hermano Sebastián y a mis familiares que me apoyaron en todo momento y siempre estuvieron ahí para mí en este largo tiempo de mi carrera universitaria.

Juan David Zapata

A mis padres, Marisela y Wilson, les debo una deuda de gratitud que no se puede expresar con palabras. Su constante aliento, sacrificio y apoyo financiero hicieron posible que me embarcara en esta travesía universitaria. Siempre creyeron en mí, incluso cuando yo mismo dudaba. Gracias por ser mis pilares y por enseñarme el valor del trabajo duro y la perseverancia.

Brayan Stiven Delgadillo

Agradecimientos

Queremos dedicar este espacio para expresar nuestro profundo agradecimiento a nuestras amadas familias, cuyo apoyo inquebrantable y amor incondicional han sido la base de nuestro éxito en esta carrera universitaria. También queremos expresar nuestro más sincero agradecimiento al Profesor Nicolás Giraldo por ser nuestra guía y tutor en la realización de esta tesis. Sus conocimientos profundos y su dedicación han sido fundamentales para el éxito de este trabajo.

Resumen

Se realizó el diseño de un banco de pruebas para motores de combustión interna, el cual tiene la función de medir el comportamiento de los motores y definir variables como el torque y velocidad angular máxima para un estudio detallado, adicional a esto, realizar el estudio detallado de las emisiones de combustión generadas y poder ampliar los conocimientos sobre motores para los estudiantes de la Universidad Antonio Nariño. Para este diseño se utilizó un dinamómetro de potencia hidráulico de la marca Saenz para un motor Cummins ISX de 400 caballo de potencia (*HP*), 2100 *rpm* y una torsión de 1966 *Nm*, así como la implementación de analizadores de gases para calderas de la marca AyT capaz de medir la cantidad y concentración de gases de efecto invernadero, los cuales serán manipulados y revisados desde una consola de control externa. Con esta maquinaria se realizó la logística y los parámetros económicos del diseño en cuestión, así como el estudio detallado del área de trabajo, el diseño y análisis estático de estructuras por medio de software de simulación, los cálculos de los sistemas hidráulicos necesarios para el funcionamiento del sistema, renovaciones de aire dentro de la zona, costos de mano de obra civil y la posible adquisición de maquinaria para el trabajo. Por último, se realizó los planos de montajes finales, los cálculos estructurales y modelos simulados del banco de pruebas dentro del área designada. Todo lo anterior, facilitando su adquisición de parte de la Universidad Antonio Nariño.

Palabras Clave - Banco de pruebas, motor de combustión interna, dinamómetro, analizador de gases, análisis estructural, cálculos hidráulicos.

Abstract

The design of an internal combustion engine test bench was carried out, which serves the purpose of measuring the performance of engines and defining variables such as torque and maximum angular velocity for a detailed study. In addition to this, a detailed study of the combustion emissions generated was conducted to expand knowledge about engines for the students of the Antonio Nariño University. For this design, a hydraulic power dynamometer from the Saenz brand was used for a Cummins ISX engine with 400 horsepower (*HP*), 2100 rpm, and a torque of 1966 *Nm*. Gas analyzers for boilers from the AyT brand were also implemented to measure the quantity and concentration of greenhouse gases, which will be manipulated and monitored from an external control console. This machinery was used to carry out the logistics and economic parameters of the design in question, as well as the detailed study of the working area, the design and static analysis of structures through simulation software, the calculations of the hydraulic systems necessary for the system's operation, air renewals within the area, costs of civil labor, and the possible acquisition of machinery for the work. Finally, the final assembly drawings, structural calculations, and simulated models of the test bench within the designated area were completed, facilitating its acquisition by the Universidad Antonio Nariño.

Keywords – *Test bench, internal combustion engine, dynamometer, gas analyzer, structural analysis, hydraulic calculations.*

Introducción

Un banco de pruebas para motores de combustión interna es un sistema de medición de los comportamientos presentes en los motores a gasolina el cual es capaz de simular, verificar y validar el rendimiento de motores, también, comparar los valores estándar de un fabricante y a su vez, comprender los fenómenos de otros motores de igual comportamiento y operación, y con ello, probar las diferentes variables que podrían mejorar en los diversos motores encontrados en el mercado.

El sistema diseñado funcionara para un motor Diesel Cummings que alberga una potencia de alrededor de 400 caballos de fuerza (HP), ya que este tipo de motor son los más utilizados hoy en día para vehículos de transporte de carga, sin embargo, el sistema se diseña con el fin de no solo usar un tipo de motor de combustión interna si no diversos motores con características similares o inferiores a este motor seleccionado e incluso para motores de vehículos de tracción eléctrica, de igual forma se usará un dinamómetro de potencia Saenz AT2 para las mediciones de torque, velocidad angular, potencia, entre otras variables.

Teniendo en cuenta lo mencionado anteriormente, el presente trabajo pretende hacer un diseño de un banco de pruebas para motores de combustión interna, en el capítulo uno se expresa la introducción con el planteamiento del proyecto total, en el capítulo dos se aclara la metodología utilizada para la realización del diseño del sistema, en el capítulo tres se abarcan los conceptos más importantes a través de un marco teórico, en el cuarto capítulo se realiza el diseño total del sistema teniendo en cuenta varios parámetros preliminares y por último en el capítulo cinco las conclusiones del proyecto.

1. Planteamiento del proyecto

1.1 Antecedentes

A lo largo de los años, los motores de combustión interna se han convertido en un punto crucial en lo que a la vida cotidiana se refiere, se ha vuelto un pilar en la sociedad ya que abarca muchos temas importantes como la mecánica, la energía e incluso el medio ambiente. Por esta razón los motores requieren ser analizados para el estudio de sus variables correspondientes a su funcionamiento con el fin de revisar su comportamiento y eficiencia a través de lo que se conoce como un banco de pruebas para motores de combustión interna, así como en el 2011 los estudiantes de ingeniería mecánica Freddy Márquez y Miller Rojas de la Universidad Pontificia Bolivariana realizaron el Diseño y construcción de un banco de pruebas para motores mono cilíndricos de cuatro tiempos a gasolina [1], donde se realiza un estudio, el diseño y la construcción de un banco de pruebas didáctico para analizar variables operativas de motores mono cilíndricos, así como sus respectivos análisis estructurales de todo el sistema. El diseño se centra en la construcción de un soporte de motor y dinamómetro teniendo en cuenta diversos factores y consideraciones para el diseño en general como variables antropométricas para la definición de los alcances máximos tanto verticales como horizontales del soporte del banco de pruebas, así como el peso total de los elementos del sistema para determinar y establecer los factores de seguridad de la estructura.

Usando software de análisis computacional de la estructura del banco de pruebas (ANSYS) se realizaron diversos ensayos estructural usando el método de elementos finitos, esto con el fin de comprobar la resistencia de los elementos que componen la estructura principal del banco de pruebas, así mismo “Para realizar las pruebas se usa como referencia los estándares internacionales SAE J13-49 de agosto/04 y SAE J13-12 de junio/90 que relacionan procedimientos para obtener gráficos del desempeño de los motores, encendido por chispa y encendido por compresión ...” [1] se obtuvieron las curvas características correspondientes al rendimiento del motor utilizado en cuestión.

Por otro lado, el proyecto de grado integral diseño de un banco de pruebas de motores Diesel, para la rectificadora de motores sierra [2]. El trabajo se centra en el diseño y construcción de banco de pruebas, así como el soporte encargado de sostener un motor Cummins ISX de 400 HP teniendo en cuenta el área de trabajo asignado para la implementación del diseño, al igual que las dimensiones del motor de combustión interna, el dinamómetro, la consola de control y cada una de las maquinarias que componen el sistema de acuerdo a unos parámetros y requerimientos funcionales, haciendo uso de conceptuales y alternativas del proyecto, así mismo el trabajo se encarga de realizar el respectivo análisis de cargas de la estructura de soporte del motor (Cargas estáticas y cargas dinámicas), también el uso de software para realizar un análisis de las piezas críticas haciendo uso del método de elementos finitos a través de simulaciones. El proyecto de grado abarca dos puntos importantes frente al diseño de un banco de pruebas para motores de combustión interna y son el comportamiento del sistema frente a diversos impactos ambientales, que a raíz de esto, se evaluó el proyecto por medio de la metodología EPM que asocia el contaminante y la calificación resultante para poder determinar el nivel de impacto ambiental que resulta de la construcción y funcionamiento del sistema y por otro lado, la evaluación financiera del proyecto, punto importante que tener en cuenta, ya que, a partir de este punto se puede considerar si la construcción del sistema es viable para la organización que financiará el proyecto y los beneficios que conllevará.

Sin embargo un punto muy importante a la hora de realizar el diseño de un banco y más específicamente el diseño de la estructura es la correcta selección de los materiales de fabricación, ya que, como lo indican Luis Miguel Domínguez y Héctor Andrés Luque en su tesis Diseño y fabricación de la estructura de un banco de pruebas para motores de combustión interna (mci) [3], es muy importante el material a la hora de realizar análisis estructurales y las vibraciones que le sistema en conjunto producen, esta elección de material claramente depende del tipo de pruebas que se realizarán, el tamaño del motor, las vibraciones, la reducción de fricción, la transmisión, entre otros parámetros. Los ingenieros

no solo se centraron en realizar un análisis estructural por medio de simulaciones, sino que a su vez realizaron un análisis teórico de las cargas dinámicas y estáticas del soporte de motor, así como sus esfuerzos combinados.

1.2 Planteamiento del problema

La Universidad Antonio Nariño cuenta con diversos laboratorios en los cuales los estudiantes de las diferentes ingenierías pueden aprender y retroalimentar los diversos conocimientos que se adquieren a lo largo de la carrera. Sin embargo, no cuenta con un laboratorio con los equipos necesarios y/o actualizados que permitan mostrar el funcionamiento real de los elementos que conforman un motor de combustión interna. Hoy en día el espacio con el que cuenta la universidad es una habitación con diferentes motores y un taller de mecánica que contiene un banco de pruebas de baja potencia y poco funcional, por lo tanto, en dicho lugar no hay dispositivos aptos que ayuden a realizar diferentes prácticas con los motores de combustión interna. Como es de saber, este es uno de los campos más importantes en el estudio de una ingeniería mecánica, electrónica y mecatrónica ya que abarca temas como ciclos de trabajo de un motor, mecánica de fluidos, termodinámica, transferencias de calor, análisis estequiométrico de gases, entre otras áreas que permiten el buen desarrollo de las competencias en el estudiante. Dado lo anterior, se requiere de un diseño actualizado del laboratorio capaz de permitir la medición de estas variables que se encuentran en un motor y poder analizar los cambios en el comportamiento de este de acuerdo a los parámetros que se puedan manipular y controlar.

1.3 Justificación

Ya planteado el problema, se requiere el diseño de un banco de pruebas para motores de combustión interna, más específicamente para motores Cummins de 400 HP que cuente con todos los sistemas de seguridad para prevención de accidentes. Los estudiantes de la

Universidad Antonio Nariño no cuentan con un banco de pruebas que permita el conocimiento profundo y practico de un motor de combustión interna, con el análisis y estudio de variables como torque, velocidad angular, potencia mecánica, potencia eléctrica, tipos de gases de combustión, presión media efectiva y la fuerza generada por la presión de gases, las competencias de los estudiantes se pueden potenciar mejor. Se podrían ver más temas de control, automatización, motores de combustión interna, termodinámica, mecánica de fluidos, entre otras, dándonos una gran variedad de laboratorios e investigaciones a realizar con los estudiantes.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo general

Diseñar un banco de pruebas para motores de combustión interna con capacidad de controlar motores y medir variables de torque, velocidad angular, potencia mecánica, potencia eléctrica y los tipos de gases de combustión para motores de hasta de 400 caballos de potencia (HP) para la universidad Antonio Nariño que cumpla con todos los requerimientos de seguridad.

1.4.2 Objetivos específicos

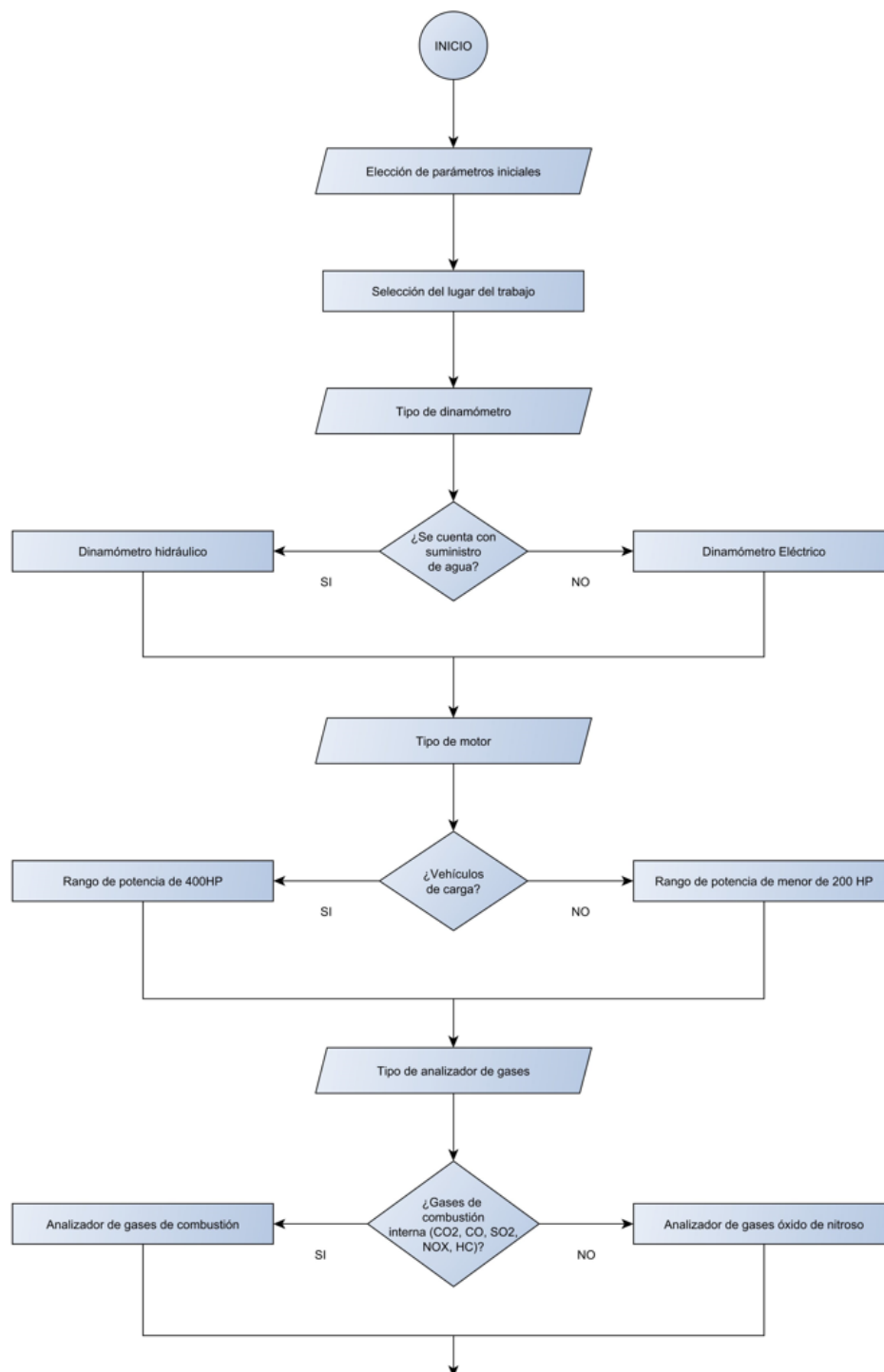
- Definir los requerimientos necesarios para la elaboración de los diseños mecánicos, civiles, electrónicos para construir un banco de pruebas para motores de 400 HP.
- Realizar el diseño detallado del área donde se piensa adecuar el banco de pruebas para motores, teniendo en cuenta los elementos a utilizar y las normas de obra civil.
- Seleccionar los elementos que componen el sistema de acuerdo con las pruebas que se realizarán como ensayos de par de torción, pruebas de potencia, presión media efectiva, pérdidas de calor y rendimiento del motor

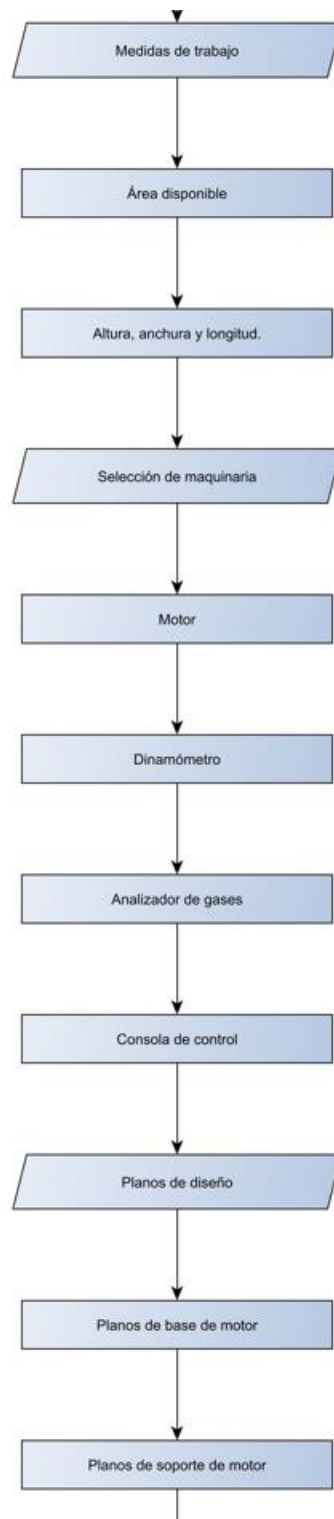
para su correcto funcionamiento, así como pruebas de arranque, carga y frenado de un motor y adicional la medición de gases producidos basándonos en lo que se puede comprar en nuestro país.

- Determinar los parámetros económicos (costo de construcción, costo de componentes, entre otros) y logísticos (Áreas de construcción, dimensiones, conexiones entre elementos, entre otros) que permitan la construcción del banco de pruebas para motores.
- Elaborar el diseño final del modelo del sistema donde se evidencie como quedaría la construcción final con la unificación de los anteriores diseños realizados.

2. Metodología

La metodología que se aplicó en el presente trabajo de grado se describe a través de la siguiente gráfica:





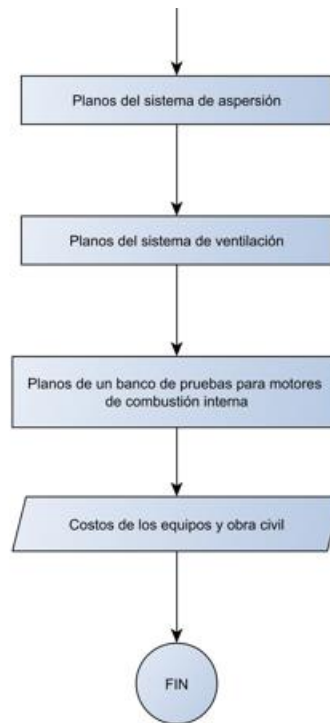


Figura 2-1. Diagrama de flujo de la metodología.

Fuente: Propia.

Para la realización del diseño del banco, en primera instancia se definirán los parámetros iniciales del banco de pruebas, basados en los diferentes requerimientos, con estos parámetros iniciales, empezaremos a investigar en la literatura para poder poner los mejores componentes.

Se harán las medidas precisas y necesarias del lugar donde se realizará el montaje y construcción del banco de pruebas teniendo en cuenta las medidas de los equipos y los lugares para la extracción de gases, así como las ubicaciones para los diferentes cableados de las conexiones entre la consola de control y los equipos a utilizar, además definir el área para el contenedor y recubrimiento que proporcionará la seguridad necesaria para la elaboración del laboratorio.

Definir los elementos que conformarán el área electrónica del sistema como el tipo de cableado y conexiones que se utilizarán, el lazo de control con la capacidad de dirigir el

sistema entero y así poder manipular el alumbrado eléctrico, la toma de datos y control del analizador de gases, el uso de los sistemas de ventilación, la activación de los sistemas de seguridad (Aspersores, Extractores de Gases, entre otros) y el completo control del sistema de frenado (Dinamómetro) como su potencia y carga y a su vez la velocidad del motor de combustión interna.

Buscar el motor de combustión interna más adecuado a las necesidades como la potencia de 400 HP y a partir de ahí seleccionar los equipos que mejor se adapten a este y diversos motores similares permitiendo un óptimo funcionamiento del sistema y dentro de un rango de precios exequibles y de fácil acceso en nuestro país. Un dinamómetro capaz de soportar la carga, torsión y velocidad angular entregada por el motor que se acople a este y sea controlable desde la consola, un analizador de gases que registre los elementos químicos emitidos por el motor y que puedan ser registrarlos para un posterior estudio. Los materiales necesarios para la construcción de la base del motor y el dinamómetro que soporte grandes cargas, un sistema de ventilación y extracción de gases que sea eficiente y de uso seguro y el costo de la construcción civil, así como los materiales para el contorno de seguridad del sistema (Vidrios resistentes, paredes de concreto, entre otros).

Con los componentes y equipos seleccionados se determinan los costos de adquisición de cada elemento y el costo de fabricación de los soportes y las conexiones entre equipos, el valor de los componentes que conforman el sistema de seguridad y el precio por la obra civil para la construcción del sistema en el área determinada.

Usando simuladores y aplicaciones de modelamiento virtual como Solid Works, ANSYS, Proteus o AutoCAD se realizarán los planos y entregas finales correspondientes al diseño y el montaje del sistema, fabricación de las bases, soportes y acoples del motor y el dinamómetro, las conexiones para la manipulación de los equipos desde la consola de control.

3. Marco teórico

3.1 Banco de pruebas para motores de combustión interna

De acuerdo con [4], Un banco de pruebas para motores de combustión interna es un sistema electromecánico cuya función es realizar una serie de mediciones en motores de combustión, con el objetivo de evaluar sus parámetros de funcionamiento y comportamiento de diferentes modelos y características para determinar su óptimo funcionamiento así como sus capacidades máximas de torque, velocidad angular, potencia, par motor, presión media efectiva consumo de combustible, así mismo, permite determinar el nivel de contaminaciones producidas por los gases emitidos, todo esto gracias a la integración de diversos componentes y maquinarias que se encargan de medir dichas variables y permitir visualizarlas en consolas de control. Un banco de pruebas consta de un motor de combustión interna (1), un soporte para motor (2), un dinamómetro de potencia (3) para la medición de las variables de torque, potencia y velocidad, un analizador de gases (4) para medir las emisiones de gases de combustión, una consola (5) con la cual se controlará el funcionamiento del sistema y se registrarán los datos obtenidos, un contenedor de seguridad (6) donde se almacenará el sistema para permitir un uso seguro de este sistema, un sistema de extracción de gases (7) y un sistema de aspersion (8). Con estas variables se pueden caracterizar los motores, realizar gráficas de funcionamiento y de comportamiento bajo diferentes parámetros iniciales.

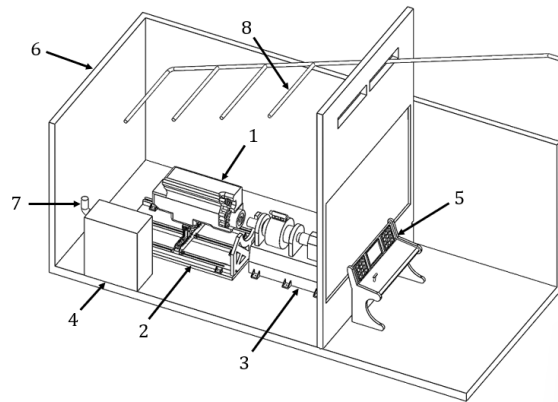


Figura 3-1. Diagrama de un banco de pruebas para motores de combustión interna.

Fuente: Propia.

3.2 Motor de combustión interna

Según el libro de mecánica [5] un motor de combustión interna es un tipo de motor que convierte la energía química producida por la combustión de un combustible en energía mecánica para propulsar un vehículo o un tipo de maquinaria. Este tipo de motor funciona mediante la mezcla de combustible y aire en un cilindro, donde la mezcla es comprimida por un pistón y luego encendida por una chispa o por compresión, dependiendo del tipo de motor. La explosión resultante empuja el pistón hacia abajo, lo que convierte la energía química en energía mecánica que se puede utilizar para impulsar el vehículo o la maquinaria.



Figura 3-2. Motor de combustión interna.

Fuente: [6].

Los motores de combustión interna se utilizan en una amplia variedad de aplicaciones, incluyendo automóviles, motocicletas, aviones, barcos y generadores eléctricos. Los motores más comunes son los de gasolina y diésel, aunque también hay motores de combustión interna que funcionan con combustibles alternativos como el gas natural comprimido (GNC), el gas licuado del petróleo (GLP) o el hidrógeno.

- Motor de gasolina: Este es el tipo de motor más utilizado en automóviles y motocicletas. Funciona con gasolina, que se mezcla con aire en el cilindro antes de la ignición. El encendido es producido por una chispa generada por una bujía.
- Motor diésel: Este tipo de motor es utilizado en vehículos más grandes, como camiones y autobuses, y también en algunos automóviles. Funciona con diésel, que es un combustible más denso y pesado que la gasolina. La combustión se produce por compresión en lugar de chispa.
- Motor rotativo: También conocido como motor Wankel, este tipo de motor utiliza un rotor en lugar de un pistón. Es utilizado en vehículos deportivos y motocicletas de alta gama.

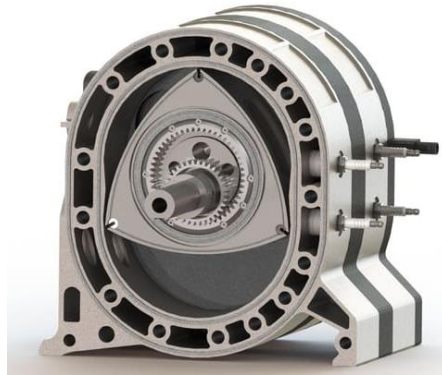


Figura 3-3. Motor rotativo.

Fuente: [7].

- Motor de dos tiempos: Este tipo de motor se utiliza comúnmente en motocicletas pequeñas, motosierras, cortadoras de césped y otros equipos pequeños. El ciclo de combustión se produce en dos tiempos (compresión y escape) en lugar de cuatro tiempos (admisión, compresión, combustión y escape) como en los motores de cuatro tiempos.

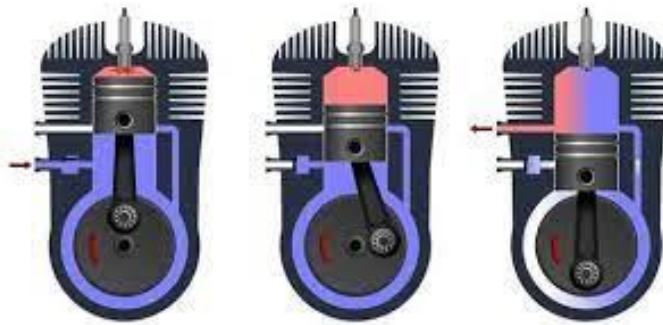


Figura 3-4. Diagrama de un motor de dos tiempos.

Fuente: [8].

- Motor de cuatro tiempos: Este es el tipo de motor más común en los vehículos de cuatro ruedas y otros equipos de gran tamaño. El ciclo de combustión se produce en cuatro tiempos: admisión, compresión, combustión y escape.

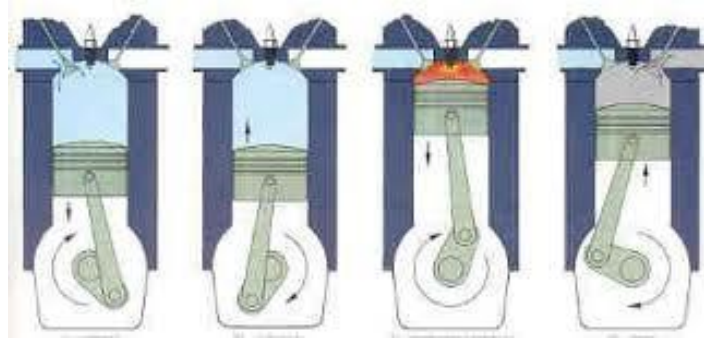


Figura 3-5. Diagrama de un motor de cuatro tiempos.

Fuente: [9].

- Motor de ciclo Atkinson: Este tipo de motor se utiliza comúnmente en vehículos híbridos. Tiene un ciclo de combustión prolongado que proporciona una mayor eficiencia de combustible.

3.3 Instrumentación para la medición de motores de combustión interna

En esta sección se analizará teóricamente los elementos necesarios para la medición de variables dentro de un banco de pruebas para motores de combustión interna como el uso de un dinamómetro de potencia para la obtención de datos como torque, velocidad angular, potencia, entre otros, así como el uso de un analizador de gases para la captura y estudio de los gases de combustión producidos.

3.3.1 Dinamómetro

De acuerdo con [10] un dinamómetro es un instrumento utilizado para medir la fuerza o el torque producido por un objeto o sistema. Consiste en un dispositivo de medición de fuerza, que puede ser mecánico, hidráulico, eléctrico o electrónico, que se conecta al objeto o sistema que se está midiendo. Los dinamómetros son utilizados en una amplia variedad de aplicaciones, desde la medición de la fuerza de un motor o un vehículo hasta la evaluación de la fuerza muscular en la investigación médica y deportiva. Los dinamómetros pueden proporcionar información precisa sobre la cantidad de fuerza o torque producido, lo

que puede ser útil en el diseño y la optimización de sistemas mecánicos y en la evaluación del rendimiento electromecánico.

Existen varios tipos de dinamómetros, cada uno con características y aplicaciones específicas. A continuación, se describen algunos de los tipos de dinamómetros más comunes:

- **Dinamómetros mecánicos:** estos dinamómetros utilizan resortes o elementos elásticos para medir la fuerza. El objeto que se está midiendo se conecta a un brazo que se desplaza y estira el resorte, y la fuerza se lee en una escala graduada. Estos son los tipos de dinamómetros más simples, económicos y pueden ser utilizados en una amplia variedad de aplicaciones, sin embargo, debido a su funcionamiento, no es recomendable su uso para motores de combustión interna de alta potencia.

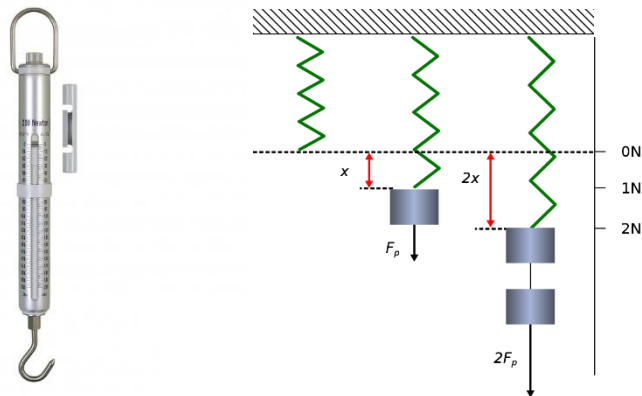


Figura 3-6. Dinamómetro mecánico.

Fuente: [11].

Figura 3-7. Principio de funcionamiento de un dinamómetro mecánico.

Fuente: [12].

- **Dinamómetros hidráulicos:** estos dinamómetros utilizan líquidos para medir la fuerza. El objeto que se está midiendo se conecta a un pistón, que empuja el líquido a través de un tubo capilar. La fuerza se mide en función de la presión del líquido y se lee en un manómetro. Los dinamómetros hidráulicos

son precisos y pueden manejar grandes cargas llegando incluso a valores como 500 – 600 HP, pero pueden ser costosos y difíciles de mantener, además, debido a estas altas potencias, requieren el uso de sistemas de refrigeración (Torres de enfriamiento, intercambiadores de calor, etc.) incluido en el sistema de inyección de agua para su correcto funcionamiento.

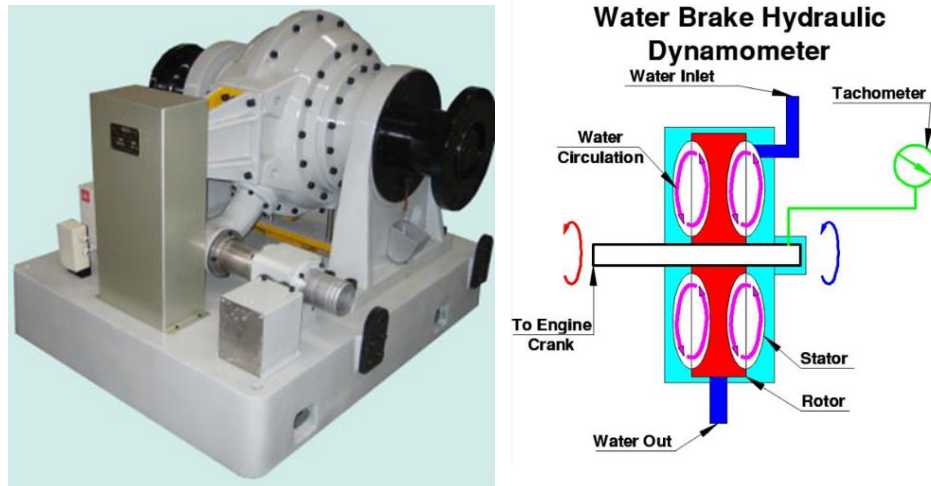


Figura 3-8. Dinamómetro hidráulico.

Fuente: [13].

Figura 3-9. Principio de funcionamiento de un dinamómetro hidráulico.

Fuente: [14].

- **Dinamómetros eléctricos:** estos dinamómetros utilizan efectos electromagnéticos para medir la fuerza. El objeto que se está midiendo se conecta a un sensor que detecta la deformación y produce una señal eléctrica proporcional a la fuerza. Los dinamómetros eléctricos son precisos y pueden ser utilizados para mediciones de fuerza dinámicas y estáticas, al igual que el dinamómetro hidráulico, estos dinamómetros de marcas como MWB, Lanmec, entre otras, son ideales para la medición de altas cargas, llegando a rangos de entre 400 – 500 HP. De igual forma requieren el uso de un sistema de refrigeración, ya sea por aire o por agua (Se recomienda la refrigeración por agua para potencias altas), sin embargo, y a diferencia de un

dinamómetro hidráulico, la construcción del sistema de refrigeración resulta más complicada y costosa debido a que las pérdidas de energía en forma de calor son más altas que los otros modelos de dinamómetros de potencia.

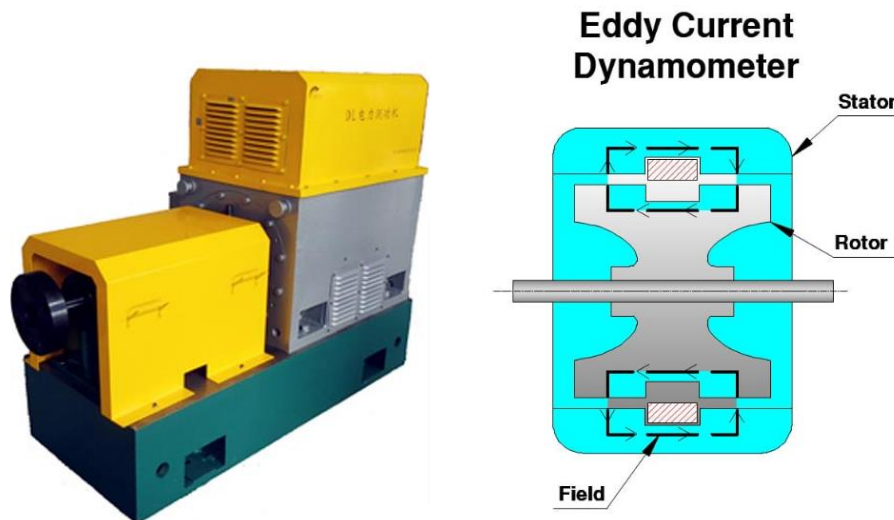


Figura 3-10. Dinamómetro eléctrico.

Fuente: [15].

Figura 3-11. Principio de funcionamiento de un dinamómetro eléctrico.

Fuente: [14].

- **Dinamómetros electrónicos:** estos dinamómetros utilizan sensores de carga y sistemas electrónicos para medir la fuerza. El objeto que se está midiendo se conecta a un sensor de carga que produce una señal eléctrica, que se procesa y se muestra en una pantalla digital. Los dinamómetros electrónicos son precisos y pueden manejar cargas grandes y pequeñas, y también pueden ser utilizados para mediciones de fuerza dinámicas y estáticas.
- **Dinamómetros de inercia:** estos dinamómetros miden la fuerza producida por la aceleración de un objeto de masa conocida. El objeto se conecta a una plataforma giratoria que se acelera y se mide la fuerza necesaria para acelerar el objeto. Los dinamómetros de inercia son utilizados principalmente para medir la potencia de un motor o sistema mecánico.



Figura 3-12. Dinamómetro de inercia.

Fuente: [16].

3.3.1.1. Torque

El torque [17] o momento de fuerza es la eficacia de giro o torsión de una fuerza. El torque tiene tanto magnitud como dirección. es una medida de la capacidad de una fuerza para producir una rotación en un objeto. El torque se define como el producto de la fuerza aplicada y la distancia desde el punto de aplicación de la fuerza hasta el eje de rotación del objeto.

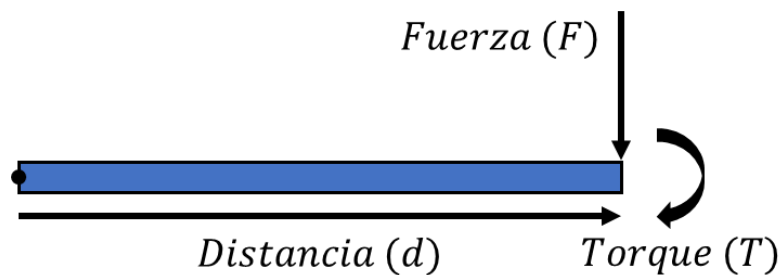


Figura 3-13. Diagrama de torque.

Fuente: Propia.

El torque es la fuerza que se necesita para girar un objeto alrededor de un eje, se mide en unidades de fuerza por unidad de longitud, como Newton-metros (Nm) o libra-pie

(lb-ft). El torque es una medida importante en la física y la ingeniería mecánica, ya que se utiliza para calcular la capacidad de un motor para producir potencia y la capacidad de una máquina para realizar un trabajo. También es importante en el diseño de equipos y maquinarias que utilizan motores, ya que se debe calcular el torque necesario para mover las piezas y realizar las funciones necesarias.

3.3.1.2. Velocidad angular

De acuerdo con [18], La velocidad angular es una medida de la rapidez con la que un objeto está girando alrededor de un eje. Esta se define como el cambio en el ángulo de rotación de un objeto dividido por el tiempo que tarda en producirse ese cambio. La velocidad angular se mide en unidades de ángulo por unidad de tiempo, como radianes por segundo (rad/s) o revoluciones por minuto (RPM). Un radian por segundo equivale a un ángulo de un radian (aproximadamente 57,3 grados) que se gira en un segundo.

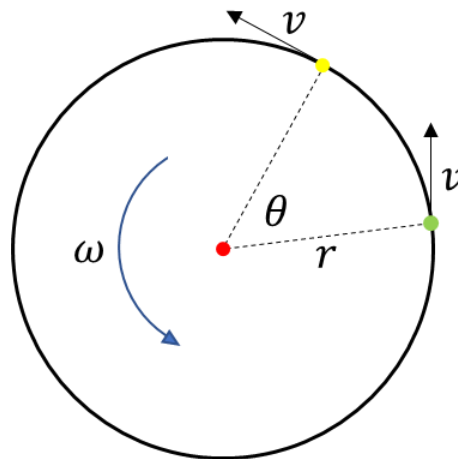


Figura 3-14. Diagrama de velocidad angular.

Fuente: Propia.

La velocidad angular es importante en la física y la ingeniería, ya que se relaciona con otras cantidades importantes como el torque y la energía cinética. Además, la velocidad angular también se utiliza en el diseño y análisis de sistemas rotativos, como motores y turbinas, para determinar su capacidad de producción de energía y su eficiencia.

3.3.1.3. Potencia

La potencia mecánica [19] es una medida de la rapidez con la que se puede realizar un trabajo. Se define como la cantidad de trabajo realizado por unidad de tiempo. La potencia de un motor indica cuánta energía puede producir o entregar un motor en un determinado intervalo de tiempo. Se mide en unidades de energía por unidad de tiempo, como vatios (W), caballos de fuerza (hp) o kilovatios (kW).

La potencia de un motor es importante en la física y la ingeniería, ya que se relaciona con otras cantidades importantes como el torque y la velocidad angular. Por ejemplo, la potencia de un motor se puede calcular multiplicando el torque que produce el motor por su velocidad angular.

La potencia de un motor se utiliza para determinar su capacidad para realizar un trabajo específico, como mover un vehículo, hacer funcionar una máquina o generar electricidad. También es importante en el diseño y análisis de sistemas mecánicos, eléctricos y de energía, ya que se debe calcular la potencia necesaria para realizar las funciones requeridas y asegurar la eficiencia energética del sistema.

3.3.2 Analizador de gases

Un analizador de gases es un instrumento utilizado para medir la composición de los gases en una muestra. Los analizadores de gases pueden medir la cantidad de oxígeno, dióxido de carbono, nitrógeno, monóxido de carbono y otros gases presentes en la muestra. Estos instrumentos son utilizados en una amplia variedad de aplicaciones, desde el control de calidad de los procesos industriales hasta el análisis de los gases emitidos por los vehículos y la evaluación de la calidad del aire. Los analizadores de gases pueden ser de diferentes tipos, como analizadores de infrarrojos, analizadores de espectrometría de masas y analizadores de conductividad térmica.

- Analizadores de infrarrojos: estos analizadores utilizan la absorción de luz infrarroja para medir la concentración de gases en una muestra. La muestra

se expone a una fuente de luz infrarroja y se mide la cantidad de luz que es absorbida por los gases. Cada gas absorbe la luz en una frecuencia específica, lo que permite determinar su concentración en la muestra.



Figura 3-15. Analizador de infrarrojos.

Fuente: [20].

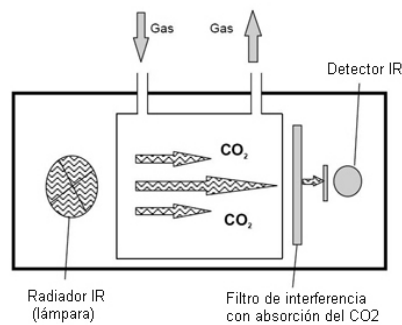


Figura 3-16. Absorción infrarroja.

Fuente: [21].

- Analizadores de espectrometría de masas: estos analizadores miden la masa de los iones producidos cuando los gases son ionizados. La muestra se ioniza y los iones resultantes son separados y detectados en función de su masa. Esto permite determinar la concentración de cada gas en la muestra.

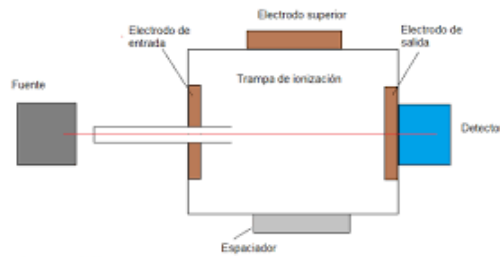


Figura 3-17. Analizadores de espectrometría de masas.

Fuente: [22].

- Analizadores de conductividad térmica: estos analizadores miden la conductividad térmica de la muestra de gas. La muestra se pasa a través de un sensor de calor y se mide la cantidad de calor que se transfiere a través de la muestra. Los gases con conductividades térmicas diferentes producirán diferentes respuestas en el sensor, lo que permite determinar su concentración en la muestra.
- Analizadores de cromatografía: estos analizadores utilizan la separación de los componentes de la muestra para determinar su composición. La muestra se separa en sus componentes individuales a través de una columna de cromatografía y se detecta cada componente por separado. Los analizadores de cromatografía pueden ser utilizados para medir la composición de mezclas complejas de gases.
- Analizadores de electroquímica: estos analizadores miden la corriente eléctrica generada cuando los gases reaccionan con los electrodos del analizador. Cada gas produce una respuesta eléctrica diferente, lo que permite determinar su concentración en la muestra. Los analizadores de electroquímica son comúnmente utilizados para medir la concentración de gases tóxicos en el aire.

3.4 Conceptos mecánicos para el desarrollo del proyecto

Se definirán los conceptos básicos asociados a los estudios y análisis realizados dentro del trabajo, conceptos utilizados para el desarrollo de análisis estructurales, mecánica de fluidos, entre otros.

3.4.1 Deformación

La deformación de materiales se refiere a cualquier cambio en la forma o tamaño de un material en respuesta a una carga o fuerza que se le aplica [23]. Esta deformación puede ser temporal o permanente y se manifiesta de diferentes formas, dependiendo de la calidad del material y la resistencia de la carga. La deformación de materiales se estudia en el campo de la mecánica de materiales y es de gran importancia en ingeniería y ciencia de materiales.

3.4.2 Esfuerzo equivalente de von – Mises

La tensión o esfuerzo equivalente de von Mises [23], también conocida como criterio de von Mises o criterio de fluencia de von Mises, es una medida de la tensión en un material cuando se somete a tensiones múltiples y complejas. Se utiliza en mecánica de materiales e ingeniería estructural para evaluar la resistencia de un material a la deformación plástica o falla bajo cargas combinadas. Este criterio es especialmente para evaluar materiales que están sujetos a tensiones múltiples y complejas, como los materiales utilizados en estructuras y componentes mecánicos que experimentan cargas variables en diferentes direcciones. El esfuerzo equivalente de Von Mises proporciona una forma simplificada y efectiva de evaluar la seguridad y la resistencia de un material en tales situaciones.

3.4.3 Ecuación de Bernoulli

La ecuación de Bernoulli es bastante importante en la mecánica de fluidos que describe la relación entre la presión, la velocidad y la altura de un fluido incompresible en un flujo constante. Dicha ecuación es fundamental para entender el comportamiento de los

fluidos en diversos contextos, como la aerodinámica, la hidrodinámica y la ingeniería de fluidos.

$$P + \frac{1}{2}\rho v^2 + \rho gh = CTE \quad (1)$$

La ecuación de Bernoulli establece que la suma de la presión, la energía cinética y potencial de un fluido en un sistema cerrado permanece constante durante todo el flujo del fluido. Por ende, si la velocidad de un punto del flujo es alta, la presión en ese punto será baja y viceversa. Esta ecuación es particularmente útil cuando se analiza el flujo de fluidos en tuberías, conductos, alas de aviones y otros dispositivos donde la conservación de la energía del fluido es importante.

4. Diseño

4.1 Espacio de trabajo asignado

El diseño del banco de pruebas para motores de combustión interna se plantea bajo un espacio de trabajo asignado, el lugar más adecuado para la instalación del sistema es el taller de mecánica ubicado fuera de las instalaciones de la sede sur de la universidad Antonio Nariño, el cual cuenta con las siguientes dimensiones:

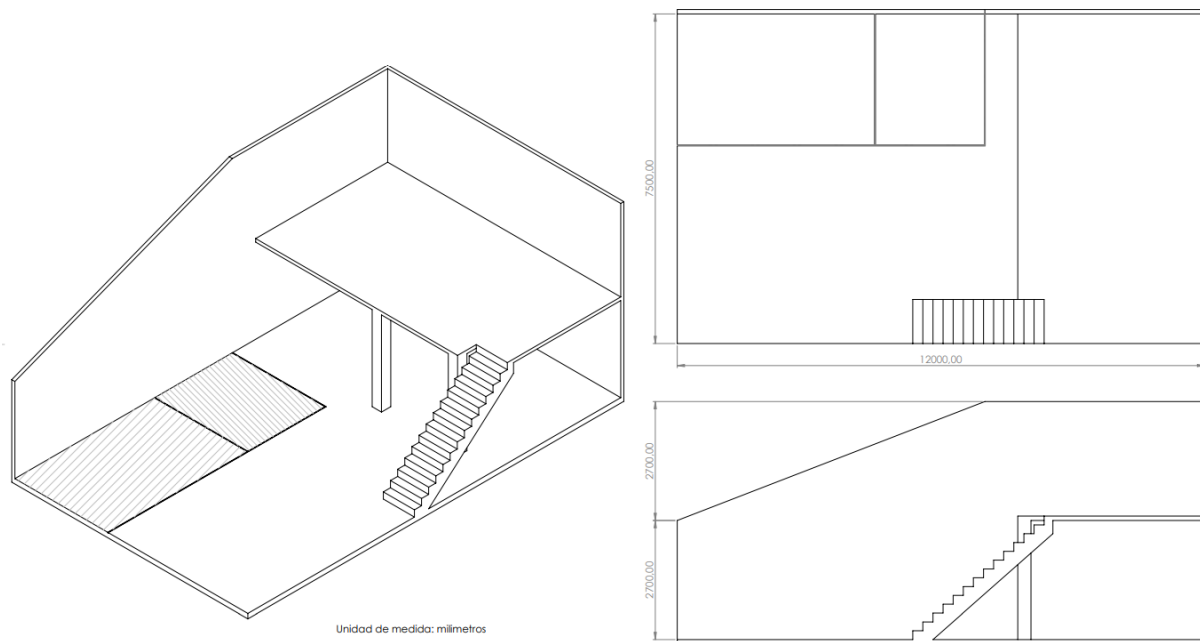


Figura 4-1. Planos del taller de mecánica.

Fuente: Propia.





Figura 4-2. Taller de mecánica.

Fuente: Propia.

Este taller de mecánica cuenta con un área de 84 m^2 ($12 * 7 \text{ m}$) aproximadamente, es un taller de dos pisos donde su altura máxima por piso es de 2.7 m , sin embargo, el lugar de trabajo donde se realizará el diseño cuenta con un solo piso y techo al exterior, por otro lado el taller tiene instalaciones adecuadas para el debido funcionamiento del banco, ya que cuenta con su propio sistema de extracción de gases, sistema el cual se puede adecuar para completar el diseño planteado para el análisis y extracción de gases de combustión, también, el lugar cuenta con una pared que da con el exterior, una estructura ideal para la instalación de diversos sistemas de ventilación (Inyectores/Extractores de aire). El sitio también cuenta con instalaciones hidráulicas (tuberías y suministro de agua), con las cuales se realizará detalladamente el cálculo y diseño de las conexiones hidráulicas necesarias un sistema de aspersión contra incendios.

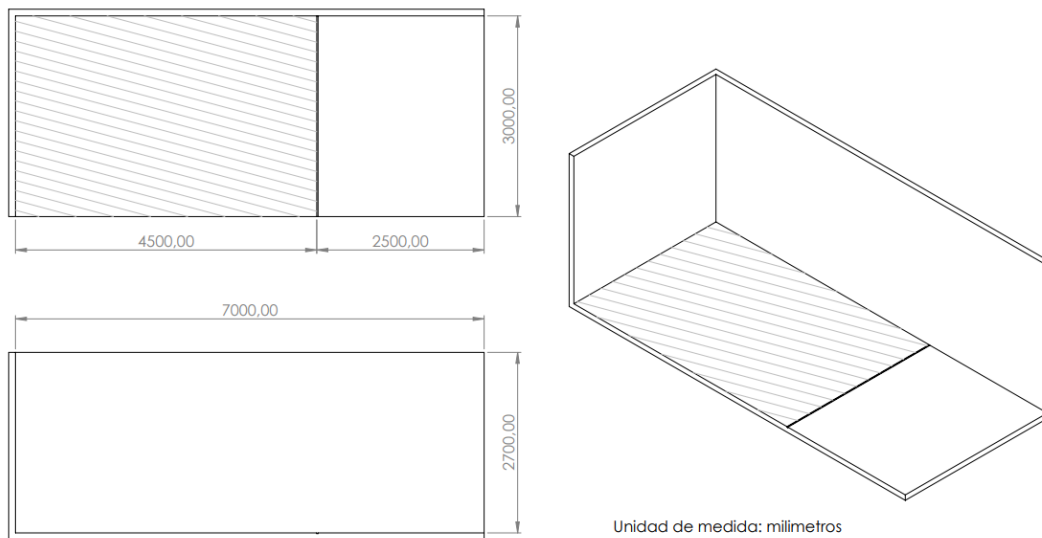


Figura 4-3. Planos del espacio de trabajo.

Fuente: Propia.

El área que se utilizará para el diseño del banco de pruebas es de 21 m^2 ($7 * 3 \text{ m}$) aproximadamente, esta área está repartida en dos partes, el área sombreada, el cual será el lugar donde se realizaran las pruebas de motores de combustión interna cuya área es de aproximadamente 13.5 m^2 ($4.5 * 3 \text{ m}$), un área suficiente para la instalación de los soportes y la maquinaria necesaria para el correcto funcionamiento del sistema como se puede observar en la Figura 4-3.



Figura 4-4. Espacio de trabajo seleccionado.

Fuente: Propia.

Por otro lado, tenemos el área restante donde actualmente se encuentran varios elementos para uso del taller, en el cual se destaca un banco de pruebas para motores de bajo cilindraje, motores de combustión interna y consolas de control, dicho espacio abarca un área de aproximadamente $7.5 m^2$ ($2.5 * 3 m$). El área de trabajo para el diseño del banco estará ubicada en la planta baja, en la zona izquierda de la instalación.



Figura 4-5. Banco de pruebas para motores de bajo cilindraje.

Fuente: Propia.

El diseño planteado requiere el uso de dos tanques de almacenamiento de agua los cuales se encontrarán en la parte trasera del laboratorio, estos tanques tienen la función de suministrar un caudal de agua suficiente para el funcionamiento de un sistema de aspersión contra incendios y el suministro de refrigeración de un dinamómetro de potencia, adicional a esto se debe realizar la construcción de dos paredes adicionales en donde actualmente se encuentran las rejas rojas como se puede observar en la Figura 4-4, esto, debido a que debemos garantizar que zona utilizada para las pruebas de motores este lo más aislada posible del área restante.

Adicional a esto, la instalación cuenta con un tablero de distribución eléctrica actual con el cual se alimentan diferentes tipos de maquinarias encontradas allí (Tornos, fresadoras,

maquinaria CNC, extractores de gases, entre otros elementos), de igual manera cuenta con un tablero de distribución para la iluminaria encontrada.



Figura 4-6. Tableros de distribución del taller de mecánica.

Fuente: Propia.

Sin embargo, se requiere la utilización de un tablero de distribución eléctrica independiente a las conexiones existentes en el predio para las conexiones eléctricas de sistemas de ventilación, sistema de aspersión, sistema de control y demás dispositivos dentro del área de trabajo, debido al tipo de operación que se realizará, es necesario este tipo de implementaciones individuales para brindar un mejor control de todo el sistema sin afectar el resto de maquinaria encontrada en el taller de mecánica. Por otro lado, se puede utilizar el tablero de distribución existente para la alimentación del sistema de iluminación del banco de pruebas y la sala de control, también, se requiere la construcción de nuevos canales para la colocación de los cables de alimentación para cada uno de los componentes presentes en el proyecto.

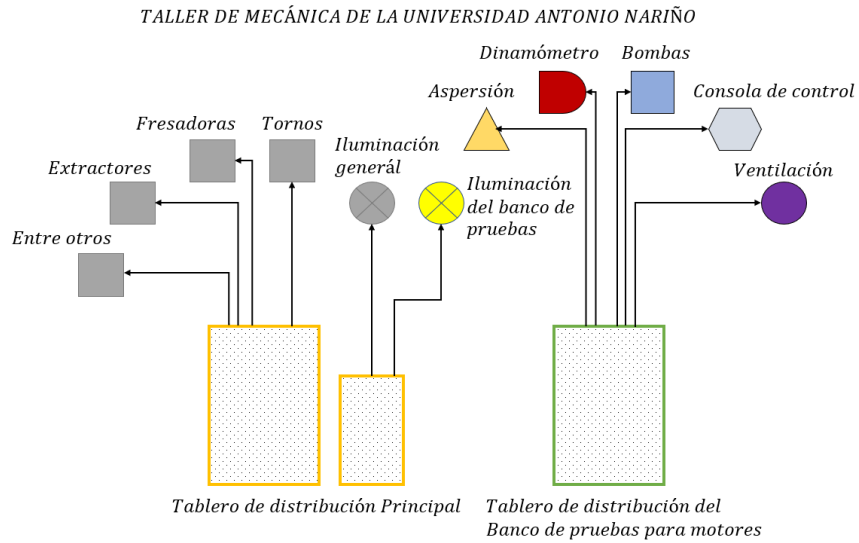


Figura 4-7. Distribución eléctrica del taller de mecánica.

Fuente: Propia.

4.1.1 Construcción de paredes

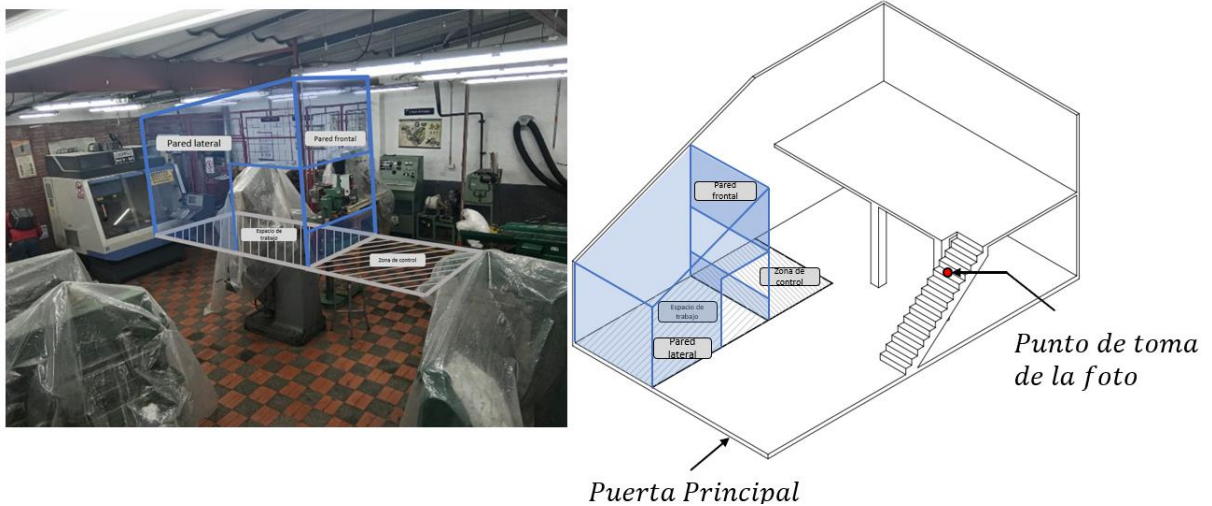


Figura 4-8. Ubicación espacial del banco de pruebas.

Fuente: Propia.

En la Figura 4-8 se puede observar la ubicación del espacio de trabajo dentro del taller de mecánica, como se mencionó anteriormente, el lugar estará ubicado en la primera planta en el costado izquierdo del establecimiento (Al lado izquierdo de la puerta

principal). Para una mayor claridad se definió el punto de toma de la fotografía, más específicamente, en las escaleras que dan al segundo piso. También podemos ver la distribución de las zonas a utilizar como el espacio de trabajo y la zona de control además de las paredes que delimitarán el lugar de ensayos del banco de pruebas para motores de combustión interna.

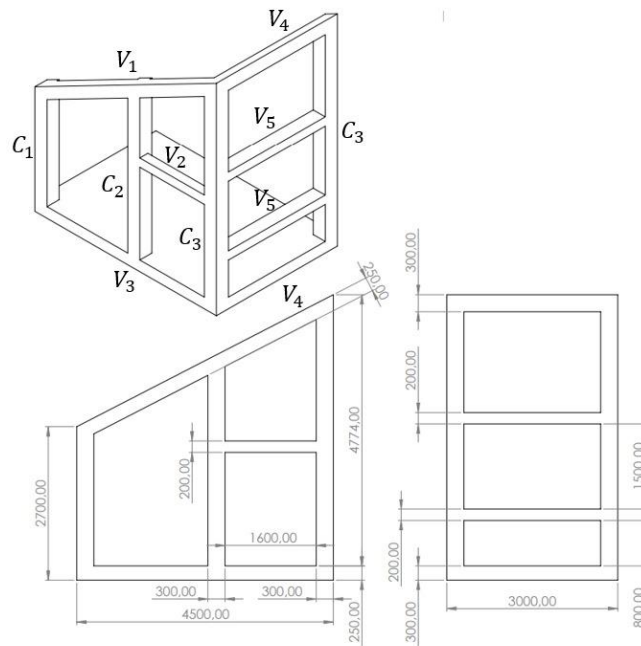


Figura 4-9. Medidas de las vigas y columnas en el espacio de trabajo.

Fuente: Propia.

Se hizo uso del reglamento colombiano de construcción sismo resistente NSR 10 [24] para el cálculo de las paredes que delimitan el área de trabajo del banco de pruebas, por ende, es necesario calcular la geometría de las vigas (V_n) y columnas (C_n), de acuerdo con lo anterior tenemos que:

$$C_1 = 2.7 \text{ m} * 0.3 \text{ m} * 0.3 \text{ m} \quad (2)$$

$$C_2 = 5.4 \text{ m} * 0.3 \text{ m} * 0.3 \text{ m} \quad (3)$$

$$C_3 = 4.47 \text{ m} * 0.3 \text{ m} * 0.3 \text{ m} \quad (4)$$

Para realizar el cálculo de la viga diagonal de la parte de arriba utilizamos el teorema de Pitágoras:

$$L_{V_1} = \sqrt{L^2 + C^2} \quad (5)$$

Donde L_{V_1} es la longitud de la viga diagonal superior, L es la longitud de la pared y C corresponde a la altura que se eleva la viga. Para la viga diagonal de la pared más larga tenemos:

$$L_{V_1} = \sqrt{L^2 + C^2} \quad (6)$$

$$L_{V_1} = \sqrt{4.5^2 + 1.77^2} \quad (7)$$

$$L_{V_1} = 4.835 \text{ m} \quad (8)$$

Se prosigue calculando el volumen de concreto necesario para la construcción de las 4 columnas y 7 vigas de soporte.

$$V_{V_1} = 4.83 * 0.25 * 0.25 = 0.302 \text{ m}^3 \quad (9)$$

$$V_{V_2} = 2.20 * 0.20 * 0.20 = 0.088 \text{ m}^3 \quad (10)$$

$$V_{V_3} = 4.5 * 0.25 * 0.25 = 0.2812 \text{ m}^3 \quad (11)$$

$$V_{V_4} = (3 * 0.25 * 0.25) * 2 = 0.375 \text{ m}^3 \quad (12)$$

$$V_{V_5} = (3 * 0.20 * 0.20) * 2 = 0.24 \text{ m}^3 \quad (13)$$

$$V_{C_1} = 2.7 \text{ m} * 0.3 \text{ m} * 0.3 \text{ m} = 0.243 \text{ m}^3 \quad (14)$$

$$V_{C_2} = 3.7 \text{ m} * 0.3 \text{ m} * 0.3 \text{ m} = 0.333 \text{ m}^3 \quad (15)$$

$$V_{C_3} = (4.47 \text{ m} * 0.3 \text{ m} * 0.3 \text{ m}) * 2 = 0.8046 \text{ m}^3 \quad (16)$$

Calculando el volumen total de concreto a utilizar:

$$V_T = V_{V_1} + V_{V_2} + V_{V_3} + V_{V_4} + V_{V_5} + V_{C_1} + V_{C_2} + V_{C_3} \quad (17)$$

Donde cada V corresponde al volumen de cada una de las vigas y columnas a utilizar.

$$V_T = 2.67 \text{ m}^3$$

Se calcula el peso del acero necesario para las columnas asumiendo que se utilizará una varilla $N^\circ 4$ ($Av4_n$) para el refuerzo longitudinal y una varilla $N^\circ 3$ ($Av3_n$) para el refuerzo transversal (Estribo).

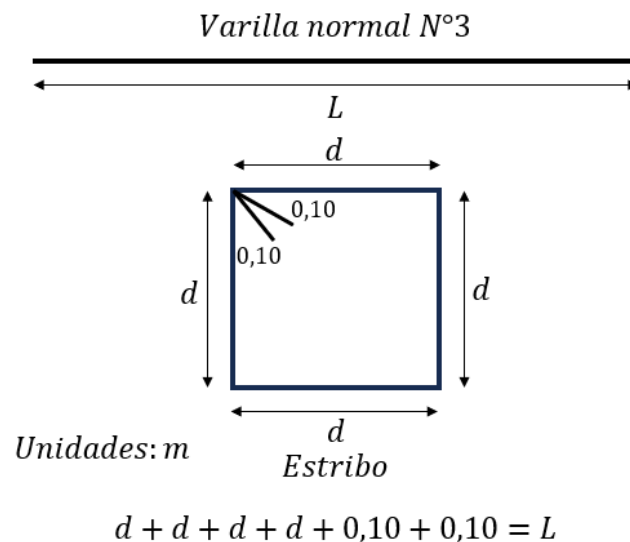


Figura 4-10. Varilla numero 3 convertida en estribo.

Fuente: Propia.

Teniendo en cuenta la Figura 4-10 se puede observar el manejo necesario para realizar los estribos debido a que la varilla se cotiza con una longitud L el cual es la suma de las distancias d las cuales corresponden a las dimensiones de la figura de la columna o viga. Para el cálculo se debe tener en cuenta la longitud de la columna o viga y la separación a realizar entre cada estribo, esto, debido a que los dos valores se dividen para obtener el valor total de varilla a utilizar. Según la norma NSR 10 [24] la separación entre estribos no debe

superar los 0.20 m, por ende, para la realización de los estribos se tuvo en cuenta una separación de 0.15 m.

Tabla 4-1. Valores mínimos para dimensiones, resistencia de materiales y refuerzo de cimentaciones.

	Sistema Estructural	Un piso	Dos Pisos	Resistencia Mínima, MP _a	
Anchura	Mampostería	250 mm	300 mm	f _y	f _c
	Bahareque	200 mm	250 mm		
Altura	Mampostería	200 mm	300 mm		
	Bahareque	150 mm	200 mm		
Acero Longitudinal Estribos		4 No. 3 (ó 10M) No. 2 a 200 mm	4 No. 4 (ó 12M) No. 2 a 200 mm	420	17
				240	
Acero para anclaje de muros	Mampostería	No. 3	No. 3	412	
	Bahareque	No. 3	No. 4		

Fuente: [24].

Para estas construcciones que no requieren soportar una gran carga, la norma NSR10 [24] indica que para una estructura de dos pisos se requiere el uso de 4 varillas N°4. Para la obtención del peso total de las varillas se multiplica la cantidad de a utilizar por la longitud de cada varilla por el peso de acuerdo con [25].

De acuerdo con lo anterior, para la columna 1 se necesitan 4 varillas N° 4 de con una longitud de 2.7 m y 19 varillas N° 3 de 1.4 m para los estribos dejando una separación de 0.15 m.

$$Av4_1 = 4 * 2.7 * 0.994 = 10.75 \text{ kg} \quad (18)$$

$$Av3_1 = 19 * 1.4 * 0.56 = 14.816 \text{ kg} \quad (19)$$

Para la columna 2 se necesitan 4 varillas N° 4 de 3.7 m y 26 varillas N° 3 de 1.4 m para los estribos dejando una separación de 0.15 m.

$$Av4_2 = 12 * 3.7 * 0.996 = 14.74 \text{ kg} \quad (20)$$

$$Av3_2 = 26 * 1.4 * 0.56 = 20.27 \text{ kg} \quad (21)$$

Para las columnas 3 (Son dos columnas iguales) se necesitan 8 varillas N° 4 de 4.47 m y 62 varillas N° 3 de 1.4 m para los estribos dejando una separación de 0.15 m.

$$Av4_3 = 8 * 3.7 * 0.996 = 29.4816 \text{ kg} \quad (22)$$

$$Av3_3 = 62 * 1.4 * 0.56 = 48.3476 \text{ kg} \quad (23)$$

Para la viga 1 se necesitan 4 varillas N° 4 de 4.83 m y 33 varillas N° 3 de 1.2 m para los estribos dejando una separación de 0.15 m.

$$Av4_4 = 4 * 4.83 * 0.996 = 19.2427 \text{ kg} \quad (24)$$

$$Av3_4 = 33 * 1.2 * 0.56 = 22.0572 \text{ kg} \quad (25)$$

Para la viga 2 se necesitan 4 varillas N° 4 de 2.20 m y 16 varillas N° 3 de 1 m para los estribos dejando una separación de 0.15 m.

$$Av4_5 = 4 * 2.20 * 0.996 = 8.7648 \text{ kg} \quad (26)$$

$$Av3_5 = 16 * 1 * 0.56 = 8.912 \text{ kg} \quad (27)$$

Para la viga 3 se necesitan 4 varillas N° 4 de 4.5 m y 31 varillas N° 3 de 1.2 m para los estribos dejando una separación de 0.15 m.

$$Av4_6 = 4 * 4.5 * 0.996 = 17.928 \text{ kg} \quad (28)$$

$$Av3_6 = 31 * 1.2 * 0.56 = 20.7204 \text{ kg} \quad (29)$$

Para las vigas 4 (Son dos vigas iguales) se necesitan 8 varillas N° 4 de 3 m y 42 varillas N° 3 de 1.2 m para los estribos dejando una separación de 0.15 m.

$$Av4_7 = 8 * 3 * 0.996 = 23.904 \text{ kg} \quad (30)$$

$$Av3_7 = 42 * 1.2 * 0.56 = 28.0728 \text{ kg} \quad (31)$$

Para la viga 5 (Son dos vigas iguales) se necesitan 8 varillas N° 4 de 3 m y 42 varillas N° 3 de 1 m para los estribos dejando una separación de 0.15 m.

$$Av4_8 = 8 * 3 * 0.996 = 23.904 \text{ kg} \quad (32)$$

$$Av3_8 = 42 * 1 * 0.56 = 23.394 \text{ kg} \quad (33)$$

Calculando el peso total de las varillas de acero tenemos que

$$T = Av4_1 + Av3_1 + Av4_2 + Av3_2 + Av4_3 + Av3_3 + Av4_4 + Av3_4 + Av4_5 + Av3_5 + Av4_6 + Av3_6 + Av4_7 + Av3_7 \quad (34)$$

Donde cada $Av4$ y $Av3$ corresponde al peso del acero de las varillas N° 4 y N° 3 respectivamente para cada una de las vigas y columnas.

$$T = 335,30 \text{ kg}$$

Para la mampostería se calcula el área de la pared, para ello tenemos:

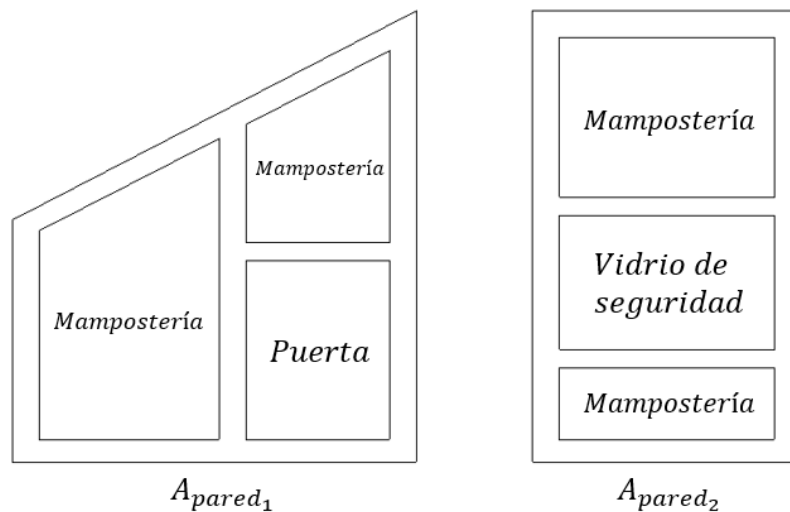


Figura 4-11. Mampostería del espacio de trabajo.

Fuente: Propia.

$$A_{pared_1} = (L_{min} * L) + (L_{min} * L) + \frac{(L_{m\acute{a}x} - L_{m\acute{i}n}) * L}{2} \quad (35)$$

Donde L_{max} y L_{min} corresponden a la altura máxima y mínima de las paredes de concreto respectivamente y L es la longitud de la pared.

$$A_{pared_1} = 10.1825 \text{ m}^2$$

Se calcula el Área del ladrillo a utilizar en este caso un ladrillo $N^\circ 4$, cuyas dimensiones son $10 * 20 * 30 \text{ cm}$, sin embargo, se le suma 1.5 cm por lado del espesor de la junta.

$$A_{ladrillo} = 0.315 * 0.215 = 0.0677 \text{ m}^2 \quad (36)$$

Con este valor se calcula el número de ladrillos ($N_{ladrillos}$) necesario para la construcción de las paredes.

$$N_{ladrillos} = \frac{A_{pared_1}}{A_{ladrillos}} \quad (37)$$

Donde A_{pared_1} corresponde al área de la pared uno y $A_{ladrillo}$ es el área de cada uno de los ladrillos a utilizar.

$$N_{ladrillos} = 150$$

Se realiza el mismo procedimiento con la otra pared con lo cual tenemos la siguiente cantidad de ladrillos:

$$A_{pared_2} = (L_{min} * L) + (L_{min} * L) \quad (38)$$

$$A_{pared_2} = 5.448 \text{ m}^2$$

$$N_{ladrillos} = \frac{A_{pared_2}}{A_{ladrillos}} \quad (39)$$

Donde A_{pared_2} corresponde al área de la segunda pared y $A_{ladrillo}$ es el área de los ladrillos mencionados anteriormente.

$$N_{ladrillos} = 81$$

En total tenemos 15.63 m^2 de mampostería, que nos da una suma de 231 ladrillos, para poder cotizar dicho precio en mercado se cotiza por m^2 debido a que el precio de ese ítem ya incluye el material necesario para el pegue.

4.1.2 Construcción de las placas de concreto

4.1.2.1. Placa de concreto para soporte de motor

Para el anclaje de la estructura que soporta el motor, es necesaria la construcción de una placa de concreto ubicada dentro del área de trabajo como se puede ver en la Figura 4-12, la placa tiene unas dimensiones de $2.05 * 1.2 * 0.2 \text{ m}$ la cual soportará un peso de 1.3 Ton aproximadamente, dicha placa tendrá una malla superior y una malla inferior formada de varilla $N^\circ 4 @ 0.10 \text{ m}$.

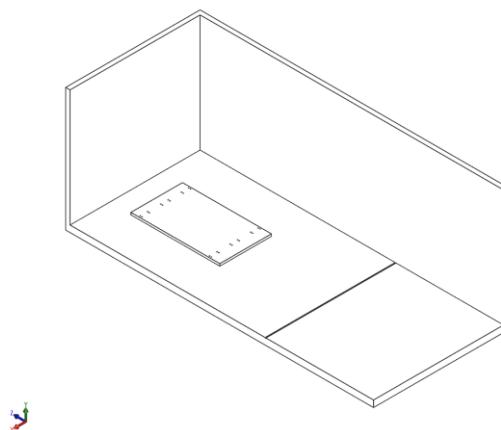


Figura 4-12. Esquema de la placa base.

Fuente: Propia.

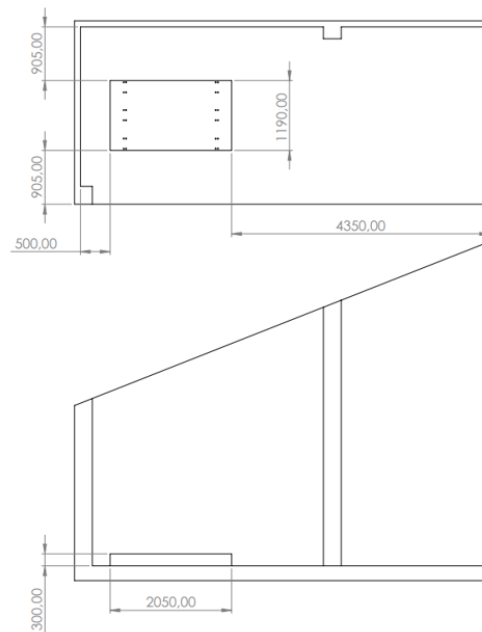


Figura 4-13. Ubicación de la placa base en el espacio de trabajo.

Fuente: Propia.

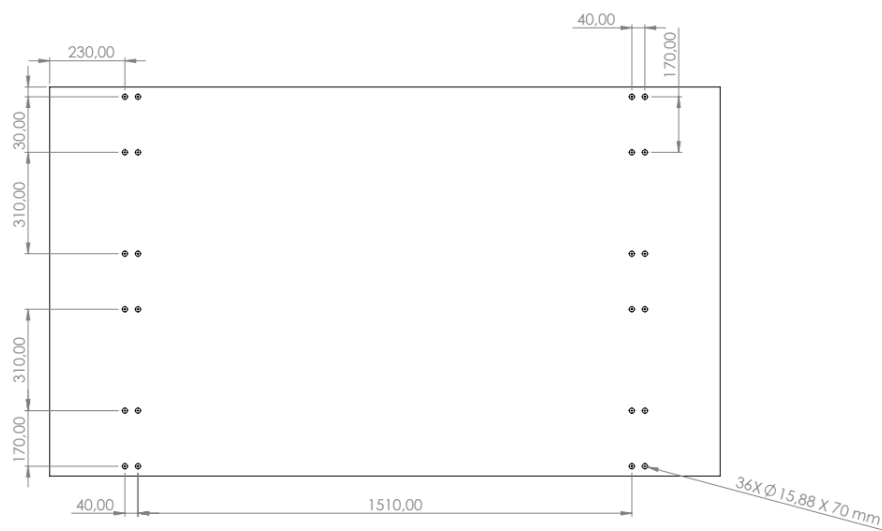


Figura 4-14. Dimensiones de los agujeros de anclaje de la placa base.

Fuente: Propia.

Por lo tanto, se puede calcular la cantidad de concreto necesario que se requiere para la construcción de la placa:

$$V_{placa} = 2.05 * 1.2 * 0.3 \quad (40)$$

$$V_{placa} = 0.738 \text{ m}^3$$

Teniendo en cuenta este dato, se requieren 40 varillas de 2.35 *m* de largo y 24 varillas de 1.5 *m* de largo para formar la parrilla inferior y superior de la placa.

$$Av1 = 40 * 2.35 * 0.996 = 93.62 \text{ kg} \quad (41)$$

$$Av2 = 24 * 1.5 * 0.996 = 35.85 \text{ kg} \quad (42)$$

Calculando el peso total tenemos que:

$$T = Av1 + Av2 \quad (43)$$

Donde *Av1* y *Av2* son el peso de las varillas a utilizar en la construcción de la placa.

$$T = 129.47 \text{ kg}$$

4.1.2.2. Placa de concreto para tanques de agua

Para la placa que soporta los tanques de agua, es necesaria la construcción de una placa de concreto ubicada dentro del área del taller de mecánica, como se puede ver en la Figura 4-15, la placa tiene unas dimensiones de 4.36 * 2.315 * 0.3 *m* la cual soportará un peso de 3.88 *Ton* de agua aproximadamente, dicha placa tendrá una malla superior y una malla inferior formada de varilla *N*° 4 con una separación de 0.10 *m*.

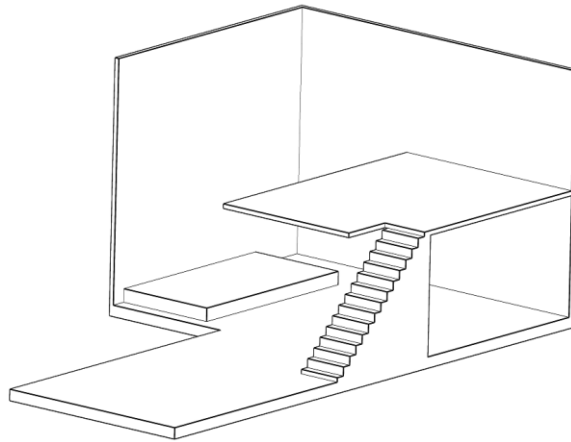


Figura 4-15. Esquema de la placa de concreto para tanques de agua.

Fuente: Propia.

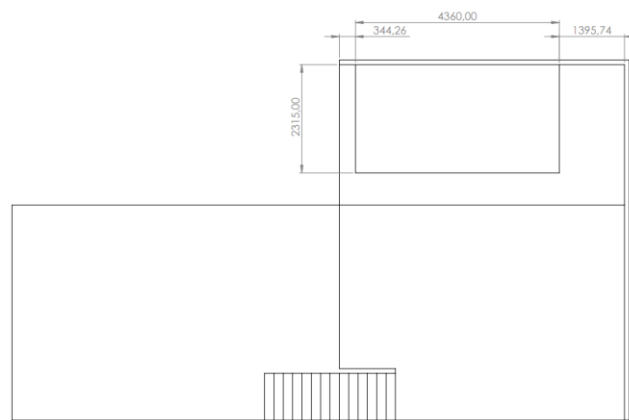


Figura 4-16. Dimensiones la placa de concreto para tanques de agua.

Fuente: Propia.

Por lo tanto, se puede calcular la cantidad de concreto necesario que se requiere para la construcción de la placa:

$$V_{placa} = 4.36 * 2.315 * 0.3 \quad (44)$$

$$V_{placa} = 3.028 \text{ m}^3$$

Teniendo en cuenta este dato, se requieren 44 varillas de 4.66m de largo y 24 varillas de 2.345 m de largo para formar la parrilla inferior y superior de la placa.

$$Av1 = 44 * 4.66 * 0.996 = 204.21 \text{ kg} \quad (45)$$

$$Av2 = 24 * 2.345 * 0.996 = 56.05 \text{ kg} \quad (46)$$

Calculando el peso total tenemos que:

$$T = Av1 + Av2 \quad (47)$$

Donde $Av1$ y $Av2$ son el peso de las varillas a utilizar en la construcción de la placa.

$$T = 260.26 \text{ kg}$$

4.1.3 Sistema de aspersión contra incendios

Se realizarán los cálculos necesarios para el diseño de un sistema de aspersión en el área de trabajo, debido al tipo de maquinaria a utilizar, el entorno educativo en que se piensa montar el sistema y haciendo uso de la norma para la instalación de sistemas de rociadores [26], se considera un sistema de aspersión con un riesgo contra explosiones de tipo moderado, con base a esto se define un coeficiente de aspersión (K) de 5.6, una presión mínima de salida de los aspersores de 7 *psi* (48.263 *kPa*) y un factor de diseño (d) de 0.30 *gpm/ft²*.

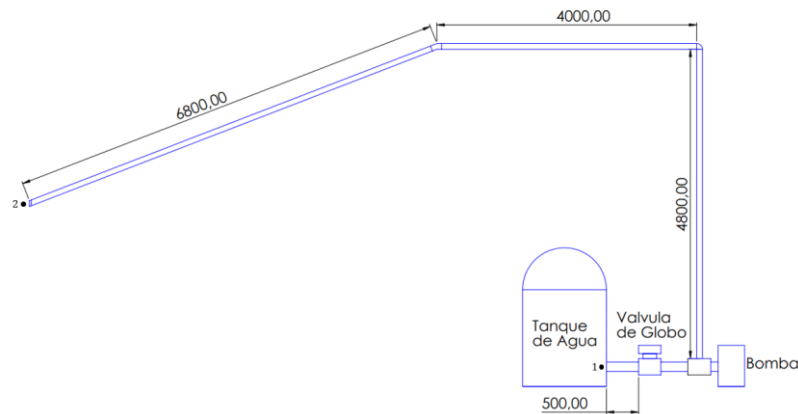


Figura 4-17. Diagrama del sistema de aspersión contra incendios.

Unidades: milímetros.

Fuente: Propia.

Para los cálculos y el diseño del sistema de aspersión dentro del taller de mecánica se tendrá como base un caudal necesario para el funcionamiento de los aspersores de ventana y dos tamaños de tuberías para antes y después de la bomba de agua, con diámetros de 4 y 2 in respectivamente basados en el tamaño de salida del tanque de recolección y el diámetro de uso de los aspersores, además se cuenta con la siguiente área de trabajo:

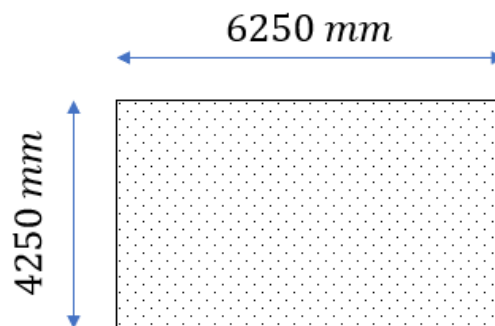


Figura 4-18. Dimensiones del área de trabajo.

Fuente: Propia.

$$A_T = 6250 * 4250 = 26562500 \text{ mm}^2 \quad (48)$$

$$A_T = 26562500 \text{ mm}^2 \left(\frac{1.07639 \times 10^{-5} \text{ ft}^2}{1 \text{ mm}^2} \right) \quad (49)$$

$$A_T = 285.916 \text{ ft}^2 \quad (50)$$

Con el área de trabajo de aspersión definido, se calculará el flujo volumétrico necesario para el funcionamiento del sistema a través de la comparación de dos métodos de cálculo de caudal, en primera instancia y teniendo en cuenta el factor de diseño ($0.30 \text{ gpm}/\text{ft}^2$) y el área de trabajo se define el caudal mínimo de operación (Q_T) a de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$Q_T = d \cdot A_T \quad (51)$$

Donde d es el factor de diseño de aspersión, A_T es el área de trabajo total a cubrir y Q_T es el flujo volumétrico agregado de la intervención de la entidad de bomberos en pro de la protección contra incendios.

$$Q_T = 85.7748 \text{ gpm}$$

Para el primer método de cálculo de caudal, se tendrá en cuenta el área de aspersión de cada rociador (A_{cr}) y el factor de diseño del sistema (d), según la norma para la instalación de sistemas de rociadores [26] y teniendo en cuenta el riesgo de explosión moderada, el tipo de aspersores adecuado para el trabajo son los rociadores de ventana.



Figura 4-19. Rociadores de ventana vertical.

Fuente: [27].

Este tipo de rociadores permiten el control dentro de una zona de incendio, esto, debido al tipo de boquilla que utiliza ya que permite la distribución del flujo de agua alrededor de la habitación creando una protección contra incendios evitando la propagación de este, sin embargo, los rociadores centrales se encargarán de extinguir el fuego.



Figura 4-20. Funcionamiento de un rociador de ventana.

Fuente: [28].

Este tipo de aspersor cubre un área de aproximadamente 25 ft^2 , de acuerdo con esto tenemos que:

$$Q_1 = (d \cdot A_{cr}) \quad (52)$$

$$Q_1 = 7.5 \text{ gpm}$$

Para el segundo método de cálculo de caudal se tendrá en cuenta el coeficiente de aspersión (K) con un valor de 5.6 y la presión mínima de salida de los aspersores de ventana (P) con un valor de 7 psi , haciendo uso de la siguiente ecuación:

$$Q_2 = K \cdot \sqrt{P} \quad (53)$$

$$Q_2 = 14.81 \text{ gpm}$$

Calculando la cantidad de rociadores necesarios para que se cubra por completo el área de trabajo tenemos:

$$N_R = \frac{A_T}{A_{cr}} = \frac{285.916}{25} = 11.4366 \text{ Aspersores} \quad (54)$$

$$N_R \approx 12 \text{ Aspersores}$$

Con la cantidad de rociadores hallada y los caudales de cada rociador, se realiza el cálculo y comparación de cada método para definir el flujo volumétrico necesario para el correcto funcionamiento.

$$Q_{R_1} = N_R \cdot Q_1 = 12 \cdot 7.5 \quad (55)$$

$$Q_{R_1} = 82.5 \text{ gpm}$$

$$Q_{R_2} = N_R \cdot Q_2 = 12 \cdot 14.81 \quad (56)$$

$$Q_{R_2} = 177.72 \text{ gpm}$$

De acuerdo con las ecuaciones anteriores, el flujo calculado con el primer método no alcanza a cubrir por completo el caudal mínimo necesario para el correcto funcionamiento del sistema de aspersión contra incendios, por esta razón, se optó por elegir el caudal calculado con el segundo método.

$$Q = Q_{R_2} = 177.72 \text{ gpm} = 0.0134 \text{ m}^3/\text{s} \quad (57)$$

Se realizará el cálculo de la velocidad del flujo después de una bomba de agua que impulsará el líquido por la tubería en sentido vertical. Para el tramo se toma un diámetro de tubería de 2 in correspondiente al agujero de salida del tanque de recolección y los diámetros estándar de las bombas de agua.

$$d = 2 \text{ in} = 0.1016 \text{ m} \quad (58)$$

$$V = \frac{Q}{A} \quad (59)$$

Donde A corresponde al área de sección transversal de la tubería para el primer tramo de recorrido.

$$V = 1.652 \text{ m/s}$$

Con esta información de diseño, se procede a calcular el número de Reynolds (R_e) y verificar el tipo de flujo perteneciente al sistema (Flujo laminar o flujo turbulento).

$$R_e = \frac{Vd\rho}{\mu} \quad (60)$$

Donde V_2 es la velocidad correspondiente al segundo tramo del recorrido de las tuberías, d_2 es el diámetro de tubería, ρ es la densidad del agua (Temperatura ambiente) y μ es la viscosidad del fluido, remplazando los valores tenemos:

$$R_e = 166472$$

Como es sabido, para que el flujo de un fluido sea considerado laminar, el número de Reynolds debe ser igual o menor a 2000, por otro lado, para un flujo turbulento se requiere que el número de Reynolds sea mayor o igual a 4000, debido a que el valor obtenido es de 436056 se puede considerar el flujo del agua para nuestro sistema como turbulento. Con esta información se procede a calcular las pérdidas por fricción en la tubería.

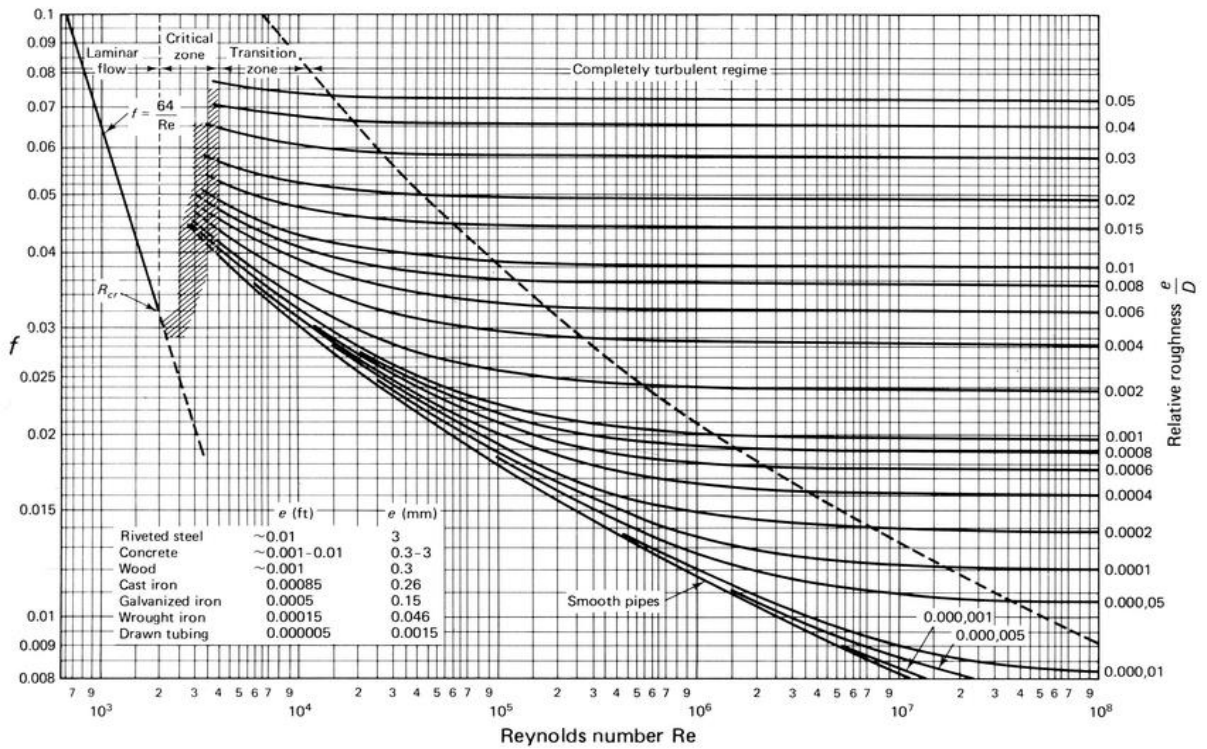


Figura 4-21. Diagrama de Moody.

Fuente: [23].

En la Figura 4-21 se puede ver el diagrama de Moody y debido a que el flujo del sistema es turbulento, se puede utilizar la siguiente ecuación para hallar el factor de fricción (f) del sistema de aspersión:

$$f = \frac{1.325}{\left\{ -\ln \left[\frac{\varepsilon}{3.7d} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right] \right\}} \quad (61)$$

Donde ε es la rugosidad absoluta del material de la tubería, para este sistema se utiliza un acero comercial como material de fabricación al cual le corresponde un valor de rugosidad de 0.0460.

$$f = 0.631$$

Con el factor de fricción hallado se procede a calcular las pérdidas por fricción en el circuito para la longitud completa del mismo, para ello tenemos:

Aditamento	K	Aditamento	K
Ampliación gradual (*)	0.3	Te paso directo	0.6
Boquilla	2.8	Te salida bilateral	1.8
Codo de 45°	0.4	Te salida lateral	1.3
Codo de 90°	0.9	Válvula de ángulo abierta	5.0
Codo de retorno	2.2	Válvula de cheque de bisagra	2.5
Entrada de borda	1.0	Válvula de compuerta abierta	0.2
Entrada normal tanque tubo	0.5	Válvula de compuerta abierta(1/2)	5.6
Medidor de agua, disco	7.0	Válvula de globo abierta	10.0
Medidor Vénturi (**)	2.5	Válvula de pie	1.8
Reducción gradual (*)	0.2		

Figura 4-22. Valores del coeficiente K de aditamentos.

Fuente: [29].

- Fricción en la entrada normal tanque tubo $\rightarrow K = 0.5$

$$h_1 = K \left(\frac{V^2}{2g} \right) \quad (62)$$

$$h_1 = 0.0695 \text{ m}$$

- Fricción en la válvula de globo abierta $\rightarrow K = 10$

$$h_2 = K \left(\frac{V^2}{2g} \right) \quad (63)$$

$$h_2 = 1.39 \text{ m}$$

- Fricción de la tubería de agua

$$h_3 = f * \frac{L}{d} * \frac{V^2}{2g} \quad (64)$$

$$h_3 = 13.4 \text{ m}$$

- Fricción en el codo de 90° → $K = 0.9$

$$h_4 = K \left(\frac{V^2}{2g} \right) \quad (65)$$

$$h_4 = 0.125 \text{ m}$$

- Fricción en el codo de 45° → $K = 0.4$

$$h_5 = K \left(\frac{V^2}{2g} \right) \quad (66)$$

$$h_5 = 0.055 \text{ m}$$

Con las pérdidas calculadas se realiza la sumatoria para hallar las pérdidas totales por fricción en tuberías y accesorios:

$$h_f = h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5 \quad (67)$$

$$h_f = 15.03 \text{ m}$$

Con las pérdidas correspondientes calculadas, se hará uso de la ecuación de Bernoulli para el cálculo de la energía necesaria para el correcto funcionamiento del sistema y a partir de esto, realizar el cálculo correspondiente a la potencia mínima necesaria suministrada por una bomba de agua.

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma} + h_B = h_2 + \frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} + h_f \quad (68)$$

De la ecuación anterior se puede asumir lo siguiente; la velocidad inicial y la presión en el tanque recolector es cero, debido a que el punto de referencia de la bomba se encuentra

a la misma altura del tanque de recolección, la altura de salida del tanque es cero, por ende, las incógnitas anteriores desaparecen y la ecuación se resume en:

$$h_B = h_2 + \frac{V^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} + h_f \quad (69)$$

Donde P_2 corresponde a la presión de salida del sistema, cabe recordar que la presión mínima de funcionamiento de los aspersores es de 7 *psi* (48.263 *kPa*), γ corresponde a la densidad del agua en unidades de *kN/m³* y h_2 corresponde a la altura máxima de las tuberías.

$$h_B = 66.02 \text{ m}$$

Con el cálculo anterior se hallará la potencia mínima de funcionamiento de la bomba de agua para suministrar la fuerza, presión y velocidad necesaria para el buen comportamiento del sistema de aspersión contra incendios.

$$P_B = \frac{Q\rho gh_B}{746 e} \quad (70)$$

Donde e es la eficiencia de la bomba de agua, comprendida entre 70 y 75%.

$$P_B = 14.49 \approx 15 \text{ HP} \quad (71)$$

Con la potencia de la bomba de agua, se realizó un estudio en el mercado y se seleccionó una bomba centrífuga CEP 150H 36S 15 *HP* del fabricante Pearl para el diseño del sistema de aspersión con protección IP44, un motor trifásico, con una frecuencia de 60 *Hz*, una velocidad de hasta 3450 *rpm*, y un voltaje alterno de funcionamiento de 230 *V* o 230/460 *V* en 50 *Hz* y otros voltajes disponibles bajo pedido.

Tabla 4-2. Dimensiones de la bomba de agua Pearl CEP 150.

Modelo	Dimensiones						
	DN1	DN2	L (mm)	A (mm)	H (mm)	L1 (mm)	H1 (mm)
CEP 150	2"	2"	787	322	412	93	160

Fuente: [30].

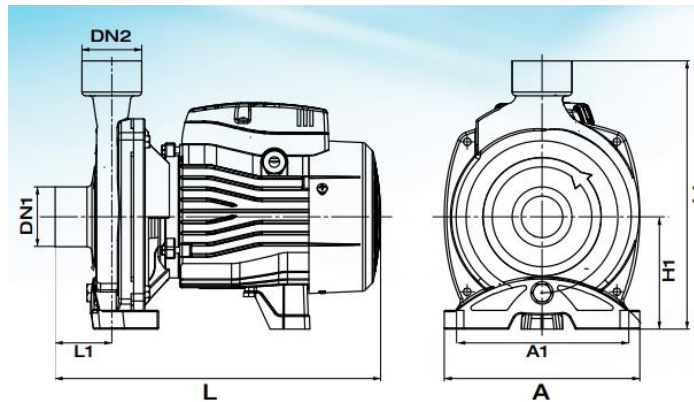


Figura 4-23. Plano de dimensiones de la bomba de agua Pearl CEP 150.

Fuente: [30].



Figura 4-24. Bomba centrífuga Pearl CEP 200H36S 15HP 220/440V.

Fuente: [30].

Como se mencionó anteriormente, se requiere el uso de un tanque de agua que funciona como fuente de suministro para el sistema de aspersión contra incendios, por ende, para el cálculo de capacidad del tanque de agua se tuvo en cuenta el tiempo mínimo de funcionamiento del sistema de aspersión. Debido a los parámetros de diseño del sistema se

estableció un tiempo de duración de mínimo media hora (30 min) con un caudal de 177 *gpm*, con base a esto tenemos que el tanque requiere una capacidad de al menos 5000 L (1320 *gpm*), esto es, alrededor de 7 min de funcionamiento, sin embargo, debido a que el tanque estará conectado con el suministro de agua principal ubicado en la parte trasera de la instalación se mantendrá en funcionamiento el tiempo requerido, por ende, se seleccionó un tanque de agua cónico de 5000 L de la marca Colempaques.



Figura 4-25. Tanque de agua de 5000 L Humboldt.

Fuente: [31].

Figura 4-26. Dimensiones del tanque de agua de 5000 L Colempaques.

Fuente: [31].

El tanque de agua se encontrará elevado por una placa de concreto que previamente fue calculada en la sección 4.1.2.

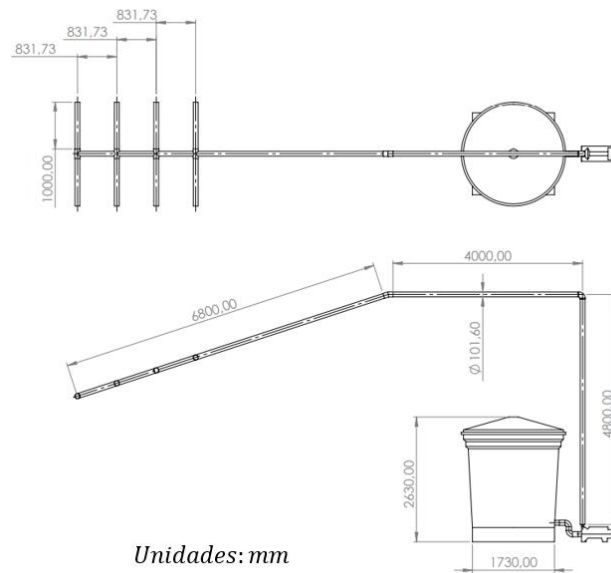


Figura 4-27. Plano del sistema de aspersión contra incendios.

Fuente: Propia

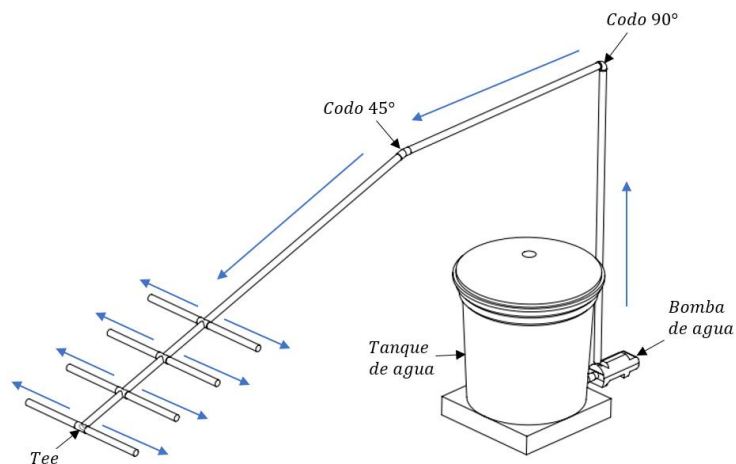


Figura 4-28. Dirección de flujo del sistema de aspersión.

Fuente: Propia.

En las figuras anteriores se puede evidenciar las dimensiones y longitudes de tuberías para el sistema de aspersión contra incendios teniendo en cuenta las dimensiones del tanque y la bomba de agua además de la dirección del flujo de agua para que funcione correctamente el sistema.

4.1.4 Sistema de ventilación y renovación de aire

Para el sistema de renovación de aire del espacio de trabajo se realizará el cálculo de caudal y velocidad necesaria para el correcto flujo de aire, así como el comportamiento termodinámico de la instalación teniendo en cuenta una fuente de calor como el motor de combustión interna. Por ende, a través del software de análisis de fluidos ANSYS®, se realizará el estudio del sistema de ventilación del lugar donde se encontrará el banco de pruebas para motores. El espacio de trabajo contará con inyectores de aire ubicados en la parte frontal del lugar, ubicados en la pared que da al exterior del taller de mecánica y con un extractor de aire ubicado en la parte superior del lugar para permitir el correcto flujo de aire.

Lo primero consistirá en determinar el caudal de los inyectores teniendo en cuenta renovaciones del aire de la sala necesarias cada hora. Debido a que nos encontramos en una sala de maquinaria con ambientes nocivos, se contempla entre 40 y 60 renovaciones de aire por hora, además el proyecto tiene como base el uso de un motor de combustión interna de alta potencia, de alrededor de 400 caballos de fuerza (*HP*), por ende, se tomó un valor de 60 renovaciones de aire cada hora (R_h). En segunda instancia se requiere conocer el volumen del espacio de trabajo a utilizar, teniendo en cuenta las dimensiones del lugar tenemos que el volumen (V) de la habitación es de 56.74 m^3 aproximadamente, Por ende, el caudal de aire necesario viene dado por la siguiente ecuación:

$$Q = V * R_h \quad (72)$$

$$Q = 3404.4 \text{ m}^3/h$$

Como se puede ver en la ecuación anterior el valor del caudal necesario para cubrir la instalación y realizar las renovaciones necesarias de aire es de $3404.4 \text{ m}^3/h$, a partir de este valor se hará la respectiva selección de los inyectores de aire que cubran el mínimo caudal necesario para el correcto funcionamiento del sistema de ventilación.



Figura 4-29. Extractor-Inyector axial.

Fuente: [32].

Figura 4-30. Extractor de aire industrial.

Fuente: [33].

De acuerdo a un análisis en el mercado de inyector y extractores de aire se optó por utilizar un Extractor-Inyector axial con un motor monofásico/trifásico 220/380 V, con protección IP54, con un caudal de aproximadamente $3450 \text{ m}^3/\text{h}$ debido al tamaño de los ventiladores y de la instalación se usarán tres inyector de aire distribuidos en fila en la parte frontal del taller de mecánica, cada inyector tiene un diámetro de hélice de 54 cm (D_h) aproximadamente, para el extractor de aire superior se optó por usar dos extractores de aire industriales ubicados en línea que permitan el flujo y renovación de aire.

Lo tercero será calcular la velocidad de funcionamiento de inyección de aire, para ello, se requiere el área de sección transversal de cada ventilador (A_v), por ende, teniendo en cuenta las dimensiones y la geometría de los ventiladores tenemos que:

$$A_v = \frac{\pi D_h^2}{4} \quad (73)$$

$$A_v = 0.229 \text{ m}^2$$

Calculando el valor de la velocidad de cada uno de los inyectores de aire (V_i) tenemos:

$$V_i = \frac{Q}{A_v} \quad (74)$$

$$V_i = 15065.5 \text{ m/h}$$

Realizando la conversión de unidades:

$$V_i = 15065.5 \text{ m/h} * \left(\frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} \right) = 4.184 \text{ m/s} \quad (75)$$

Como se mencionó anteriormente, se realizará el análisis de fluidos dentro del espacio de trabajo teniendo en cuenta los valores hallados previamente a través del software de análisis ANSYS®.

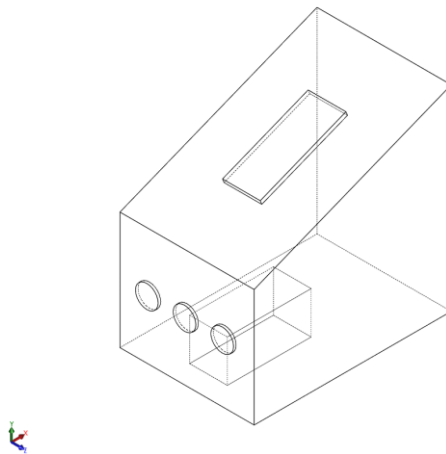


Figura 4-31. Diagrama del espacio de trabajo.

Fuente: Propia

En la figura anterior se puede ver el diagrama del espacio de trabajo, como se mencionó anteriormente se ubicarán tres inyectores de aire en la parte frontal de la instalación y en la parte superior se colocarán los extractores de aire, adicional a esto, se realizó un

montaje de la ubicación del motor de combustión interna para simular correctamente las emisiones de calor proporcionadas por el motor de combustión interna y analizar el comportamiento de la temperatura dentro del lugar de trabajo seleccionado.

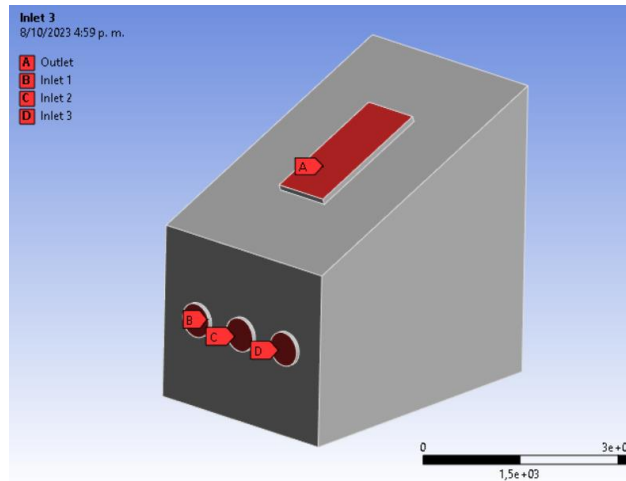


Figura 4-32. Análisis de fluidos del espacio de trabajo – Entrada y salida de ventilación.

Fuente: Propia

En la Figura 4-32 se pueden observar las entradas y salida de aire del espacio de trabajo, la etiqueta A indica la salida de aire a través de los extractores de aire, por otro lado, las etiquetas B, C y D son las entradas de aire proporcionados por los inyectores de aire.

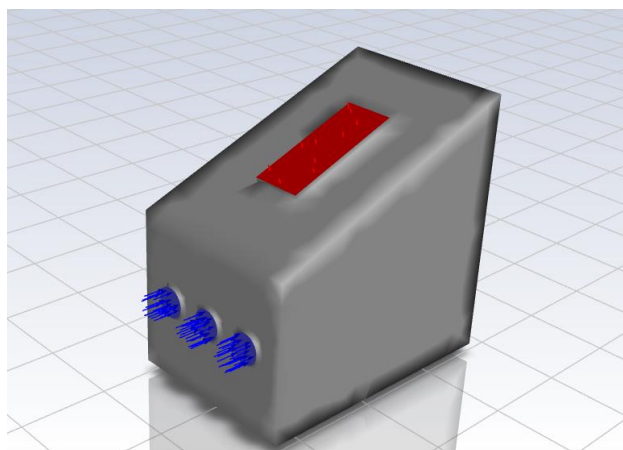


Figura 4-33. Análisis de fluidos del espacio de trabajo – Dirección de flujo.

Fuente: Propia.

Para esta simulación en ANSYS® se establece una velocidad de funcionamiento de las hélices de los inyectores de aire de 4.184 m/s cada uno, además, se definió una temperatura de ambiente de alrededor de 19°C o 290 K (Temperatura media en Bogotá D.C), también es habitual considerar un aumento entre la temperatura de entrada de los inyectores y la de salida por medio de los eyectores de 15°C , adicional a esto, se definió una temperatura generada por el motor de aproximadamente 70°C o 343.15 K (Temperatura promedio de funcionamiento de un motor de combustión interna).

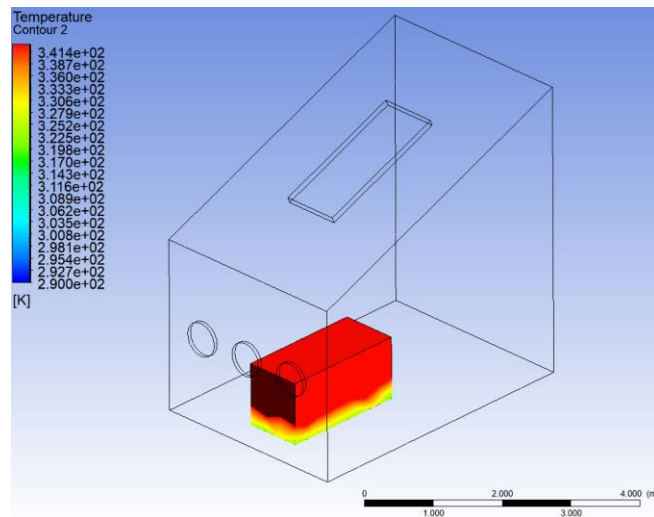


Figura 4-34. Análisis de fluidos del espacio de trabajo – Temperatura del motor de combustión interna.

Fuente: Propia.

En la Figura 4-34 se puede observar el diagrama de temperatura superficial de la simulación de un motor de combustión interna, la temperatura promedio del motor en funcionamiento según la gráfica es de 341.14 K (67.99°C), además se puede observar el cambio de temperatura con respecto a la superficie del espacio de trabajo.

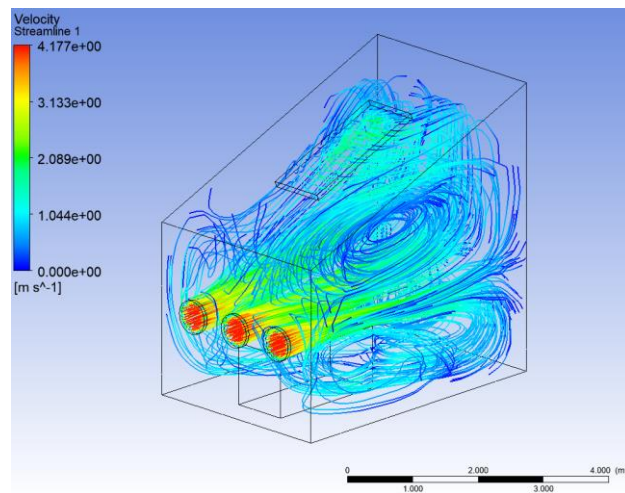


Figura 4-35. Análisis de fluidos del espacio de trabajo – Velocidad.

Fuente: Propia.

En la Figura 4-35, se puede observar el diagrama de velocidad del aire que circula en el espacio de trabajo, se puede ver que la velocidad promedio dentro del lugar es de alrededor de 2 m/s , una velocidad de circulación del aire que mantendrá el sitio bien ventilado a una temperatura regulada.

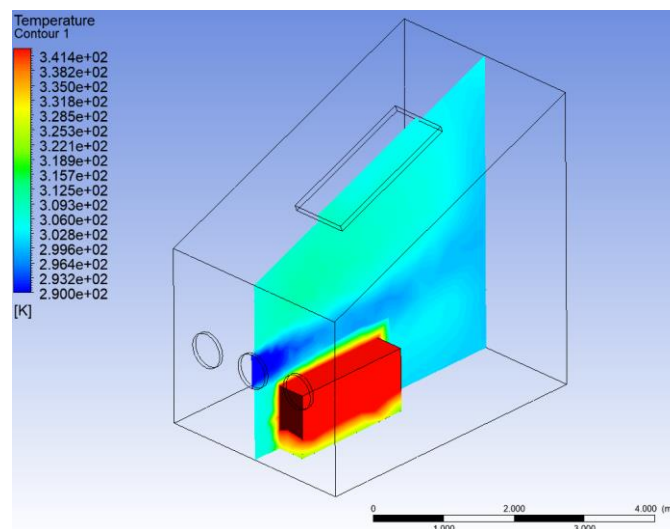


Figura 4-36. Análisis de fluidos del espacio de trabajo – Plano de temperatura vertical.

Fuente: Propia.

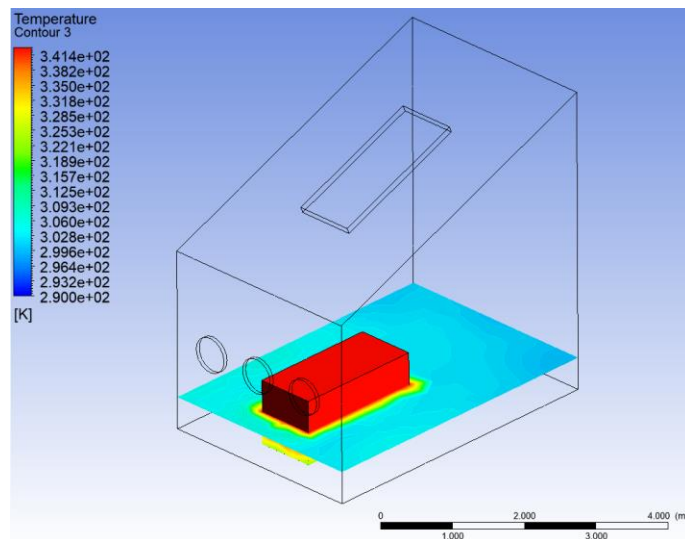


Figura 4-37. Análisis de fluidos del espacio de trabajo – Plano de temperatura horizontal.

Fuente: Propia.

En la Figura 4-36 y la Figura 4-37, se puede observar el diagrama de temperatura dentro del espacio de trabajo, la temperatura frente a los inyectores de aire es de alrededor de 290 K ($19\text{ }^{\circ}\text{C}$), sin embargo, por la distribución de aire y el contacto con la fuente de calor (Motor de combustión interna) la temperatura promedio del aire es de 302 K ($28.85\text{ }^{\circ}\text{C}$), efectivamente un intercambio de temperatura entre la entrada y la salida de los extractores de $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ aproximadamente.

4.2 Requerimientos y propuestas de selección de componentes





Con base al espacio de trabajo asignado para realizar el diseño del banco de pruebas, se procede a seleccionar la gama de motores, dinamómetro, analizador de gases, consola de control y medidas de seguridad adecuadas para realizar el mejor diseño posible, de bajo costo, buena accesibilidad, sencillo mantenimiento y fácil control del sistema.

4.2.1 Selección del motor de combustión interna

Según el informe final de FECOC+ Fases 1 y 2 Determinación de Factores de Emisión de vehículos de carga/pasajeros para Colombia [34] los vehículos con más usos en

el mercado y con más impactos son los tractocamiones, volquetas, buses, camiones, entre otros, cuyos motores de combustión interna alcanzan hasta los 500 HP, además para este tipo de vehículos se requieren más estudios y mantenimientos para un mejor rendimiento y menor emisión de gases de combustión.

Tabla 4-3. Emisiones de vehículos pesados en Colombia.

Categoría	Modelo	Norma emisión	Cilindrada (cm ³)	Carga (Ton)	Rend. (km/gal)	CO ₂ (g/km)	CH ₄ (mg/km)	NOx (g/km)	NO (g/km)	NO ₂ (g/km)	PM (mg/km)	PN x10e12 (#/km)	THC (g/km)	NMHC (g/km)	CO (g/km)
 Tractocamiones C3S2	2012	EPA 98	13000	28	5,5	1555,0	15,48	24,79	15,44	9,36	162,50	48,83	0,78	0,76	3,62
	2013	EPA 98	14945		5,1	1726,0	16,47	25,01	15,05	9,96	1392,03	0,38	0,83	0,81	17,07
	2020	Euro V	12777		5,5	1748,0	4,24	10,44	6,32	4,12	165,97	22,88	0,21	0,21	13,32
	2020	Euro V	12777		5,5	1747,0	2,90	10,97	6,56	4,41	126,95	87,86	0,15	0,14	11,69
 Camiones de 2 ejes C2 grande	2012	Euro II	7790	12,8	11,0	873,6	17,87	8,32	4,76	3,56	168,90	45,94	0,89	0,88	2,51
	2015	Euro II	8270		11,1	871,4	36,55	8,84	4,80	4,03	1493,70	263,52	1,91	1,87	7,67
	2021	Euro IV	7790		11,5	998,4	11,20	6,69	3,61	3,08	67,40	51,58	0,56	0,55	2,59
	2022	Euro V	7684		11,2	773,9	2,45	8,47	5,05	3,44	130,19	69,15	0,12	0,12	13,37
 C2 liviano	2006	Euro II	2771	5	22,8	410,0	7,23	5,72	3,19	2,56	339,0	49,50	1,48	1,45	4,69
	2011	Euro II	2771		29,5	319,4	40,80	3,39	1,70	1,69	245,0	71,55	2,04	2,00	2,55
	2016	Euro IV	2999		20,8	471,6	11,77	2,59	1,27	1,33	41,4	2,67	0,55	0,54	1,98
C2 mediano	2018	Euro IV	5192	7	17,0	571,4	30	4,64	2,03	2,60	123,0	43,80	1,51	1,48	11,15
 Buses	2006	Euro II	2771	20 pas.	23,0	421,0	35	5,87	3,09	2,78	303,0	52,40	1,74	1,70	5,05
	2011	Euro II	2771		28,0	342,0	51,50	3,65	1,60	2,05	245,30	72,00	2,63	2,52	2,59
	2016	Euro IV	2999		20,2	475,7	13,88	2,58	1,21	1,37	41,27	30,33	0,70	0,68	2,41
	2018	Euro IV	5192	40 pas.	15,4	614,0	38,60	4,90	2,04	2,86	138,40	39,40	1,93	1,89	15,10

Fuente: [34].

Por esta razón se realizará el banco de pruebas para motores de combustión interna de hasta 400 - 550 caballos de fuerza (HP), para ello se requiere conocer las medidas promedio de los motores, así como su peso aproximado para el futuro diseño de las bases y soportes del sistema, así mismo las dimensiones de los demás componentes para la medición correcta del área de trabajo. El motor seleccionado para este montaje es un motor Diesel ISX de la marca Cummins debido a la versatilidad que posee este motor, muchos vehículos de carga, tractocamiones, camiones poseen un motor del fabricante Cummins con el cual se realizará el diseño para ampliar las aplicaciones del sistema, sus medidas son las siguientes.

Tabla 4-4 Especificaciones Motor Cummins ISX

Motor Cummins ISX			
Símbolo	Término	Unidad	Valor
h	Alto	cm	74.1
w	Ancho	cm	20.3
l	Largo	cm	141.2
P	Peso	kgf	1197
Pt	Potencia	HP	385-500
T	Torsión máxima	lb-ft	1450-1850
V	Velocidad regulada	rpm	2000-2100
C	Cantidad de cilindros		6

Fuente: [35].

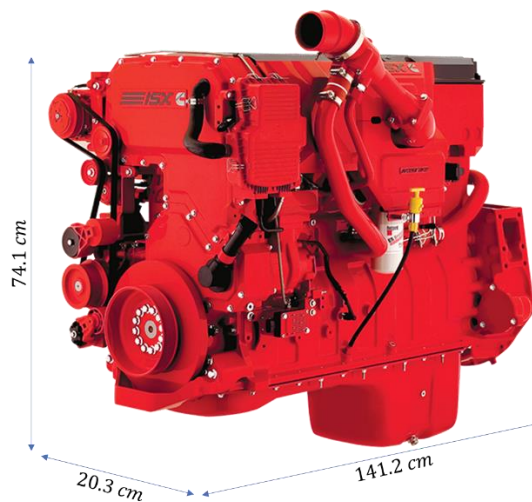


Figura 4-38. Dimensiones Motor Cummins ISX.

Fuente: [35].

Sin embargo, el diseño no se realizará únicamente para este modelo de motor, en la industria existen diferentes marcas de motores que alcanzan los 400 – 500 HP con

especificaciones, aplicaciones y características diferentes que se pueden probar en el banco de pruebas, encontramos motores como el Cummins ISL, Mack MP7, Detroit DD15 – DD16, entre otras marcas con capacidades similares, sus dimensiones son las siguientes:

Tabla 4-5. Especificaciones de los diferentes motores de prueba.

Motores de combustión interna

Motor	Potencia (HP) - Torque (lb-ft)	Dimensiones (cm)
Cummins ISL	280 a 395 - 1143 a 1260	144.3 X 103.2 X 129.8
Mack MP7	340 a 440 – 1250 a 1620	136.4 X 80.10 X 111.3
Detroit DD15	455 a 505 - 1550 a 1850	166.0 X 120.0 X 140.0
Detroit DD16	500 a 615 - 1850 a 2065	

Fuente: Propia.

4.2.2 Selección de dinamómetro de potencia

Para realizar la correcta selección del dinamómetro de potencia es necesario analizar varios aspectos importantes, uno de ellos es la potencia de trabajo para el freno dinamométrico, debido a que se planea trabajar con un motor de 400 HP es necesaria la adquisición de un dinamómetro con este rango de trabajo, por ende, la lista de selección se reduce a la maquinaria que trabaje en un rango de 400 a 500 HP, por otro lado, al ser un dinamómetro de alta potencia, independientemente del tipo de maquinaria es necesaria la adquisición de un sistema de refrigeración, en el mercado se encuentran dinamómetros que trabajan con refrigeración por aire y por agua, sin embargo, debido a las altas potencias de trabajo, solo se recomienda el uso de sistemas de refrigeración por agua a causa de la alta liberación de energía en forma de calor, por esta razón, no se recomienda el uso de un dinamómetro con refrigeración por aire debido a que este tipo solo trabaja con bajas potencias. Como se mencionó anteriormente en el capítulo 3 (Marco teórico) existen diferentes tipos de dinamómetros de potencia (Hidráulicos, eléctricos, mecánicos, entre otros) y teniendo en cuenta los aspectos mencionados anteriormente el tipo de dinamómetro

adecuado esta entre hidráulico y eléctrico, sin embargo, el último aspecto importante para la selección del dinamómetro de potencia es la facilidad de adquisición y construcción del sistema de refrigeración por agua, ya que, el diseño y construcción de tuberías de suministro, torres de enfriamiento e intercambiadores de calor resulta más sencillo para un dinamómetro hidráulico que para un dinamómetro de tipo eléctrico (Corrientes de Eddy), por esta razón, se llegó a la conclusión del uso de un dinamómetro hidráulico para el banco de pruebas de motores de combustión interna para la Universidad Antonio Nariño.

En el mercado se encuentran diferentes fabricantes de dinamómetros hidráulicos, fabricantes como Lanmec con una alta variedad de dinamómetros, MWD con dinamómetros como el NHS 500, entre otras marcas, sin embargo, la adquisición de este tipo de dinamómetro resulta muy costoso debido a los precios de envío desde lugares muy lejanos, por esta razón, y también debido a las dimensiones y características del área de trabajo para el diseño del banco de pruebas se escogió un dinamómetro de freno de agua de la marca Sáenz, el modelo AT2 es ideal para la práctica debido a su fácil manipulación, instalación, alta potencia de trabajo, capacidad de medición de torque, velocidad angular y a su vez como se mencionó anteriormente por su bajo costo.



Figura 4-39. Dinamómetro Saenz AT2.

Fuente: [36].

Tabla 4-6. Especificaciones Dinamómetro Saenz AT2.

Dinamómetro Saenz AT2			
Símbolo	Término	Unidad	Valor
h	Alto	cm	48.8
w	Ancho	cm	32.2
l	Largo	cm	148.2
P	Peso	kgf	185
Q	Caudal	gpm	44

Fuente: [2].

Cabe resaltar que el dinamómetro Saenz cuenta con un sistema de adquisición de datos proporcionado por el mismo fabricante con lo cual se reducirá considerablemente el cálculo de adecuación de un sistema de control para el manejo del motor y el dinamómetro, así como la obtención de datos en tiempo real ya que se encuentra completamente equipada y ajustada para la lectura de datos del dinamómetro.

Otro aspecto importante es la selección del acople que permite la unión del dinamómetro de potencia con el motor de combustión interna, para ello, se tendrá en cuenta un parámetro importante, el torque nominal producido por el motor de combustión interna el cual es de $1850 \text{ lb} \cdot \text{ft}$. De acuerdo con este parámetro se selecciona un eje cardánico que funciona como acople entre el motor y el dinamómetro que soporte el par nominal producido, con base a esto se seleccionó un eje cardánico SWC-150 [37].



Figura 4-40. Eje cardánico SWC-150.

Fuente: [37].

Tabla 4-7. Especificaciones del eje cardánico SWC-150.

Especificación	Valor	
Tipo	A	
Torque nominal	45 kN.m	3320 lb. ft
Torque de fatiga	22,5 kN.m	1660 lb. ft
Angulo de deflexión máxima	15 °	
Elongación	80 mm	3,14 in
Material	Aleación de acero	
Dimensiones	Valor	
Longitud (L)	590 mm	23,22 in
Diámetro interno (I)	130 mm	5,11 in
Diámetro externo (O)	90 mm	3,54 in

Fuente: [37].

De acuerdo con la información anterior, se procede a calcular la velocidad crítica y la velocidad de funcionamiento recomendada para comprobar el estado del eje cardánico frente a su uso en el banco de pruebas, para ello hay que tener en cuenta algunos parámetros suministrados por el motor de combustión interna y el eje cardánico como lo es el tipo de material (Aleación de acero) y la velocidad regulada (2100 *rpm*). Según [38] el cálculo de

la velocidad crítica para un eje cardánico con material de fabricación en acero viene dada por la siguiente ecuación:

$$V_c = \frac{4.769 \times 10^6}{L^2} * \sqrt{O^2 + I^2} \quad (76)$$

$$V_c = 54984 \text{ rpm}$$

De acuerdo con la ecuación anterior, la velocidad crítica del eje cardánico es de 54984 *rpm*, sin embargo, según [39] para evitar condiciones de velocidad crítica, no debe exceder del 65% del valor V_c , teniendo en cuenta lo anterior:

$$V_f = V_c * 65\% \quad (77)$$

$$V_f = 35740 \text{ rpm}$$

Donde V_f es la velocidad de funcionamiento del eje cardánico dentro del rango de seguridad establecido, por otro, lado se puede evidenciar, que la velocidad de funcionamiento es considerablemente más alta que la velocidad producida por el motor (2100 *rpm*), por ende, el eje cardánico se mantiene dentro de las especificaciones solicitadas.

Es importante tener en cuenta que, por encima de 400/500 *rpm*, es siempre necesario un equilibrado estático y dinámico de la transmisión, el cual siempre se realiza durante la producción, por ende, otra pieza importante es el acoplamiento elástico torsional el cual reduce la transmisión de vibraciones torsionales de alta amplitud durante los ensayos realizados, por otro lado, ayuda a proteger y alarga la vida útil del eje cardánico.



Figura 4-41. Acoplamiento elástico torsional.

Fuente: [40].

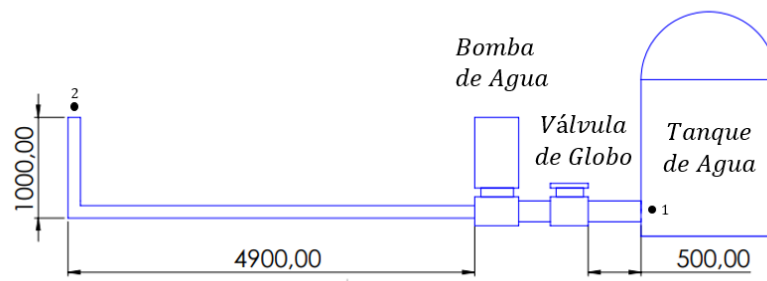


Figura 4-42. Diagrama del sistema de inyección de agua.

Unidades: milímetros.

Fuente: Propia.

Se realizarán los cálculos necesarios para el diseño de un sistema de inyección de agua al dinamómetro de potencia ubicado en el área de trabajo, se considera un sistema de tuberías dos tamaños para antes y después de la bomba de agua, con diámetros de 4 y 2 in respectivamente basadas en el tamaño de salida del tanque de recolección y el diámetro de entrada del sistema de refrigeración del dinamómetro. Por otro lado, se requiere un flujo volumétrico (Q) de mínimo 44 gpm ($0.00277 \text{ m}^3/s$) para el correcto funcionamiento de la maquinaria, además se requiere una presión de salida de aproximadamente 50 psi.

Con esta información se realizará el cálculo de las velocidades del flujo de agua para antes y después de una bomba de agua que impulsará el líquido por la tubería. Para el primer tramo (antes de la bomba de agua) se toma un diámetro de tubería de 4 *in* correspondiente al agujero de salida del tanque de recolección.

$$d_1 = 4 \text{ in} = 0.1016 \text{ m} \quad (78)$$

$$V_1 = \frac{Q}{A_1} \quad (79)$$

Donde A_1 corresponde al área de sección transversal de la tubería para el primer tramo de recorrido.

$$V_1 = 0.3416 \text{ m/s}$$

Para el segundo tramo de recorrido (Después de la bomba de agua), se considera un diámetro de tubería de 2 *in* correspondiente al tamaño necesario para el acople de la tubería al sistema de refrigeración del dinamómetro.

$$d_2 = 2 \text{ in} = 0.0508 \text{ m} \quad (80)$$

$$V_2 = \frac{Q}{A_2} \quad (81)$$

Donde A_1 corresponde al área de sección transversal de la tubería para el primer tramo de recorrido.

$$V_2 = 1.332 \text{ m/s} \quad (82)$$

Con esta información de diseño, se procede a calcular el número de Reynolds (R_e) y verificar el tipo de flujo perteneciente al sistema (Flujo laminar o flujo turbulento).

$$R_e = \frac{V_2 d_2 \rho}{\mu} \quad (83)$$

$$R_e = 67194.3$$

Recordando, para que el flujo de un fluido sea considerado laminar, el número de Reynolds debe ser igual o menor a 2000, por otro lado, para un flujo turbulento se requiere que el número de Reynolds sea mayor o igual a 4000, debido a que el valor calculado anteriormente es de 67194.3 se puede considerar el flujo del agua para nuestro sistema como turbulento. En la Figura 4-21 se puede ver el diagrama de Moody y, debido a que el flujo del sistema es turbulento, se puede utilizar la siguiente ecuación para hallar el factor de fricción (f) del sistema de inyección de agua refrigerante, además al igual que para el sistema de aspersión, se utilizará una tubería de acero comercial:

$$f = \frac{1.325}{\left\{ -\ln \left[\frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{5.74}{R_e^{0.9}} \right] \right\}} \quad (84)$$

$$f = 0.9420$$

Con el factor de fricción hallado y con ayuda de la Figura 4-22 se procede a calcular las pérdidas por fricción en el circuito para la longitud completa del mismo, para ello tenemos:

- Fricción en la entrada normal tanque tubo $\rightarrow K = 0.5$

$$h_1 = K \left(\frac{V_1^2}{2g} \right) \quad (85)$$

$$h_1 = 0.00297 \text{ m}$$

- Fricción de la tubería antes de la bomba de agua

$$h_2 = f * \frac{L_1}{d_1} * \frac{V_1^2}{2g} \quad (86)$$

$$h_2 = 0.0275 \text{ m}$$

- Fricción en la válvula de globo abierta $\rightarrow K = 10$

$$h_3 = K \left(\frac{V_1^2}{2g} \right) \quad (87)$$

$$h_3 = 0.0594 \text{ m}$$

- Fricción de la tubería después de la bomba de agua

$$h_4 = f * \frac{L_2}{d_2} * \frac{V_2^2}{2g} \quad (88)$$

$$h_4 = 9.893 \text{ m}$$

- Fricción en el codo de $90^\circ \rightarrow K = 0.9$

$$h_5 = K \left(\frac{V_2^2}{2g} \right) \quad (89)$$

$$h_5 = 0.0813 \text{ m}$$

- Fricción en el codo de $45^\circ \rightarrow K = 0.4$

$$h_6 = K \left(\frac{V_2^2}{2g} \right) \quad (90)$$

$$h_6 = 0.0361 \text{ m}$$

Con las pérdidas calculadas se realiza la sumatoria para hallar las pérdidas totales por fricción en tuberías y accesorios:

$$h_f = h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5 + h_6 \quad (91)$$

$$h_f = 10.10 \text{ m}$$

Con las pérdidas correspondientes calculadas, se hará uso de la ecuación de Bernoulli para el cálculo de la energía necesaria para el correcto funcionamiento del sistema y a partir

de esto, realizar el cálculo correspondiente a la potencia mínima necesaria suministrada por una bomba de agua.

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma} + h_B = h_2 + \frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} + h_f \quad (92)$$

De la ecuación anterior se puede asumir lo siguiente; la velocidad inicial y la presión en el tanque recolector es cero, debido a que el punto de referencia de la bomba se encuentra a la misma altura del tanque de recolección, la altura de salida del tanque es cero, por ende, las incógnitas anteriores desaparecen y la ecuación se resume en:

$$h_B = h_2 + \frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} + h_f \quad (93)$$

$$h_B = 46.39 \text{ m}$$

Con el cálculo anterior se hallará la potencia mínima de funcionamiento de la bomba de agua para suministrar la fuerza, presión y velocidad necesaria para el buen comportamiento del sistema de refrigeración del dinamómetro.

$$P_B = \frac{Q\rho gh_B}{746 e} \quad (94)$$

$$P_B = 2.248 \approx 3 \text{ HP}$$

Con la potencia de la bomba de agua, se realizó un estudio en el mercado y se seleccionó una bomba centrífuga C2P 30H36S 3HP 220/440V trifásica fabricante Pearl para el diseño del sistema de inyección de agua de refrigeración con una protección IP44, un motor monofásico 110 V – 110/220 V – 220 V según requisición, una frecuencia de 60 Hz con una velocidad de 3450 rpm. También incluye protector térmico interno en el embobinado.



Figura 4-43. Bomba Centrífuga Pearl C2P 30H36S 3HP 220/440V Trifásica.

Fuente: [41].

De igual forma que el sistema de aspersión contra incendios y como se mencionó anteriormente, es necesario el uso de un tanque de agua que funciona como suministro para el sistema de inyección de agua del dinamómetro. De acuerdo con el caudal necesario solicitado por el dinamómetro (44 gpm) se escogió un tanque de agua de 6000 L (1585 galones aproximadamente), alrededor de 36 min , tiempo suficiente para que el agua recircule a través del dinamómetro de potencia seguido de la torre de enfriamiento para finalmente terminar en el tanque de agua nuevamente, el tanque de agua es del fabricante Humboldt con una altura de 220 cm y un diámetro de 219 cm .



Figura 4-44. Tanque de agua de 6000 L Humboldt.

Fuente: [42].

El tanque de agua se encontrará elevado por una placa de concreto que previamente fue calculada en la sección 4.1.2.

Por otro lado, como se mencionó anteriormente, el dinamómetro de potencia requería el uso de un suministro de agua para refrigeración, es necesaria la implementación de una torre de enfriamiento que regule la temperatura del líquido y permita la recirculación de agua en el tanque de recolección. De acuerdo con [43] se calcula la torre de enfriamiento necesaria teniendo en cuenta las condiciones de temperaturas y propiedades de la zona de trabajo (Bogotá D.C) las cuales son:

Parámetros de Diseño		Condiciones de Operación	
Temperatura entrada del agua (°F):	122.00	Temperatura entrada del agua (°F):	124.30
Temperatura salida del agua (°F):	65.00	Temperatura salida del agua (°F):	67.30
Caudal de Agua (gpm):	44.0	Caudal de agua Máxima (gpm):	35.9
Rango (*F):	57.00	Eficiencia Térmica:	81.6%
Approach (°F):	5.00	Rango (°F):	57.00
Capacidad (Btu/h):	1,255,003	Approach (°F):	7.30
Delta de presión (psig):	0.47	Evaporación Máxima (gpm):	2.1
Diámetro de la boquilla:	3/4"		
Condiciones Ambientales		Ventilador	
Altura sobre el nivel del mar (ft):	8,3	Caudal de aire corregido (cfm):	11,623
Temperatura de Bulbo Seco (°F):	74.00	Presión estática (in WG):	0.334
Temperatura de Bulbo Húmedo (°F):	60.00	Temperatura del aire (°F):	84.16
Volumen específico del aire (ft ³ /lb):	186.739	Potencia del motor (hp):	1.50

Donde los parámetros más importantes son la temperatura de entrada del fluido 122 °F (50 °C aproximadamente) debido a la transferencia de calor por parte del motor de combustión interna, de igual forma se requiere que la temperatura de salida del fluido sea de 65 °F (18 °C aproximadamente), por otro lado, para el caudal requerido se tomó en cuenta el caudal de entrada del sistema de refrigeración del dinamómetro de potencia (44 *gpm*), también se tiene la temperatura de bulbo seco y húmedo con valores de 74 °F (23 °C) y 74 °F (23 °C) respectivamente para Bogotá D.C., sin embargo estos son parámetros de diseño, ya que, en las condiciones de operación real proporcionado por

Glaciar Ingeniería [43] para la torre de enfriamiento recomendada tenemos que temperatura de entrada del agua $124.3\text{ }^{\circ}\text{F}$ ($51\text{ }^{\circ}\text{C}$ aproximadamente), la temperatura de salida del agua es de $67.3\text{ }^{\circ}\text{F}$ ($19.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ aproximadamente), un caudal de agua máximo de $35.9\text{ }gpm$, una eficiencia térmica de 81.6% , entre otros parámetros. Con estos valores, en la página web de cálculo de torres de enfriamiento sugiere el uso una torre GLC-60602P050-1.

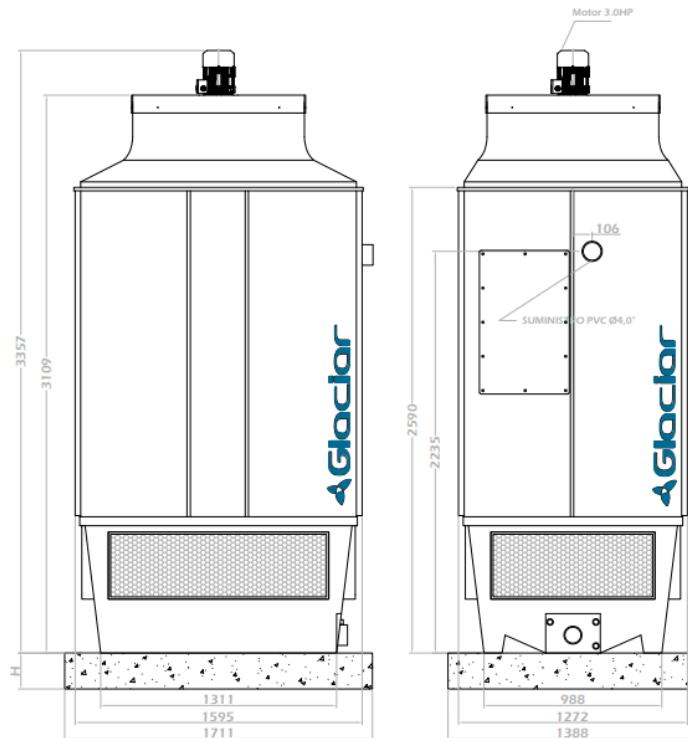


Figura 4-45. Torre de enfriamiento GLC-50403P015-1.

Fuente: [43].

Esta torre de enfriamiento extrae el calor del circuito de suministro de agua del dinamómetro que se ha generado por la potencia mecánica del motor de combustión interna y los sistemas de refrigeración de este. El calor es transferido del agua del circuito al ambiente para posteriormente ser reintegrado al tanque de agua. Cuenta con una entrada del suministro de agua con un diámetro de tubería de 4 in y una salida de suministro de agua con un diámetro de 4 in . Como se puede ver en la Figura 4-45, la torre de enfriamiento cuenta con una altura 3.3 m mas el soporte H (depende de la altura de la tubería de las

bombas de agua), además, cuenta con una bomba de 3 HP, con un motor monofásico de 230 V a 60 Hz y 3450 rpm.

Para las vigas de soporte de la torre de enfriamiento, el fabricante indica que es necesario realizar tres superficies donde pueda descansar toda la estructura, por ende, se necesita diseñar 3 vigas horizontales de $0.3 * 0.3 * 1.71 \text{ m}$, como lo indica el plano del fabricante. Como son 3 vigas iguales las 3 mantendrán el mismo volumen de concreto y el mismo peso de acero, según la norma NSR 10 [24] se recomienda para el armado del acero utilizar varilla N° 4, para las longitudinales y varillas N° 3 para los estribos los cuales hacen que los aceros N° 4 queden en su posición. Calculando el volumen de las vigas tenemos:

$$V_v = (1.71 * 0.3 * 0.3) * 3 \quad (95)$$

$$V_v = 0.4617 \text{ m}^3$$

Teniendo en cuenta lo anterior, para el cálculo de los aceros se tiene en cuenta la separación de los estribos, donde la norma indica que lo máximo permitido son 20 cm, por lo cual se toma una separación de 15 cm, dando así la cantidad de varillas N° 4 a utilizar, la varilla N° 3 se compra por longitud, y se figura en sitio para que de la forma de la viga.

Para la construcción de esta viga según los realizados en la sección 4.1.1. tenemos que para estas vigas necesitamos 12 varillas #3 de 1.4m de longitud y 4 varillas #4 de 1.71m de longitud.

$$Av3 = (4 * 1.71 * 0.996) * 3 = 20.27 \text{ kg} \quad (96)$$

$$Av3 = (13 * 1.4 * 0.557) * 3 = 30.57 \text{ kg} \quad (97)$$

Teniendo un total de peso de aceros de:

$$T = (4 * 1.71 * 0.996) * 3 = 50.85 \text{ kg}$$

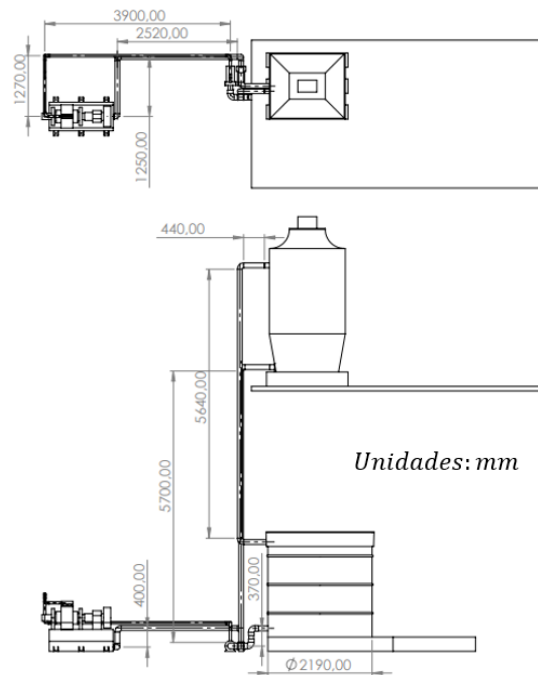


Figura 4-46. Plano del sistema de inyección de agua.

Fuente: Propia.

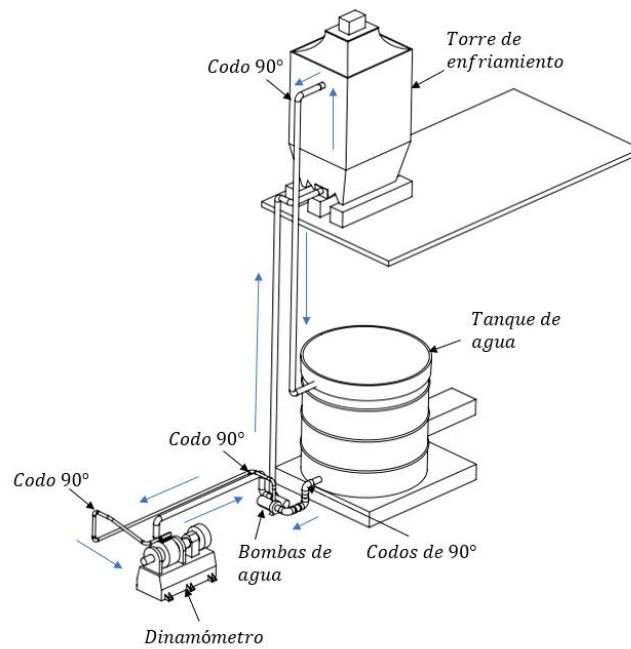


Figura 4-47. Dirección de flujo del sistema de inyección de agua.

Fuente: Propia

4.2.3 Selección de analizador de gases

Para el diseño del banco de pruebas es importante el conocimiento acerca de las emisiones de los motores usados en la prueba, ya que con estos gases se pueden hacer un análisis del impacto ambiental del motor, por esta razón, se utilizará un analizador de gases capaz de verificar el gas de combustión emitido.

Para seleccionar un analizador de gases adecuado para la operación se requiere saber el tipo de gases emitidos por un motor de combustión interna, por ende, los gases principales que emite un motor son el dióxido de carbono (CO_2), monóxido de carbono (CO), dióxido de azufre (SO_2), óxido de nitrógeno (NO_x), hidrocarburos (HC), material particulado, entre otros gases de combustión.

Con base en estos gases emitidos, se seleccionó un analizador continuo de gases para Calderas de la marca AyT capaz de medir la cantidad y concentración de gases de efecto invernadero mencionados anteriormente, el analizador cuenta con un sistema de aire acondicionado, además de conexiones para calibración, el estudio de gases y colector de salida. También incluye salidas aisladas de 4 – 20 mA o Modbus RS-482. Por otro lado, el análisis automático permite que el sistema funcione continuamente sin intervención de un operador. además, es de fácil uso y bajo costo.



Figura 4-48. Analizador continuo de gases para caldera AyT.

Fuente: [44].

Para la recolección de datos y generación de informes de los gases emitidos por el motor, se utilizará un sistema modular en línea de adquisición y reporte de datos AmbiLogger, permite recolectar datos capturados desde una fuente externa. AmbiLogger está implementada sobre una interfaz web de fácil uso y manejo, lo que permite que la generación y análisis de gases detallados mediante una red de datos TCP/IP.



Figura 4-49. Sistema modular en línea de adquisición y reporte de datos AmbiLogger.

Fuente: [45].

4.3 Diseño de soportes

Uno de los criterios principales para el diseño de los soportes es la facilidad de movimiento o desplazamiento del motor de combustión, permitiendo un acople más preciso con el dinamómetro de potencia, sin embargo, se requiere el uso de un sistema de desplazamiento que soporte grandes cargas. Teniendo en cuenta lo anterior, para el diseño del soporte encargado de mantener el motor estable en su posición y anclado al dinamómetro de potencia se optó por utilizar el mecanismo de mesa universal de maquinado como base para el soporte de motor, ya que, mucha maquinaria de corte y perforación a altas revoluciones utiliza este tipo de mesa como punto de sujeción para sostener muy firmemente una estructura o pieza mientras se realizan todo tipo de corte debido a la alta resistencia al movimiento que estas poseen, además, este tipo de sistema es más recomendable para desplazar una estructura y para soportar grandes cargas a diferencia de otros métodos de

desplazamiento. Las mesas de maquinado universal cuentan con ranuras en forma de T invertida, esto con el fin de acoplar una maquinaria con anclajes con esta misma forma, evitando desplazamientos o desacoples accidentales a la hora de montar la maquinaria.



Figura 4-50. Mesa universal de maquinado

Fuente: [46].

4.3.1 Base de motor

Para reducir los costos de fabricación, el diseño se centró en individualización de los carriles de la mesa universal de maquinado, esto con la finalidad de aumentar la eficiencia de la creación cada uno de los elementos. El diseño consta de tres carriles fijos al suelo de concreto, cada carril este fabricado con barras de acero galvanizado con una ranura en medio para el acople de un soporte de motor. Para las dimensiones de los carriles y las distancias entre cada uno de ellos se tomó en cuenta las dimensiones proporcionadas por [35] que de igual forma se encuentra en el trabajo de grado integral diseño de un banco de pruebas de motores Diesel, para la rectificadora de motores sierra [2].

•ISX - Dimensiones

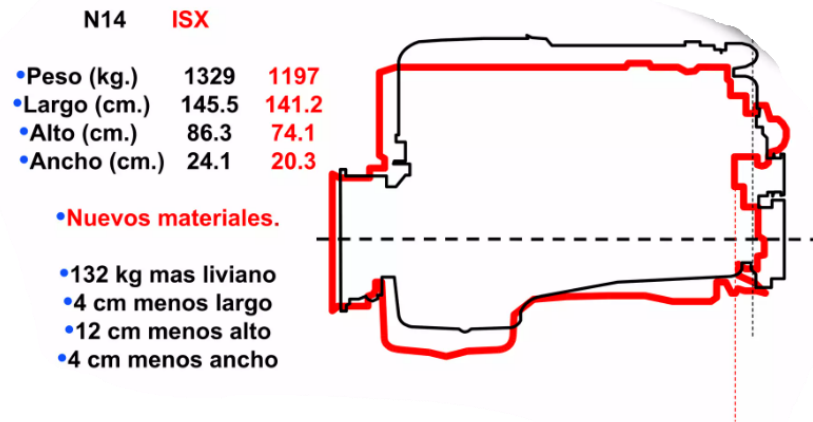


Figura 4-51. Motor ISX - Dimensiones.

Fuente: [35].



Figura 4-52. Base de motor – carriles.

Fuente: Propia.

Cada estructura cuenta con 4 anclajes que se encontrarán unidas a los extremos de los carriles a través de cordones de soldadura de filete 3F (Eje vertical de soldadura), de igual forma, cada anclaje está fabricado con acero galvanizado capaz de soportar el peso y las vibraciones del sistema entero.

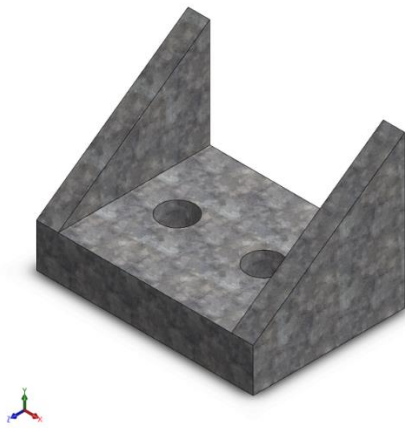


Figura 4-53. Base de motor – Anclaje.

Fuente: Propia.

Dichos anclajes se acoplan a la plancha de concreto en el lugar de la instalación del banco de pruebas, cada una con dos agujeros para el uso de tornillos anclaje de alto rendimiento FH [47] más específicamente el modelo FH-II-B con un diámetro de $5/8$ in (15 mm aproximadamente), una longitud de 70 mm, espesor máximo a fijar de 50 mm con una tuerca hexagonal para una llave de ajuste SW 17.



Figura 4-54. Anclaje de alto rendimiento FH-II-B.

Fuente: [47].

Este tornillo de alto rendimiento funciona haciendo uso de un anclaje metálico de camisa para instalaciones a través del objeto a fijar, una vez dentro de la perforación y al darle torque, la camisa exterior se monta sobre el cono del extremo inferior, generando presión de expansión en las paredes internas de la perforación. Este anclaje soporta la más alta carga tanto de tracción como de corte, además, los anclajes pueden ser desinstalados en caso de ser necesario. Este tipo de anclaje se utiliza comúnmente para fijar estructuras en concreto, su material en acero inoxidable de alta calidad permite una sujeción segura y de

alta resistencia teniendo en cuenta una la carga utilizada y su geometría permite una instalación sencilla. Estos chazos son comúnmente utilizados en la fijación de estructuras como rieles, consolas, bandejas portacable, portones, soportes de maquinarias, máquinas, entre otros.

Tabla 4-8. Datos técnicos del anclaje de alto rendimiento FH-II-B.

Tipo	Art. N°	Homologación	Ø de broca	Ø de broca	Perforación mínima para montaje a través	Profundidad mínima de anclaje	Largo del taquete	Espesor máximo a fijar	Cuerda	Llave de ajuste	Cant. por caja
		■ETA ▲ICC	d_o	d_o	t_d	h_{ef}	l	t_{fix}	M	SW	[piezas]
			[pulg]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]			
FH II 15/25 B	48777	■ ▲	5/8	15	115	70	125	25	M 10	17	25

Fuente: [47].

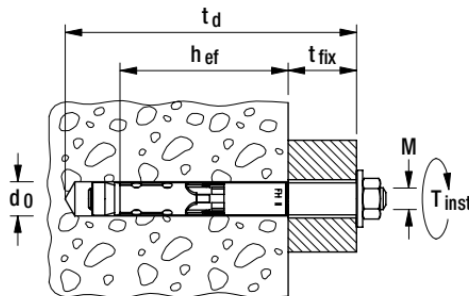


Figura 4-55. Dimensiones del anclaje de alto rendimiento FH-II-B.

Fuente: [47].

Por otro lado, ya que el diseño de la base requiere el uso de tres piezas iguales, se requiere de una base que funciona como referencia para la instalación de los soportes encargados de sostener el motor y como una guía para el acople del motor al sistema de frenado (dinamómetro de potencia)

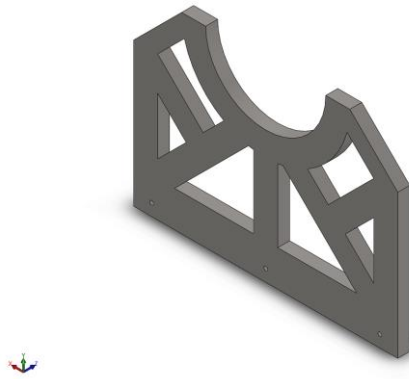


Figura 4-56. Base de motor – lámina de soporte.

Fuente: Propia.

Al igual que los carriles, la lámina de soporte cuenta con agujeros de sujeción que tienen la función de acoplar cada carril a la base, la estructura está fabricada a partir de varias piezas de acero AISI 1020 soldadas y con un grosor de 50 *mm* aproximadamente.

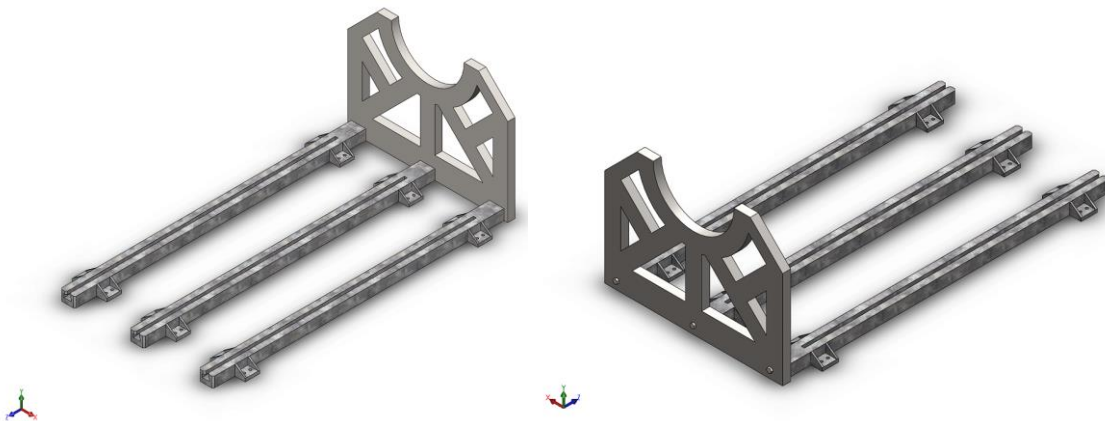


Figura 4-57. Base de motor – montaje de la base de motor.

Fuente: Propia.

En la Figura 4-57 se puede ver el ensamblaje de las bases de motor A y B (Carriles y lamina de soporte respectivamente) los cuales estarán anclados a la plancha de concreto, esta es la estructura que funcionará como base para el acople del soporte de motor, las vigas de soporte y el motor de combustión interna.

Se realizará el análisis estructural (deformación total y esfuerzo equivalente de von - Mises) de todo el sistema de soporte de motor para revisar su comportamiento frente a las

diversas cargas que se le aplica a esta estructura, esto a través del uso de un software de análisis estructural ANSYS®, para ello y para realizar un correcto análisis primero se requiere definir la deflexión máxima de cada componente, así como el esfuerzo de fluencia para cada material utilizado en la fabricación de las estructuras.

Se definió la deflexión máxima de la base de motor de acuerdo a la norma utilizada en Steel Construction Manual [48], cuya expresión indica que:

$$y_{max} = \frac{L}{240} \quad (98)$$

Donde L es la longitud total de la pieza (2000 mm) y y_{max} es deflexión máxima permitida.

$$y_{max} = 4.333 \text{ mm}$$

Por otro lado, se procede a establecer el esfuerzo de fluencia de la estructura a utilizar, debido a que el material utilizado para la base de motor es de acero galvanizado y haciendo uso de [49] y la norma NTC 4011 – ASTM A653 se estableció que el esfuerzo de fluencia mínima permitida para el acero galvanizado es de 205 MPa aproximadamente.

Tabla 4-9. Propiedades mecánicas del acero galvanizado.

Calidad Comercial CS*	Fluencia YP	Resistencia	Elongación
	Máxima	Máxima - Mínima	Mínima
	MPa	MPa	%
	205/380	---	≥20

Fuente: [50].

Ya con estos valores calculados, se realiza el análisis estructural haciendo uso de ANSYS®.

Como primer paso se definirán los soportes fijos de la pieza, el carril de la base del motor se anclará a través de ocho agujeros de sujeción a una lámina de concreto como se muestra en la siguiente figura:

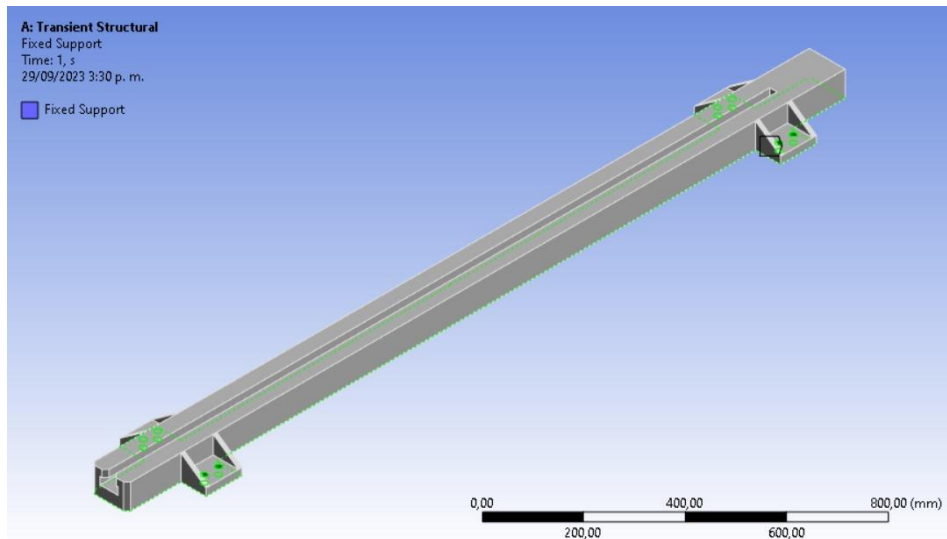


Figura 4-58. Análisis estructural del carril – Soportes fijos.

Fuente: Propia.

Debido a que los carriles de la base del motor deben soportar un peso de 1197 kgf correspondiente al motor de combustión interna sumado al peso que corresponde al soporte de motor y las vigas de soporte, se estableció un peso distribuido aproximado de 12600 N . Con este valor calculado, se realiza la asignación de la fuerza en sentido $-y$ en el software de simulación.

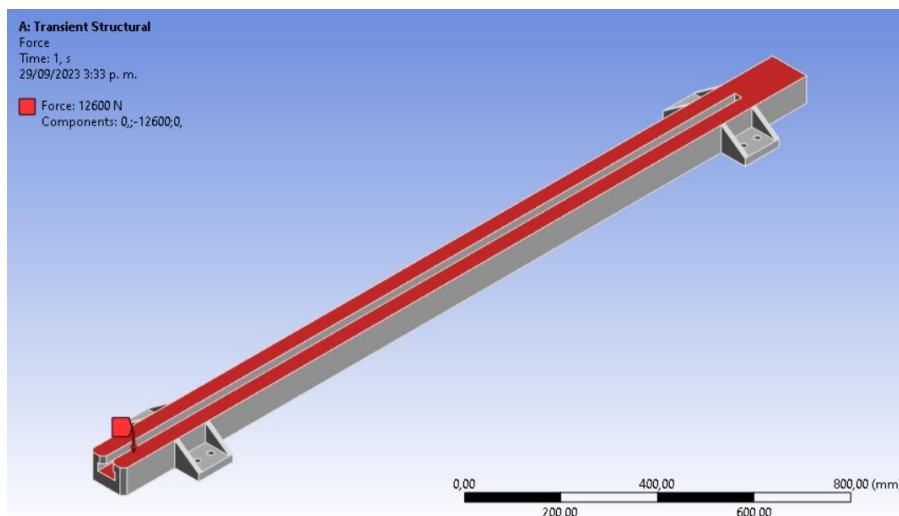


Figura 4-59. Análisis estructural del carril – Fuerza aplicada.

Fuente: Propia.

Debido a que se utiliza el método de elementos finitos para calcular el comportamiento de las estructuras, es necesario la implementación de una malla de estructural, sin embargo, el software de análisis cuenta con limitaciones de licencia estudiantil, por lo tanto, solo se permite el uso de aproximadamente 32000 nodos o elementos, por esta razón se define un valor mínimo de malla de 19 *mm* que cubre la mayor cantidad de nodos.

Tabla 4-10. Nodos y elementos de malla de la base de motor

Base de motor

Nodos	29957
Elementos	16848

Fuente: [51].

Teniendo en cuenta el valor de la fuerza aplicada a la pieza, su dirección correspondiente y la construcción de la malla, el programa de simulación realizará los cálculos necesarios para determinar los valores de la deformación total y el valor del esfuerzo equivalente.

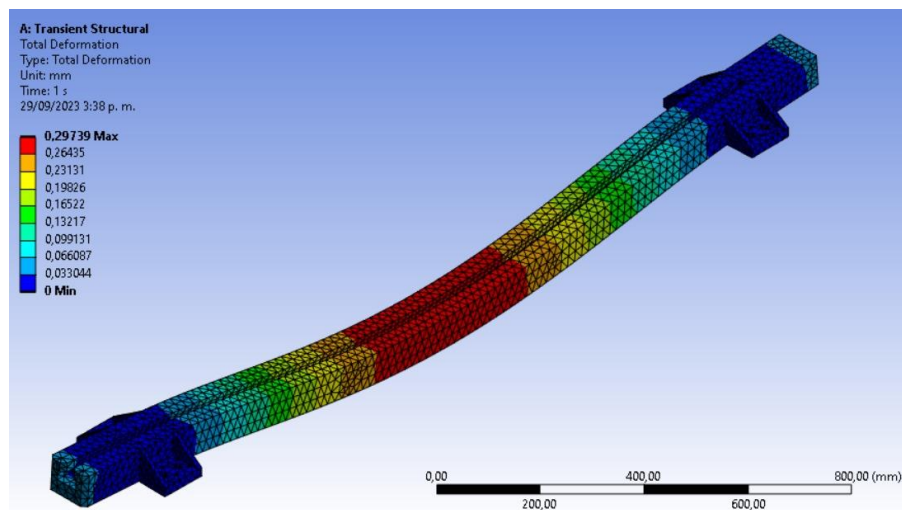


Figura 4-60. Análisis estructural del carril – Deformación total.

Fuente: Propia.

Como se puede ver en la Figura 4-60, el valor de la deformación total máxima de la base de motor es de aproximadamente 0.297 mm , es decir, alrededor de $1/14$ del valor de la deflexión máxima permitida, esto quiere decir que la pieza tiene un valor de deflexión muy por debajo de la zona crítica. Siguiendo con el análisis estructural, se realiza la simulación del esfuerzo equivalente de von – Mises.

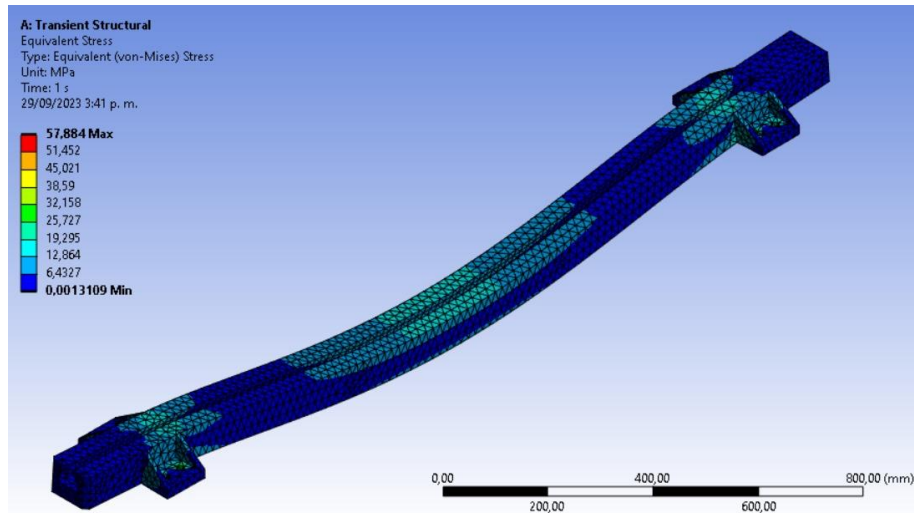


Figura 4-61. Análisis estructural del carril – Esfuerzo equivalente de von - Mises.

Fuente: Propia.

Como se puede ver en la Figura 4-61, el esfuerzo equivalente de von - Mises máximo es de alrededor de 57.8 MPa , teniendo en cuenta que el esfuerzo de fluencia para el acero galvanizado es de 205 MPa , se puede concluir que la base de motor se encuentra de un rango muy óptimo de operación alrededor de $1/3$ del valor de fluencia, sin embargo este cálculo se realiza teniendo en cuenta el valor máximo calculado, ya que en promedio la deformación total según el software de simulación es de alrededor de 6 MPa , un $1/34$ de la máxima deformación permitida. Teniendo en cuenta el valor obtenido de la deformación total y el esfuerzo de fluencia del acero galvanizado, se define el factor de seguridad de la estructura, dando como resultado un valor de 3.54 , este factor indica que la guía funcionara óptimamente bajo las cargas críticas, ya que, un factor de seguridad mayor a 1 indica que el componente es capaz de soportar la carga real sin fallar.

4.3.2 Soporte de motor

Para el soporte del motor de combustión interna utilizamos una barra de acero galvanizado con las dimensiones y características necesarias para acoplarse a las bases. El soporte de motor al igual que la base de motor A, cuenta con salientes con geometría similar a las de las mesas universales de maquinado, esto con el fin de acoplarse a las ranuras de los carriles, así mismo, cuenta con agujeros en medio para acoplar un sistema de tornillo sin fin y ranuras para acomodar un soporte en forma de viga capaz de sujetar el motor y permitir el elevamiento correcto de este para generar un enganche adecuado al dinamómetro de potencia.



Figura 4-62. Soporte de motor.

Fuente: Propia.

El soporte de motor cuenta con 6 anclajes a los laterales que permiten la sujeción con la base de motor A una vez fijado y acoplado el motor al dinamómetro, y así evitar el movimiento de las piezas que sujetan y soportan el motor de combustión interna.

Al igual que los carriles de la base del motor, se realizará el análisis estructural del soporte de motor, de igual forma la deformación total y esfuerzo equivalente de von – Mises con ayuda del software ANSYS®. Del mismo modo, utilizando la norma Steel Construction Manual [48], tenemos que la deflexión máxima está dada por la siguiente ecuación:

$$y_{max} = \frac{L}{240} \quad (99)$$

Donde L es la longitud máxima del soporte de motor (1050 mm) y y_{max} es la deflexión máxima permitida para el trabajo.

$$y_{max} = 4.375 \text{ mm}$$

Al igual que los carriles de la base del motor, el soporte de motor también está fabricado en acero galvanizado, y del mismo modo, su esfuerzo de fluencia es de 208 MPa.

Para esta pieza de la estructura se definieron alrededor nueve puntos de soportes fijos, seis de ellos son puntos de anclaje que une el soporte de motor con los carriles de la base de motor y los otros tres son los puntos de contacto entre el soporte y el canal de cada uno de los carriles.

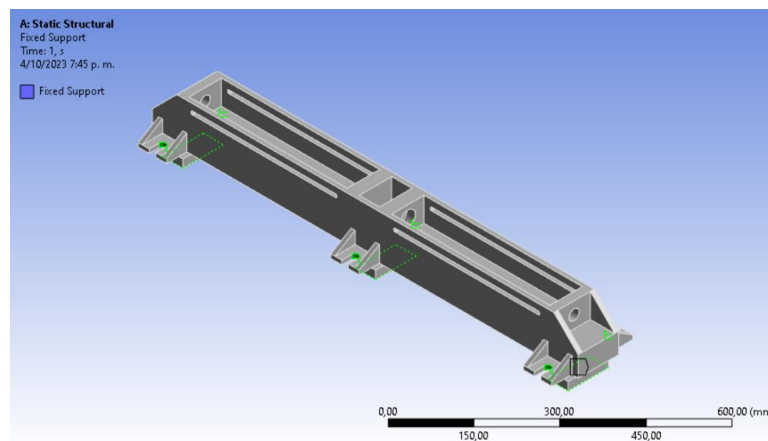


Figura 4-63. Análisis estructural del soporte de motor – Soportes fijos.

Fuente: Propia.

El soporte de motor tiene la función de distribuir el peso del motor, por esta razón la fuerza distribuida que se ejerce sobre él es la sumatoria del peso del motor (1197 kgf) y las vigas de soporte, por ende, se estableció un peso distribuido aproximado de 12000 N. Con este valor, se realiza la asignación de la fuerza en sentido $-y$ en el software de simulación.

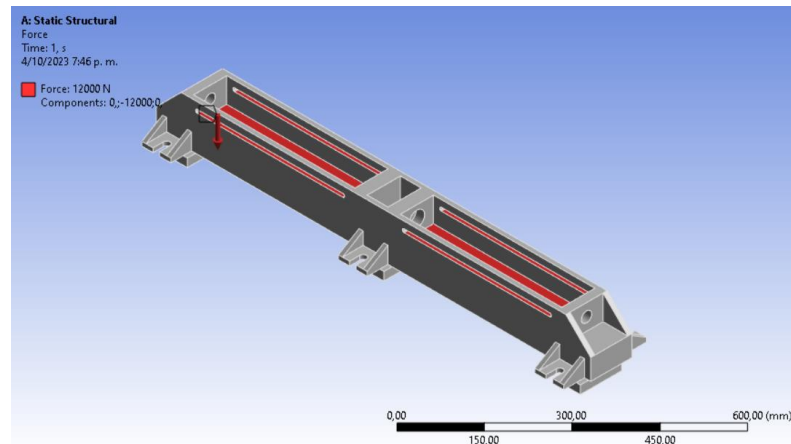


Figura 4-64. Análisis estructural del soporte de motor – Fuerza aplicada.

Fuente: Propia.

Realizando la creación de la malla estructural, se definió una longitud entre nodos de 16 mm , dando la siguiente cantidad de nodos:

Tabla 4-11. Nodos y elementos de malla del soporte de motor.

Soporte de motor

Nodos	30165
Elementos	16768

Fuente: [51]

De acuerdo a la fuerza aplicada y su respectiva dirección y con la malla de estructural se realiza la simulación:

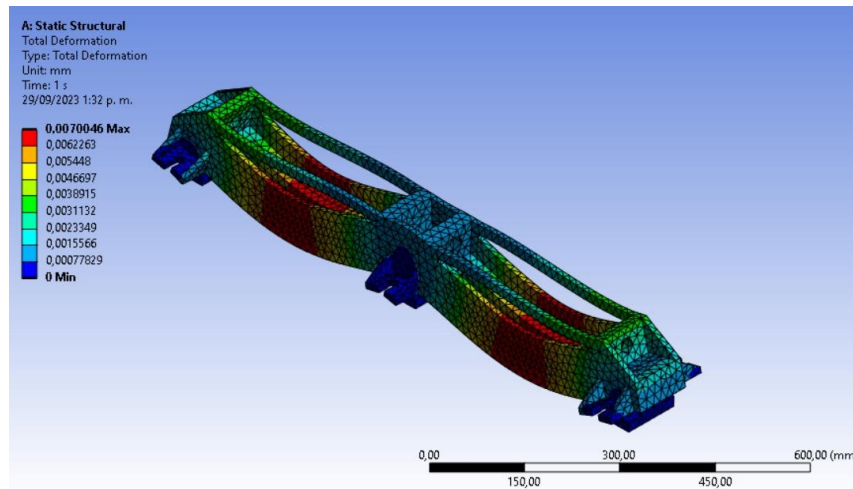


Figura 4-65. Análisis estructural del soporte de motor – Deformación total.

Fuente: Propia.

Como se puede ver en la Figura 4-65, el valor de la deformación total máxima del soporte de motor es de aproximadamente 0.0070 mm , un valor de deflexión muy aceptable ya que es de alrededor de $1/625$ del valor de la deflexión máxima permitida, esto quiere decir que la pieza tiene un valor de deflexión muy por debajo de la zona crítica. Siguiendo con el análisis estructural, se realiza la simulación del esfuerzo equivalente de von – Mises.

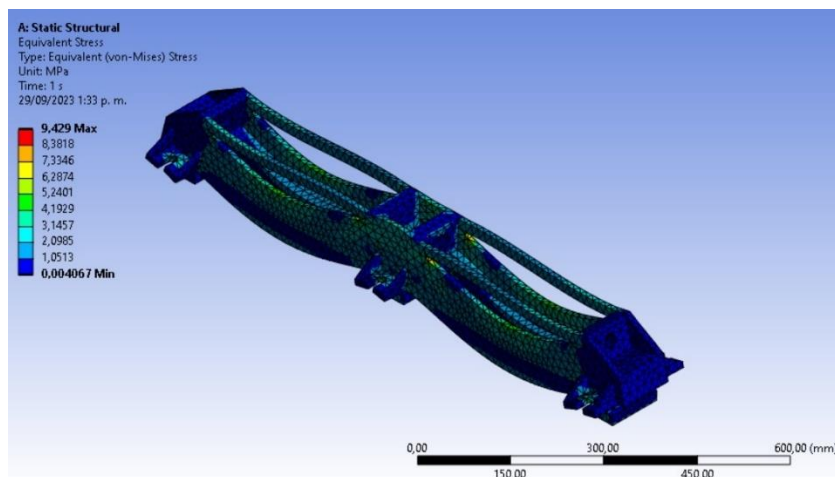


Figura 4-66. Análisis estructural del soporte de motor – Esfuerzo equivalente de von - Mises.

Fuente: Propia.

Como se ve en la Figura 4-66, el esfuerzo equivalente de von - Mises máximo es de alrededor de 9.43 MPa , teniendo en cuenta que el esfuerzo de fluencia para el acero galvanizado es de 205 MPa , se puede llegar a la conclusión que la base de motor se encuentra de un rango muy óptimo de operación alrededor de $1/21$ del valor de fluencia, por otro lado, en promedio la deformación total según el software de simulación es de alrededor de 6 MPa , un $1/34$ de la máxima deformación permitida. De igual forma que en el análisis de la base de motor, teniendo en cuenta el valor de la deformación total y el esfuerzo de fluencia, se halla el factor de seguridad del soporte de motor, dando como resultado un valor de 21.73 , un factor que indica que el soporte funcionara correctamente.

4.3.3 Viga de soporte.

El diseño de las vigas de soporte es muy similar a los vendidos comercialmente, sin embargo, este cuenta con ciertas modificaciones necesarias para el correcto acoplamiento con el soporte (Agujeros laterales para anclaje de la pieza al soporte de motor) y para lograr la sujeción necesaria con el motor de combustión interna a través de agujeros de agarre, adicional a esto añadimos el funcionamiento de un tornillo sin fin con el cual poder desplazar las vigas en dirección del eje X, para poder utilizar cualquier tipo de motor (grandes, medianos, pequeños).

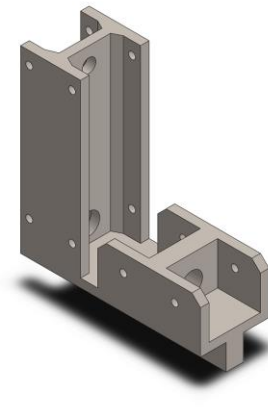


Figura 4-67. Soporte de motor – Viga.

Fuente: Propia.

Las vigas de soporte estar Como se mencionó anteriormente, para realizar el desplazamiento de la viga de soporte se realiza por medio de un tornillo sin fin que pasa a través de unos agujeros roscados como se puede observar en la Figura 4-67, estos agujeros tienen un diámetro de 25 mm con un paso de rosca de 2 mm, de igual forma, el tornillo sin fin cuenta con un roscado con un paso de misma magnitud.

Se realiza el análisis estructural de la deformación total y el esfuerzo equivalente de von – Mises de las vigas de soporte, de igual forma con ayuda del software ANSYS®. Haciendo uso de la norma Steel Construction Manual [48], tenemos que la deflexión máxima está dada por:

$$y_{max} = \frac{L}{240} \quad (100)$$

Donde sabemos que L es la longitud máxima de la viga de soporte (210 mm) y y_{max} es su correspondiente deflexión máxima.

$$y_{max} = 0.875 \text{ mm}$$

La viga de soporte está fabricada de un tipo de acero inoxidable AISI 304, un material utilizado en la fabricación de vigas de construcción, cuyo esfuerzo de fluencia es de aproximadamente 206.8 MPa.

Para el montaje de esta pieza se definieron alrededor 10 puntos de soportes fijos, los cuales 8 de ellos son puntos de anclaje que une la viga de soporte con el soporte de motor mediante tornillos y tuercas de sujeción y los otros 2 puntos corresponden al punto de contacto entre la viga y el carril del soporte de motor.

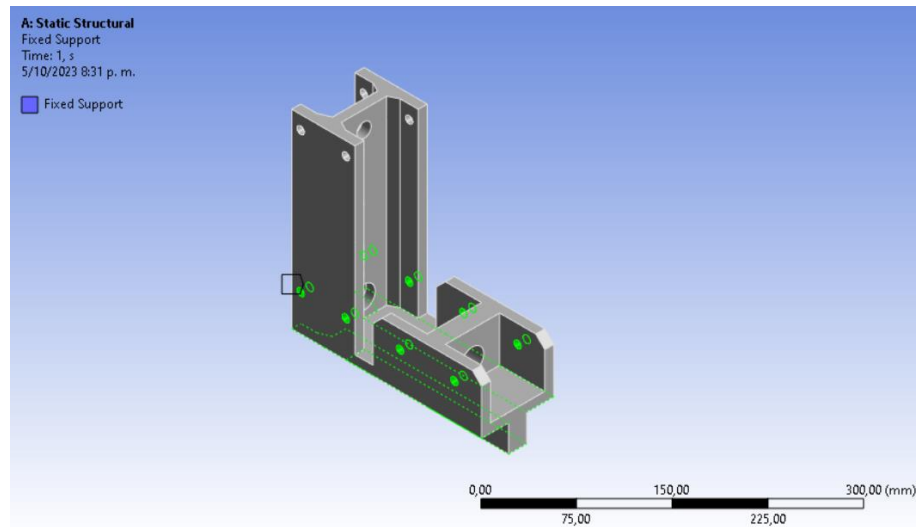


Figura 4-68. Análisis estructural de la viga de soporte – Soportes fijos.

Fuente: Propia.

Las dos vigas de soporte pretenden sostener directamente el peso del motor de combustión interna, por esta razón y aplica una fuerza en sentido vertical sobre las vigas de soporte con un valor 1197 kgf correspondiente al peso del motor, por ende, y haciendo la conversión se estableció una carga de aproximadamente 11739 N . Con este valor, se aplica la fuerza en sentido correspondiente en el software de simulación.

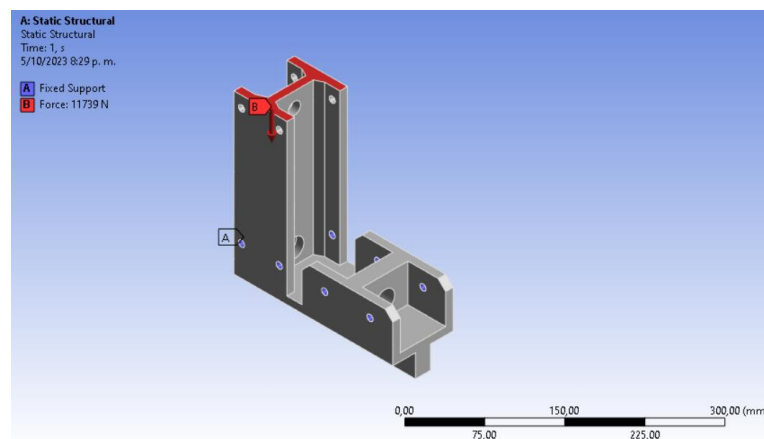


Figura 4-69. Análisis estructural de la viga de soporte – Fuerza aplicada.

Fuente: Propia.

Se realiza la creación de la malla estructural, para este caso se definió una longitud entre nodos de 8 mm:

Tabla 4-12. Nodos y elementos de malla de la viga de soporte.

Viga de soporte

Nodos	27117
Elementos	15757

Fuente: [51].

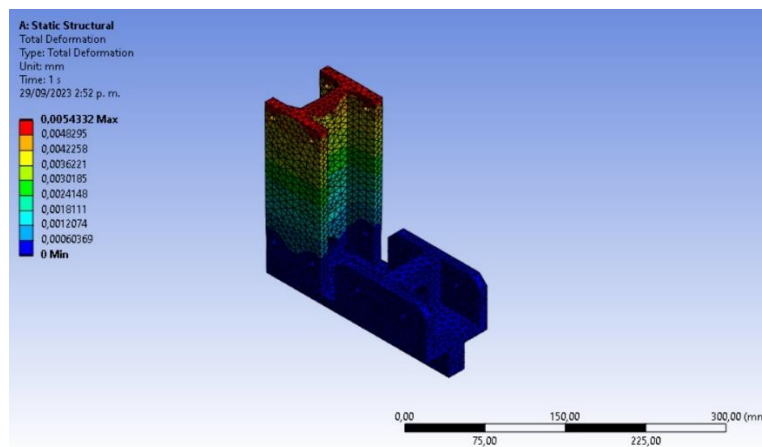


Figura 4-70. Análisis estructural de la viga de soporte – Deformación total.

Fuente: Propia.

Teniendo en cuenta la Figura 4-70, el valor de la deformación total de la viga de soporte es de 0.0054 mm, un valor que se encuentra dentro del rango permitido de 0.875 mm, esto quiere decir que la pieza tiene un valor de deflexión por debajo de la zona crítica. Realizando el siguiente análisis de esfuerzo equivalente tenemos que:

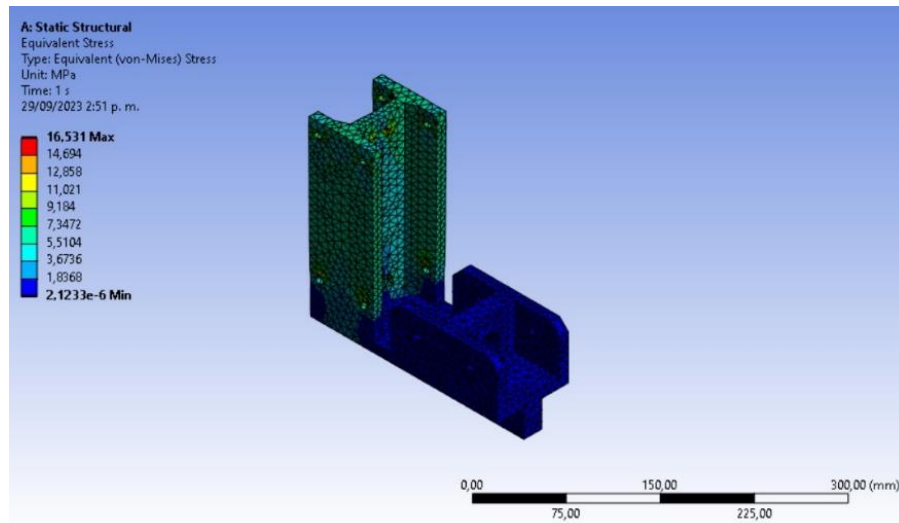


Figura 4-71. Análisis estructural de la viga de soporte – Esfuerzo equivalente de von - Mises.

Fuente: Propia.

De acuerdo a la figura anterior, el esfuerzo equivalente de von - Mises máximo es de 16.531 MPa , recordando que el esfuerzo de fluencia para este tipo de acero inoxidable es de aproximadamente 206.8 MPa , la viga de soporte se encuentra dentro del rango permitido de operación, sin embargo, en promedio la deformación total según el software de simulación es de alrededor de 9.18 MPa . De acuerdo al valor de la deformación total y el esfuerzo de fluencia, el factor de seguridad de la viga de soporte es de 12.5.

Como se menciona anteriormente, para realizar el desplazamiento de la viga de soporte en sentido horizontal y de forma segura se utiliza el mecanismo de tornillo sin fin:



Figura 4-72. Soporte de motor – Tornillo sin fin.

Fuente: Propia.

El tornillo sin fin cuenta con un agujero con forma hexagonal para inserción de una llave tipo Bristol para realizar el movimiento rotacional del tornillo y así desplazar las piezas en ambos sentidos a través del eje X.

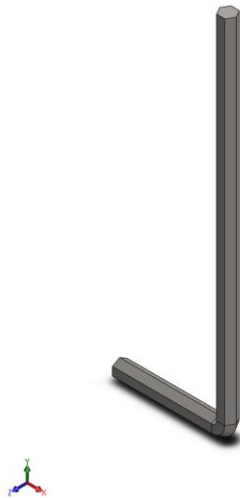


Figura 4-73. Viga de soporte – Llave Bristol.

Fuente: Propia.

Para el funcionamiento del sistema de tornillo sin fin se requiere el uso de un rodamiento de bolas cuya cara interna estará incrustada a presión al tornillo sin fin, esto con la intención de fijar el tornillo al soporte de motor Figura 4-62 y permitir el movimiento rotacional del eje y desplazar la viga sobre él.

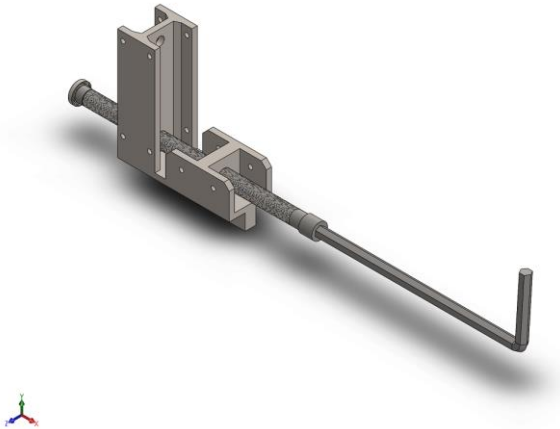


Figura 4-74. Viga de soporte.

Fuente: Propia.

Sin embargo, debido a que el tornillo sin fin recibe una carga proporcionada por el motor a través de la viga de soporte, es necesario el análisis estructural del tornillo para comprobar las condiciones mecánicas cuando el sistema se encuentre en funcionamiento. El tornillo sin fin se fabrica en una barra de acero SAE 1020 con un diámetro de 22 mm y un paso de rosca de 2 mm . Al igual que las demás estructuras, se requiere la definición de unos puntos de anclaje, ubicados más específicamente a los extremos del tornillo.

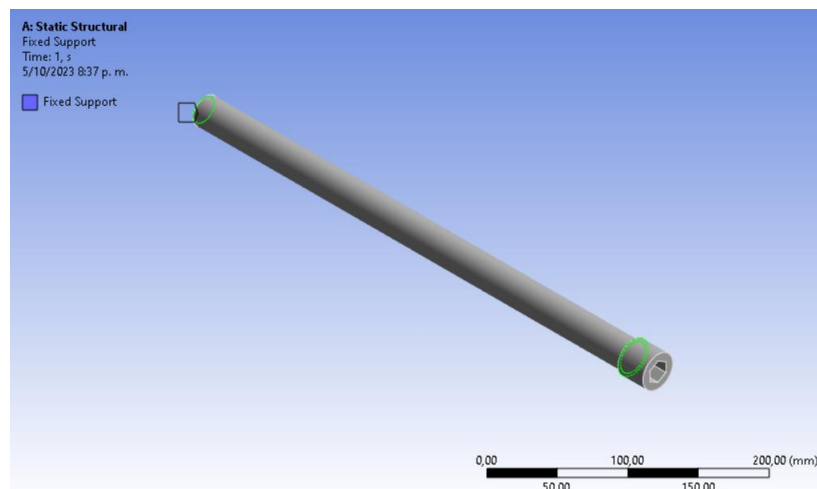


Figura 4-75. Análisis estructural del tornillo sin fin – Soportes fijos.

Fuente: Propia.

Debido a que la carga sobre el tornillo en sentido vertical es proporcionada por el motor de combustión interna, se define en el simulador una carga de 11739 *N*.

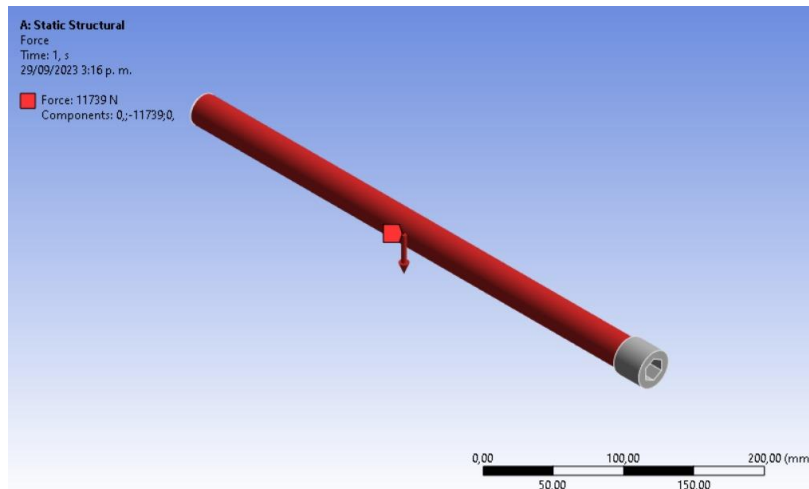


Figura 4-76. Análisis estructural del tornillo sin fin – Fuerza aplicada.

Fuente: Propia.

Para este tornillo sin fin se realiza malla estructura con un valor de 5 *mm* entre nodos, dando como resultado la siguiente cantidad de nodos y elementos:

Tabla 4-13. Nodos y elementos de malla del tornillo sin fin.

Tornillo sin fin

Nodos	24033
Elementos	15195

Fuente: [51].

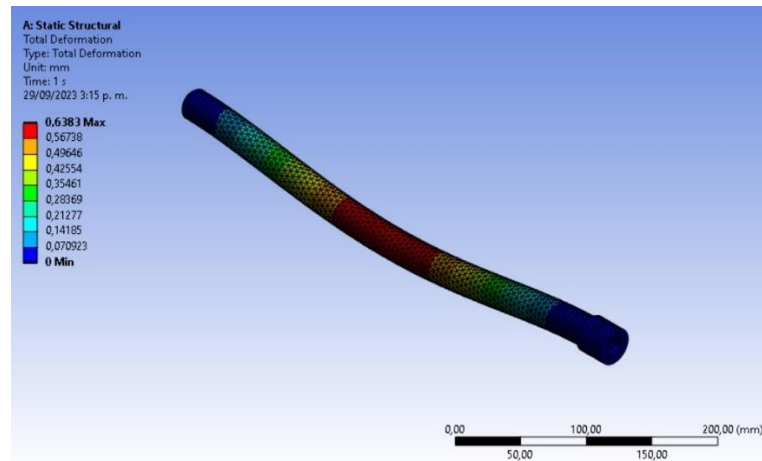


Figura 4-77. Análisis estructural del tornillo sin fin – Deformación total.

Fuente: Propia.

$$y_{max} = \frac{L}{240} \quad (101)$$

$$y_{max} = \frac{455 \text{ mm}}{240}$$

$$y_{max} = 1.895 \text{ mm}$$

Viendo la Figura 4-77, el valor de la deformación total de la viga de soporte es de 0.63 mm , el valor se encuentra dentro del rango permitido de 0.1895 mm , esto quiere decir que la pieza tiene un valor de deflexión por debajo de la zona crítica.

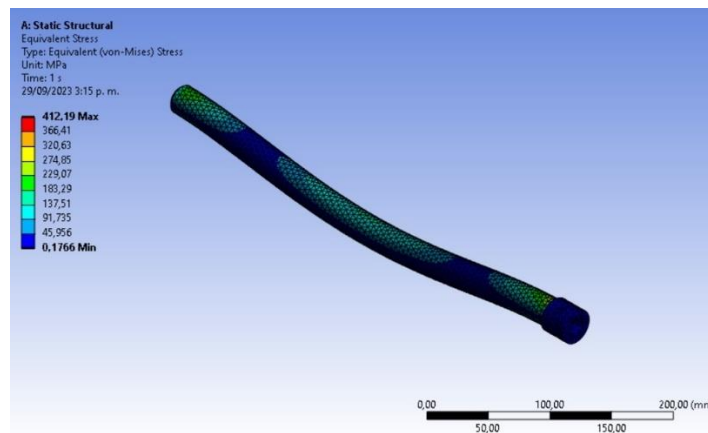


Figura 4-78. Análisis estructural del tornillo sin fin – Esfuerzo equivalente de von - Mises.

Fuente: Propia.

El esfuerzo equivalente de von - Mises máximo es de 412.19 MPa , de acuerdo con [52] el punto de fluencia para un acero SAE 1020 es de aproximadamente 413 MPa , aunque el valor del esfuerzo equivalente es bastante cercano al punto de fluencia, este cálculo es con el valor máximo y, según la Figura 4-78, el valor promedio ronda por los 270 MPa , un valor aceptable y dentro del rango permitido por el material. De acuerdo con estos valores de la deformación total y el esfuerzo de fluencia, el factor de seguridad de la viga de soporte es de aproximadamente 1 para el valor máximo de esfuerzo y 1.529 para el valor promedio de esfuerzo equivalente.

Ya con el mecanismo principal hecho, se realiza el montaje preliminar del soporte de motor junto con las vigas de soporte y el tornillo sin fin.

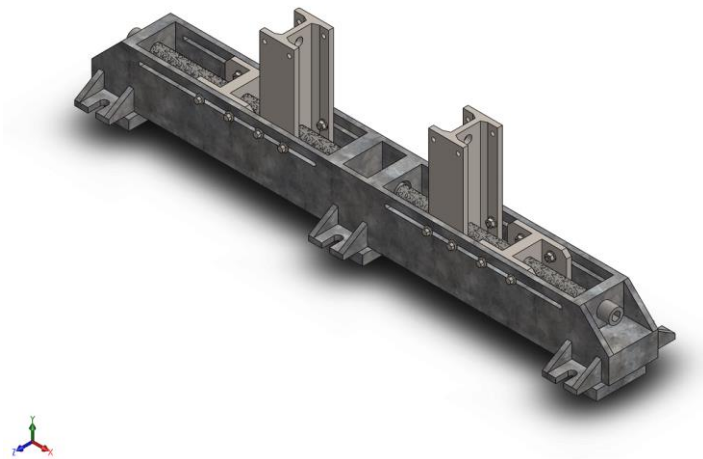


Figura 4-79. Montaje preliminar del soporte de motor y la viga de soporte.

Fuente: Propia.

Para el acople del motor de combustión interna, se plantea el uso de un soporte de láminas de acero, esto, con la finalidad de sujetar el motor con rigidez a la viga de soporte y brindar la posibilidad de acoplar láminas de diferentes grosores que permitan la elevación de los motores para realizar el correcto acople al dinamómetro de potencia. De igual forma, el soporte de láminas está fabricado en acero galvanizado ya que es un material rígido y capaz de soportar el peso de un motor de combustión interna.

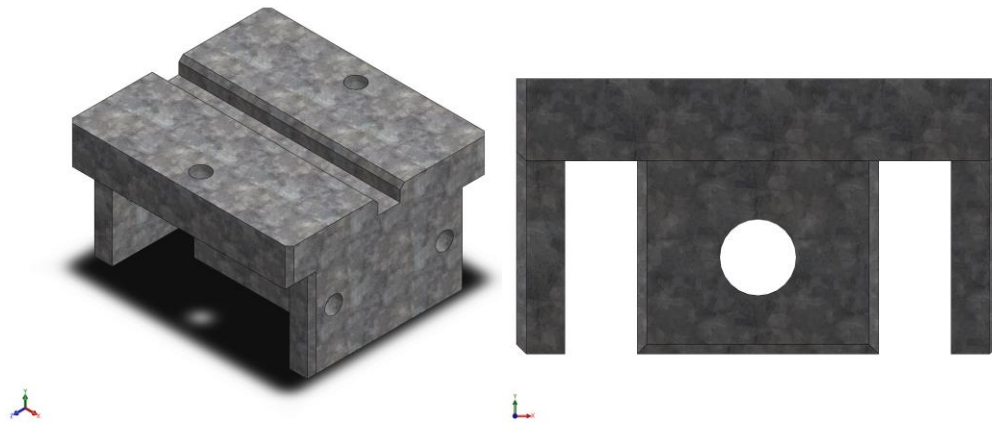


Figura 4-80. Soporte de láminas.

Fuente: Propia.

El soporte de láminas cuenta con agujeros de sujeción laterales de 8 mm de diámetro para tornillos hexagonal con brida y un agujero central de 15.88 mm para un tornillo y tuerca pesada. Se realiza el montaje sumando las vigas de soporte con el soporte de láminas.

Finalmente se realiza el montaje completo del soporte de motor para anclarlo a la base y finalizar el diseño de la estructura de motor para el banco de pruebas para motores de combustión interna.

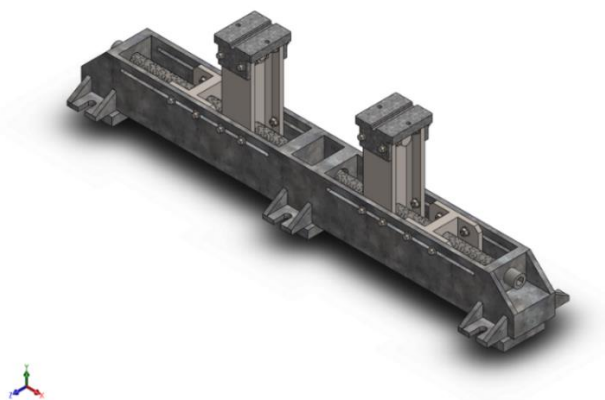


Figura 4-81. Ensamble - Soporte de motor.

Fuente: Propia.

Ensamblando todas las piezas diseñadas anteriormente tenemos el montaje final de la estructura de motor. Los planos de diseño de cada pieza se encuentran en los anexos en el capítulo 6.

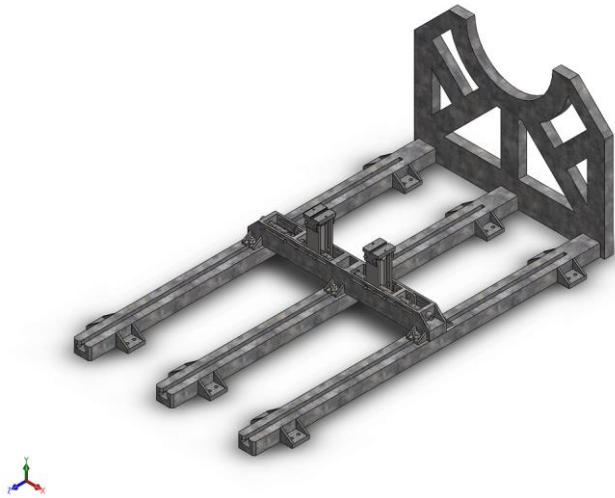


Figura 4-82. Ensamble - Estructura soporte de motor.

Fuente: Propia.

4.4 Sistema de control

Para el sistema de control tanto del motor de combustión interna como del dinamómetro de potencia se utilizará una consola de control del fabricante Saenz, misma empresa encargada de la distribución del dinamómetro de potencia, por esta razón la consola de control ya estará diseñada para manejar este tipo de maquinaria, la consola cuenta con el software de adquisición Smac, un software con fácil utilización que permite una gran cantidad de herramientas para la visualización y análisis de los ensayos en el área de prueba a través de comunicaciones por medio de fibra óptica. A través del dinamómetro de potencia, la consola y el software de control permite la medición de la fuerza generada por el motor permitiendo el cálculo del torque y las revoluciones por minuto (*rpm*) y por consiguiente el cálculo de la potencia suministrada por el motor de combustión interna, además, en la consola de control se incorporará el sistema de obtención de datos AmbiLogger.



Figura 4-83. Consola de comando y control Saenz.

Fuente: [36].

La consola de control posee varios elementos de gran utilidad como un acelerador para el control del motor, una válvula de control de freno para manipular el dinamómetro, un monitor para visualizar y manipular los resultados obtenidos entre otras funciones. Además, se da la posibilidad de agregar sensores auxiliares para un control total del sistema, así como la ampliación de mediciones, entre los que se encuentran sensores de temperatura y presión del motor, sensores de humedad y presión de la sala de ensayo, también el uso de sensores de presión de aceite y combustible, consumo de aire y el uso de una sonda Lambda. Gracias a estos sensores es posible realizar la medición de diversas variables encontradas en el motor de combustión.

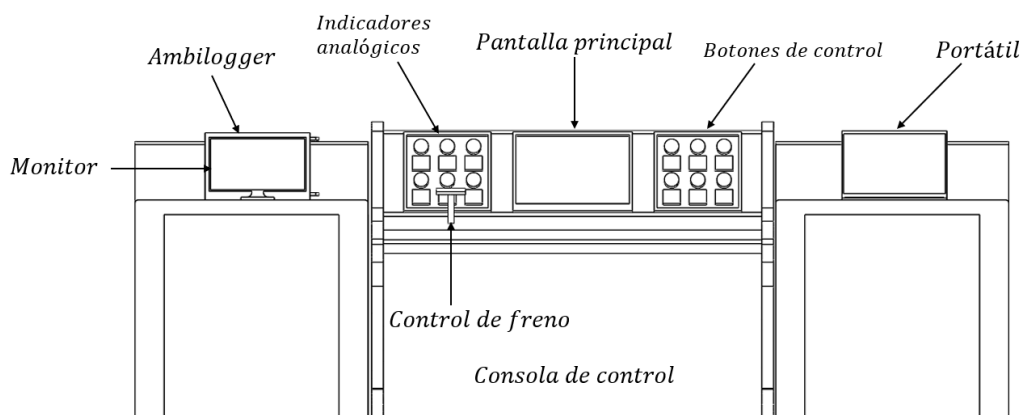


Figura 4-84. Diseño de la estación de control del banco de pruebas.

Fuente: Propia.

4.4.1 Sensor de consumo de combustible

Uno de los sensores más importantes dentro del sistema es el sensor de consumo de combustible, este sensor permite medir cuanto combustible se utiliza en los ensayos con el motor de combustión interna, esto sumado a la cilindrada del motor, permite el cálculo de la presión media efectiva, una variable importante ya que permite la caracterización del empuje o presión que los gases ejercen en el interior del cilindro a lo largo de un ciclo.



Figura 4-85. Sensor de nivel de combustible de 100 - 1000 mm, 0 ~ 5 v.

Fuente: [53].

4.4.2 Sensores para motor

Los motores de combustión interna poseen muchas variables internas que son medibles, para ello es necesario la implementación de diversos sensores que ayuden al cálculo de estas variables, por ende, se requiere el uso de sensores de presión y de temperatura. Para los sensores de presión se utilizará un sensor presión industrial $1.2 \text{ MPa} - 174 \text{ PSI}$ transductor y para el sensor de temperatura es necesario el uso de un sensor tipo K, el sensor DS18B20 permite medir temperaturas de hasta 125°C .



Figura 4-86. Sensor de presión industrial 1.2 MPa - 174 Psi transductor.

Fuente: [54].

Figura 4-87. Sensor de temperatura - Termocupla sumergible DS18B20.

Fuente: [55].

Estos sensores son importantes ya que de ellos es posible calcular la densidad dentro del motor de combustión, esto sumado al valor de la cilindrada del motor, permite el cálculo del rendimiento volumétrico del motor, otra variable importante para la caracterización del motor en cuestión.

4.4.3 Sensores para el ambiente

Para la medición de otras variables es necesario el uso, de igual forma, de sensores de presión y de temperatura, sin embargo, estos sensores estarán ubicados fuera del motor de combustión y se encontraran en el espacio de trabajo, para ello, el sensor de temperatura utilizado será sensor de presión para laboratorio AEP TP14.



Figura 4-88. Sensor de presión para laboratorio AEP TP14.

Fuente: [56].

Por otro lado, el sensor de temperatura de aire exterior Dwyer – modelo O-4, es ideal para monitorear las temperaturas ambientales en aplicaciones al aire libre.



Figura 4-89. Sensor de temperatura para ambiente O-4D.

Fuente: [57].

Es importante estas medidas ya que a partir de ellas es posible el cálculo de la densidad del aire dentro del área de trabajo, a su vez, haciendo uso de un sensor de flujo volumétrico es posible calcular el flujo másico dentro del motor de combustión interna.



Figura 4-90. Medidor de flujo volumétrico TA2 – Magnetrol.

Fuente: [58].

Cabe resaltar que todas estas variables medidas con todos los sensores serán visibles a través de la consola de control, haciendo uso de diversos softwares de análisis y adquisición de datos como LabVIEW, entre otros.

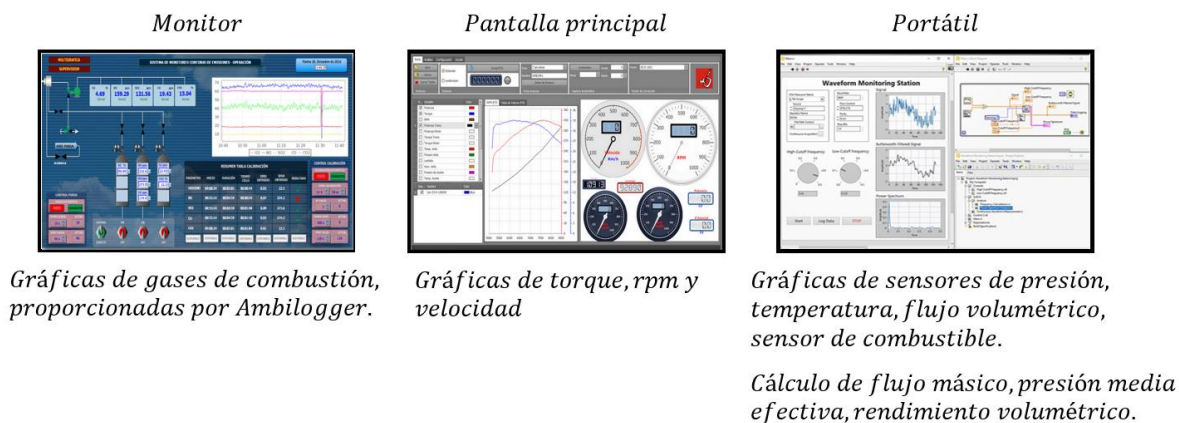


Figura 4-91. Distribución de recepción de datos de la consola de control.

Fuente: Propia.

Tabla 4-14. Sensores de medición del motor de combustión interna.

Sensor	descripción	Tipo de medición	Funcionamiento
Sensor de nivel de combustible	Sensor que mide el consumo de combustible del motor de combustión interna.	Capacitor eléctrico	La medición se efectúa a través de dos tubos insertados uno dentro del otro que actúan como placas condensadoras. Cuando mayor sea el nivel de gas entre los tubos, más rápido se cargará el condensador. El tiempo de carga se calcula en la placa del sensor. Con base en esta información, la altura de la columna de combustible se calcula en el SNC y en el tanque.
Sensor de presión industrial	Sensor que mide la presión dentro del motor de combustión interna	Galgas extensiométricas	Sensores de presión con tecnología de galgas extensométricas tienen un elemento de detección de la presión al que se adhieren galgas extensométricas metálicas. Este elemento de medición puede ser una membrana o se puede utilizar un elemento de tipo tubular. La conexión eléctrica normalmente se establece a través de un puente de Wheatstone.
Sensor de temperatura	Sensor que mide la temperatura dentro del motor de combustión interna	Termistores	Los termistores NTC señalizan un aumento de la temperatura con una reducción de la resistencia basándose en óxidos de metales o semiconductores. El término termistor proviene del inglés Thermally Sensitive Resistor.

Sensor de presión para laboratorio	Sensor que mide la presión dentro del espacio de trabajo (Presión atmosférica)	Material piezoeléctrico	En un sensor de presión piezoeléctrico, se utiliza un material piezoeléctrico, que es capaz de generar una carga eléctrica en respuesta a la deformación mecánica. Cuando se aplica presión sobre el material sensible a la presión, este se deforma y genera una carga eléctrica proporcional a la fuerza aplicada. Esta carga eléctrica se puede medir y convertir en una lectura de presión atmosférica.
Sensor de temperatura para ambiente	Sensor que mide la temperatura del ambiente dentro del espacio de trabajo	Termopar	Estos sensores están compuestos por dos metales diferentes conectados en un extremo. Cuando hay una diferencia de temperatura entre el extremo de medición y el extremo de conexión, se genera una fuerza electromotriz (fem) que está relacionada con la temperatura. Los termopares son versátiles y se utilizan en una amplia variedad de aplicaciones.
Medidor de flujo volumétrico	sensores que mide la cantidad de fluido que fluye a través del un sistema	Campo magnético	Estos sensores miden la velocidad del fluido utilizando el principio de la ley de Faraday. Cuando un conductor se mueve a través de un campo magnético, se induce una corriente eléctrica proporcional a la velocidad del movimiento. La velocidad de la corriente inducida se utiliza para calcular el flujo volumétrico.

Fuente: Propia

En la tabla anterior se puede ver los sensores que se utilizarán para la medición de diferentes variables proporcionadas por el motor de combustión interna, así como el tipo de medición que utilizará y la descripción de su funcionamiento.

4.5 Diseño del banco de pruebas para motores de combustión interna

Finalmente, con todos los requerimientos de diseño seleccionados, con los diseños y análisis de soportes de soportes realizados y los cálculos del sistema de seguridad contra incendios y explosiones, así como los análisis de ventilación y de renovación de aire, se realizará el montaje final del banco de pruebas para motores de combustión interna dentro del taller de mecánica de la universidad Antonio Nariño.

Inicialmente, para realizar el montaje del banco de pruebas se ensambla la estructura de soporte de motor en la placa base en el lugar de trabajo, adicionalmente se realiza el ensamble del modelo del dinamómetro Saenz AT2, el analizador continuo de gases para calderas de AyT y el motor de combustión interna Cummins ISX, en la Figura 4-92 se puede observar el montaje preliminar del sistema.

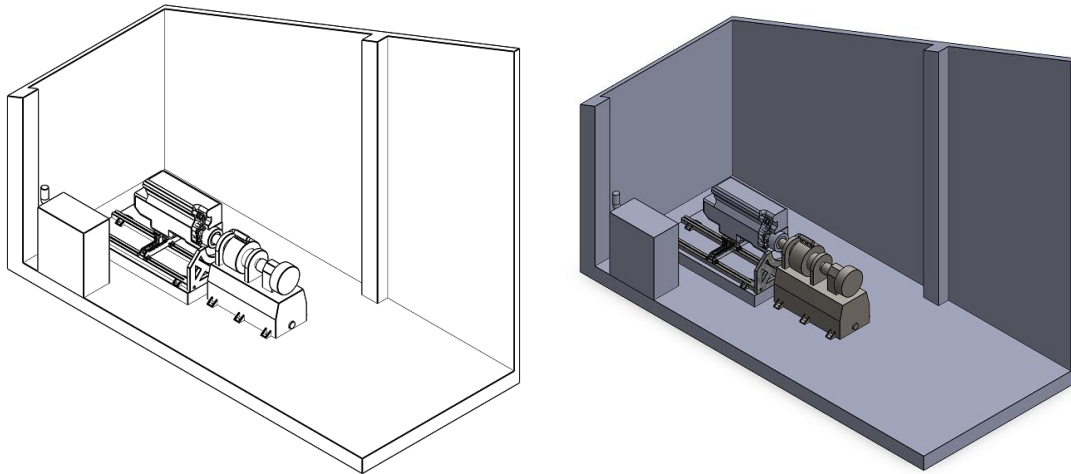


Figura 4-92. Banco de pruebas para motores – Montaje de soporte, dinamómetro, analizador de gases y motor.

Fuente: Propia.

Teniendo en cuenta el montaje de la habitación donde se encontrarán las maquinarias principales del sistema, se procede a ensamblar el área de la zona de control. Teniendo en cuenta que el sistema se planteó con un área de control que permitiera un trabajo seguro fuera de la instalación del banco de pruebas, se pretende adquirir un vidrio templado de seguridad capaz de soportar grandes impactos. El vidrio cuenta con unas dimensiones de 1.5 m de ancho y 1.5 m de alto con un espesor de 20 mm , de acuerdo a esta información, se ensambla en el diseño general la ventana con el vidrio de seguridad y la consola de control y de adquisición de datos.

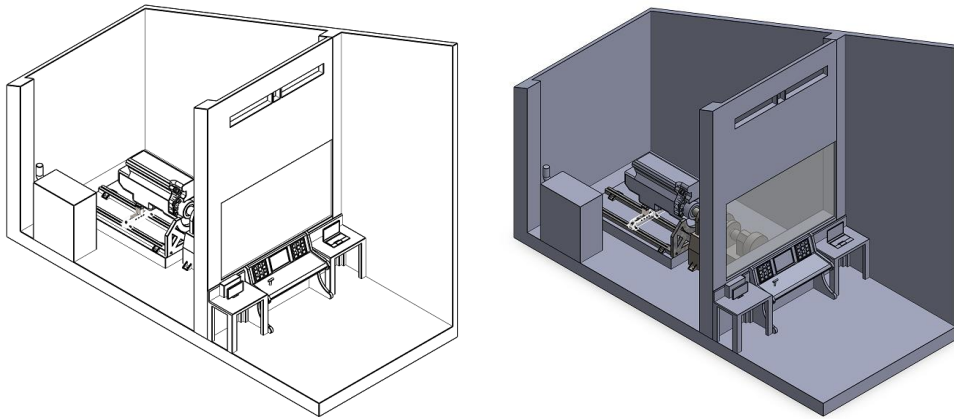


Figura 4-93. Banco de pruebas para motores – Montaje del vidrio de seguridad y la consola de control.

Fuente: Propia.

En la Figura 4-93 se puede ver el montaje del banco de pruebas con el área de control delimitada por el vidrio de seguridad, además la ventana frontal cuenta con dos aberturas superiores, esto, con la intención de permitir el ingreso de las tuberías principales del sistema de aspersión además de las conexiones eléctricas necesarias para el correcto funcionamiento del banco de pruebas. A continuación, se realizará el montaje del sistema de aspersión contra incendios y teniendo en cuenta la cantidad de aspersores necesarios y las aberturas de la ventana frontal.

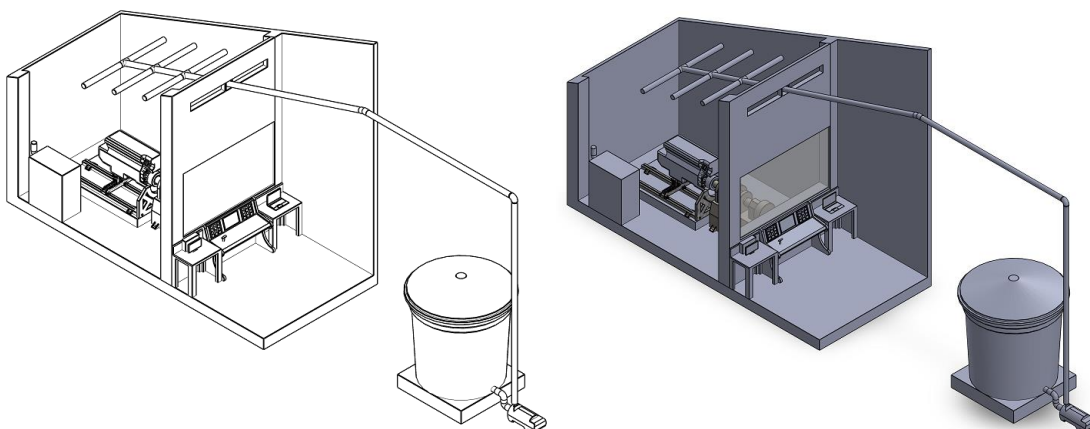


Figura 4-94. Banco de pruebas para motores – Montaje del sistema de aspersión contra incendios.

Fuente: Propia.

Con el sistema de aspersión contra incendios montado, se procede a realizar el montaje del sistema de refrigeración del dinamómetro.

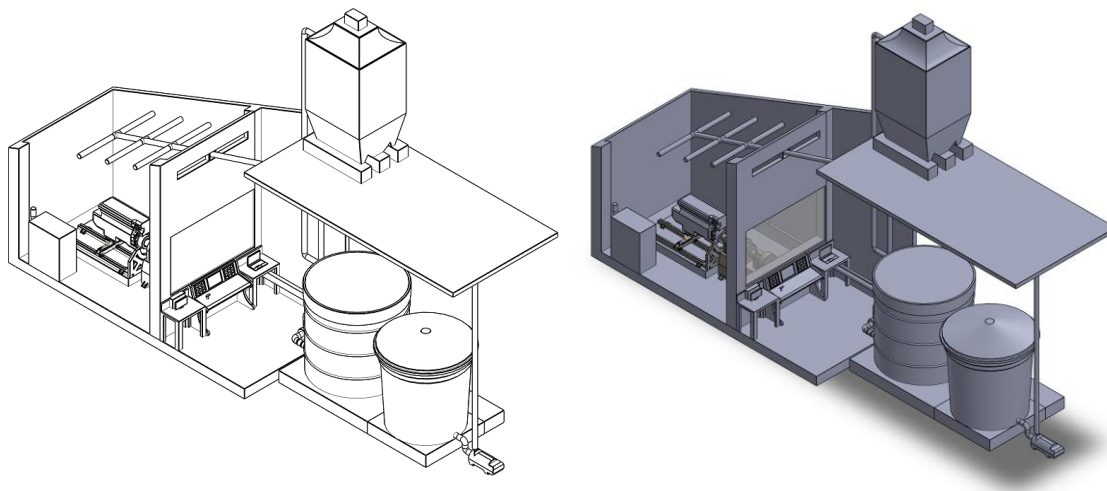


Figura 4-95. Banco de pruebas para motores – Montaje del sistema de refrigeración del dinamómetro.

Fuente: Propia.

En la Figura 4-96 se puede observar la vista lateral preliminar del banco de pruebas, así como el lugar donde se encontrarán los tanques de agua y las tuberías de suministro.

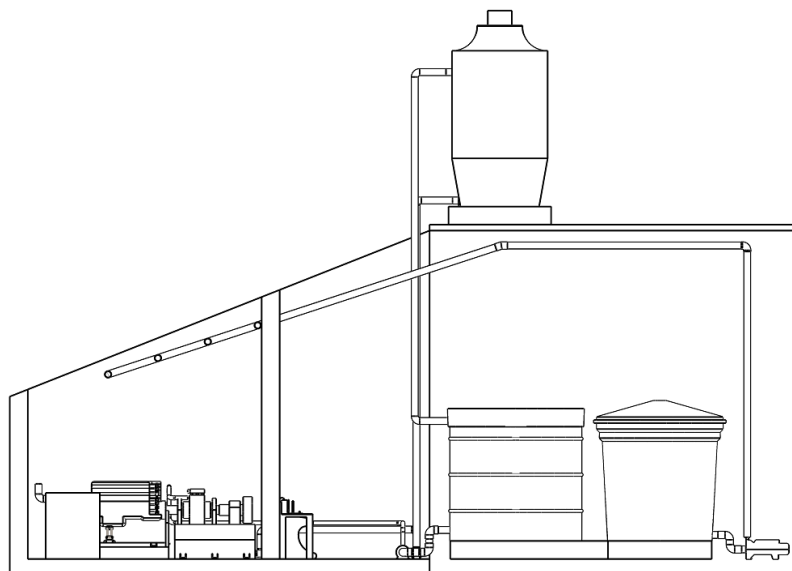


Figura 4-96. Banco de pruebas para motores – Vista lateral del montaje preliminar.

Fuente: Propia.

Por último, se realiza el montaje y el diagrama del banco con las paredes que delimitan el espacio de trabajo, así mismo el montaje de sistema de extracción y renovación de aire.

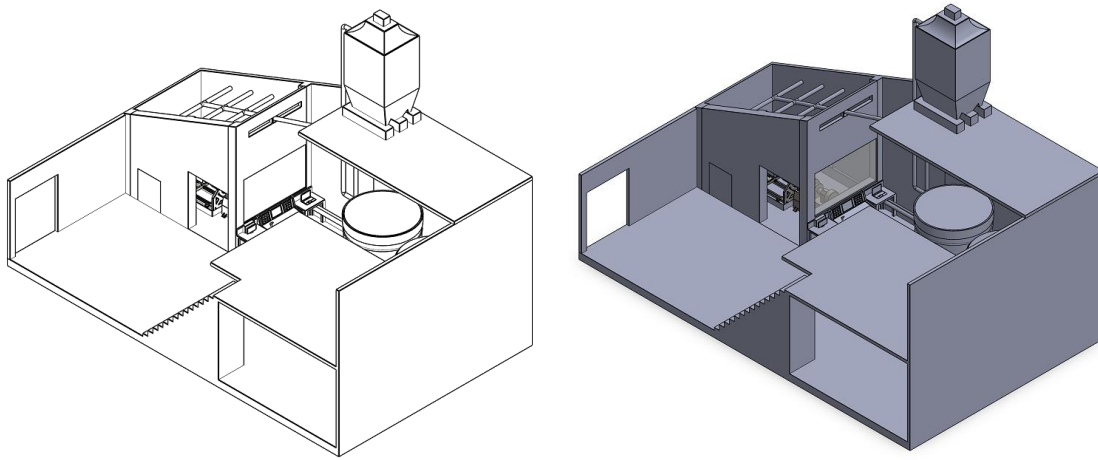


Figura 4-97. Banco de pruebas para motores – Montaje las paredes.

Fuente: Propia.

Ya con todo el sistema montado, se realiza el esquema final del banco de pruebas para motores de combustión interna para la universidad Antonio Nariño, en la Figura 4-98 se puede ver cómo quedará el sistema completo dentro del taller.

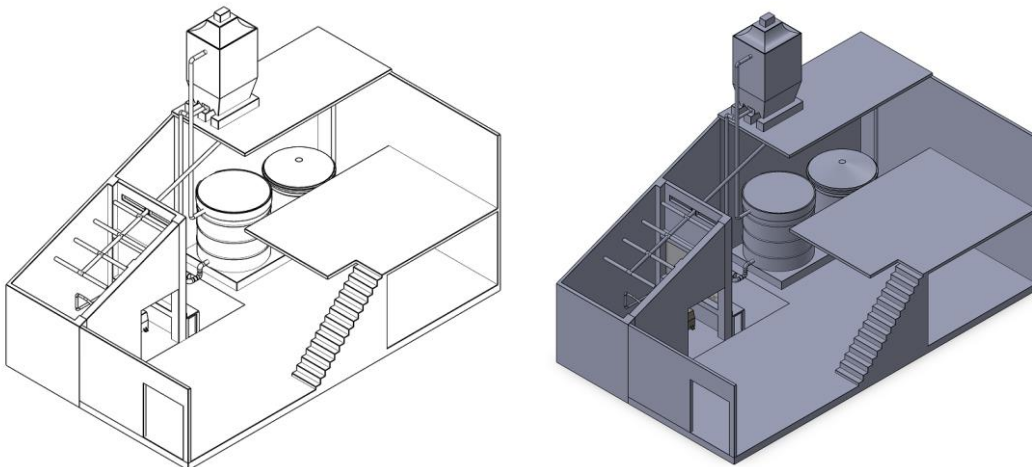


Figura 4-98. Banco de pruebas para motores de combustión interna montado en el taller de mecánica.

Fuente: Propia.

Sin embargo, para finalizar se realizó una tabla de consumo por unidades diarias de potencia generadas por diferentes componentes, entre ellos, las bombas de agua, los inyectores de aire, la torre de enfriamiento y dinamómetro de potencia.

Tabla 4-15. Consumo de componentes.

Componente	Potencia (HP)	Tiempo de trabajo (Horas)	Unidades diarias consumidas (kWh)
Dinamómetro Saenz AT2	400	3	894,84
Bomba Centrífuga Pearl CEP 200H36S 20HP	20	1	14,914
Bomba Centrífuga Pearl C2P 30H36S 3HP	3	3	6,7113
Torre de enfriamiento GLC-60602P050-1	5	3	11,185
Extractor-Inyector axial X 3	3/2	3	3,3556
Total			931,01

4.6 Costos de adquisición y construcción

Tabla 4-16. Costos de adquisición y construcción.

Equipo	Cantidad	Costo
Motor Cummins ISX	1	\$ 60.690.000
Dinamómetro Saenz AT2	1	\$ 202.870.724
Analizador de gases AyT	1	\$ 58.310.000
Consola de control	1	\$ 12.697.300
Eje cardánico SWC-150	1	\$ 3.209.685
Sistema de obtención de datos AmbiLogger	1	\$ 17.491.800
Soporte de motor	1	\$ 10.640.913
Intercambiadores de calor	2	\$ 25.394.600
Torre de enfriamiento	1	\$ 63.486.500
Electrobomba Centrífuga 3 HP	1	\$ 1.838.431
Electrobomba Centrífuga 25 HP	1	\$ 11.704.721
Sensor de nivel de combustible de 100 - 1000 mm, 0 ~ 5 v	2	\$ 282.892
Sensor presión industrial transductor	2	\$ 285.600

Sensor de temperatura - Termocupla sumergible DS18B20	1	\$	26.180
Sensor de presión para laboratorio AEP TP14.	1	\$	178.500
Sensor de temperatura para ambiente O-4D.	1	\$	273.700
Obra Civil			Costo
Concreto estructural 3000 psi	-	\$	7.368.163
mampostería en bloque de arcilla No. 4 para cerramiento	-	\$	1.655.339
Acero de refuerzo	-	\$	4.267.359
Lamiglass Blindado 38 Special Incoloro 20 mm	1	\$	1.804.836
MT tubo 4 AC CC SCH10 Ran roja	2	\$	1.497.686
MT tubo 2 AC CC SCH10 Ran roja	8	\$	1.727.309
Tee Ranurada	3	\$	56.834
Codo 4 Ranurado	10	\$	341.976
Codo 2 Ranurado	3	\$	61.404
Semicodo Ranurado	1	\$	11.424
Válvulas	2	\$	3.053.931
Aspersores de pared	12	\$	14.280.000
Extractores de aire	3	\$	2.872.178
Extractor industrial de pared	2	\$	1.046.962
Tanque de agua 5000 ml	1	\$	2.379.762
Tanque de agua 6000 ml	1	\$	3.419.900
Total		\$	515.226.611

Fuente: Propia.

Tabla 4-17. Costos de adquisición y construcción - Motores adicionales.

Equipo	Costo
Motor Cummins ISL	\$ 55.200.000
Motor Mack MP7	\$ 36.014.500
Motor Detroit DD15	\$ 58.823.529
Motor Detroit DD16	\$ 125.013.951

Fuente: Propia.

4.7 Plan de pago

Basado en las diferentes cuotas de interés y utilizando la tasa más alta del banco Bancolombia, se realizan dos proyecciones financieras, la primera con una cuota fija, con abono de intereses y a capital.

Tabla 4-18. Parámetros iniciales para el plan de pago.

Monto	515.226.611	8.371.849
Plazo	5 años	
# Periodos	60	
Tasa	2,83%	Estimación Bancolombia
Periodicidad	Mensual	
Cuota	\$ 17.494.098,12	Para tener una cuota fija

Fuente: Propia.

Tabla 4-19. Plan de pago con cuota fija abonando intereses.

Cuota fija					
Periodos	Saldo inicial	Interés	Capital	Cuota	Saldo final
1	512.016.926	14.490.079	3.342.051	17.832.130	508.674.875
2	508.674.875	14.395.499	3.436.631	17.832.130	505.238.244
3	505.238.244	14.298.242	3.533.888	17.832.130	501.704.356
4	501.704.356	14.198.233	3.633.897	17.832.130	498.070.460
5	498.070.460	14.095.394	3.736.736	17.832.130	494.333.724
6	494.333.724	13.989.644	3.842.486	17.832.130	490.491.238
7	490.491.238	13.880.902	3.951.228	17.832.130	486.540.010
8	486.540.010	13.769.082	4.063.048	17.832.130	482.476.962
9	482.476.962	13.654.098	4.178.032	17.832.130	478.298.930
10	478.298.930	13.535.860	4.296.270	17.832.130	474.002.660
11	474.002.660	13.414.275	4.417.855	17.832.130	469.584.805
12	469.584.805	13.289.250	4.542.880	17.832.130	465.041.925
13	465.041.925	13.160.686	4.671.444	17.832.130	460.370.482
14	460.370.482	13.028.485	4.803.645	17.832.130	455.566.836
15	455.566.836	12.892.541	4.939.589	17.832.130	450.627.248
16	450.627.248	12.752.751	5.079.379	17.832.130	445.547.869
17	445.547.869	12.609.005	5.223.125	17.832.130	440.324.743
18	440.324.743	12.461.190	5.370.940	17.832.130	434.953.804
19	434.953.804	12.309.193	5.522.937	17.832.130	429.430.866
20	429.430.866	12.152.894	5.679.236	17.832.130	423.751.630
21	423.751.630	11.992.171	5.839.959	17.832.130	417.911.671
22	417.911.671	11.826.900	6.005.230	17.832.130	411.906.441

23	411.906.441	11.656.952	6.175.178	17.832.130	405.731.263
24	405.731.263	11.482.195	6.349.935	17.832.130	399.381.328
25	399.381.328	11.302.492	6.529.638	17.832.130	392.851.690
26	392.851.690	11.117.703	6.714.427	17.832.130	386.137.263
27	386.137.263	10.927.685	6.904.445	17.832.130	379.232.817
28	379.232.817	10.732.289	7.099.841	17.832.130	372.132.976
29	372.132.976	10.531.363	7.300.767	17.832.130	364.832.209
30	364.832.209	10.324.752	7.507.378	17.832.130	357.324.831
31	357.324.831	10.112.293	7.719.837	17.832.130	349.604.993
32	349.604.993	9.893.821	7.938.309	17.832.130	341.666.685
33	341.666.685	9.669.167	8.162.963	17.832.130	333.503.722
34	333.503.722	9.438.155	8.393.975	17.832.130	325.109.747
35	325.109.747	9.200.606	8.631.524	17.832.130	316.478.223
36	316.478.223	8.956.334	8.875.796	17.832.130	307.602.427
37	307.602.427	8.705.149	9.126.981	17.832.130	298.475.445
38	298.475.445	8.446.855	9.385.275	17.832.130	289.090.170
39	289.090.170	8.181.252	9.650.878	17.832.130	279.439.292
40	279.439.292	7.908.132	9.923.998	17.832.130	269.515.294
41	269.515.294	7.627.283	10.204.847	17.832.130	259.310.447
42	259.310.447	7.338.486	10.493.644	17.832.130	248.816.803
43	248.816.803	7.041.516	10.790.614	17.832.130	238.026.188
44	238.026.188	6.736.141	11.095.989	17.832.130	226.930.199
45	226.930.199	6.422.125	11.410.005	17.832.130	215.520.194
46	215.520.194	6.099.221	11.732.909	17.832.130	203.787.285
47	203.787.285	5.767.180	12.064.950	17.832.130	191.722.335
48	191.722.335	5.425.742	12.406.388	17.832.130	179.315.948
49	179.315.948	5.074.641	12.757.489	17.832.130	166.558.459
50	166.558.459	4.713.604	13.118.526	17.832.130	153.439.933
51	153.439.933	4.342.350	13.489.780	17.832.130	139.950.153
52	139.950.153	3.960.589	13.871.541	17.832.130	126.078.613
53	126.078.613	3.568.025	14.264.105	17.832.130	111.814.507
54	111.814.507	3.164.351	14.667.779	17.832.130	97.146.728
55	97.146.728	2.749.252	15.082.878	17.832.130	82.063.850
56	82.063.850	2.322.407	15.509.723	17.832.130	66.554.127
57	66.554.127	1.883.482	15.948.648	17.832.130	50.605.479
58	50.605.479	1.432.135	16.399.995	17.832.130	34.205.484
59	34.205.484	968.015	16.864.115	17.832.130	17.341.369
60	17.341.369	490.761	17.341.369	17.832.130	0

557.910.875

Fuente: Propia.

En la segunda proyeccion utilizamos un capital fijo, un abono a capital fijo y con un interes variable.

Tabla 4-20. Plan de pago con capital fijo y con intereses variables.

Capital fijo					
Periodos	Saldo inicial	Interés	Capital	Cuota	Saldo final
1	512.016.926	14.490.079	8.533.615	23.023.694	503.483.311
2	503.483.311	14.248.578	8.533.615	22.782.193	494.949.695
3	494.949.695	14.007.076	8.533.615	22.540.692	486.416.080
4	486.416.080	13.765.575	8.533.615	22.299.190	477.882.464
5	477.882.464	13.524.074	8.533.615	22.057.689	469.348.849
6	469.348.849	13.282.572	8.533.615	21.816.188	460.815.233
7	460.815.233	13.041.071	8.533.615	21.574.687	452.281.618
8	452.281.618	12.799.570	8.533.615	21.333.185	443.748.003
9	443.748.003	12.558.068	8.533.615	21.091.684	435.214.387
10	435.214.387	12.316.567	8.533.615	20.850.183	426.680.772
11	426.680.772	12.075.066	8.533.615	20.608.681	418.147.156
12	418.147.156	11.833.565	8.533.615	20.367.180	409.613.541
13	409.613.541	11.592.063	8.533.615	20.125.679	401.079.925
14	401.079.925	11.350.562	8.533.615	19.884.177	392.546.310
15	392.546.310	11.109.061	8.533.615	19.642.676	384.012.695
16	384.012.695	10.867.559	8.533.615	19.401.175	375.479.079
17	375.479.079	10.626.058	8.533.615	19.159.673	366.945.464
18	366.945.464	10.384.557	8.533.615	18.918.172	358.411.848
19	358.411.848	10.143.055	8.533.615	18.676.671	349.878.233
20	349.878.233	9.901.554	8.533.615	18.435.169	341.344.617
21	341.344.617	9.660.053	8.533.615	18.193.668	332.811.002
22	332.811.002	9.418.551	8.533.615	17.952.167	324.277.386
23	324.277.386	9.177.050	8.533.615	17.710.665	315.743.771
24	315.743.771	8.935.549	8.533.615	17.469.164	307.210.156
25	307.210.156	8.694.047	8.533.615	17.227.663	298.676.540
26	298.676.540	8.452.546	8.533.615	16.986.162	290.142.925
27	290.142.925	8.211.045	8.533.615	16.744.660	281.609.309
28	281.609.309	7.969.543	8.533.615	16.503.159	273.075.694
29	273.075.694	7.728.042	8.533.615	16.261.658	264.542.078
30	264.542.078	7.486.541	8.533.615	16.020.156	256.008.463
31	256.008.463	7.245.040	8.533.615	15.778.655	247.474.848
32	247.474.848	7.003.538	8.533.615	15.537.154	238.941.232
33	238.941.232	6.762.037	8.533.615	15.295.652	230.407.617

34	230.407.617	6.520.536	8.533.615	15.054.151	221.874.001
35	221.874.001	6.279.034	8.533.615	14.812.650	213.340.386
36	213.340.386	6.037.533	8.533.615	14.571.148	204.806.770
37	204.806.770	5.796.032	8.533.615	14.329.647	196.273.155
38	196.273.155	5.554.530	8.533.615	14.088.146	187.739.540
39	187.739.540	5.313.029	8.533.615	13.846.644	179.205.924
40	179.205.924	5.071.528	8.533.615	13.605.143	170.672.309
41	170.672.309	4.830.026	8.533.615	13.363.642	162.138.693
42	162.138.693	4.588.525	8.533.615	13.122.140	153.605.078
43	153.605.078	4.347.024	8.533.615	12.880.639	145.071.462
44	145.071.462	4.105.522	8.533.615	12.639.138	136.537.847
45	136.537.847	3.864.021	8.533.615	12.397.637	128.004.232
46	128.004.232	3.622.520	8.533.615	12.156.135	119.470.616
47	119.470.616	3.381.018	8.533.615	11.914.634	110.937.001
48	110.937.001	3.139.517	8.533.615	11.673.133	102.403.385
49	102.403.385	2.898.016	8.533.615	11.431.631	93.869.770
50	93.869.770	2.656.514	8.533.615	11.190.130	85.336.154
51	85.336.154	2.415.013	8.533.615	10.948.629	76.802.539
52	76.802.539	2.173.512	8.533.615	10.707.127	68.268.923
53	68.268.923	1.932.011	8.533.615	10.465.626	59.735.308
54	59.735.308	1.690.509	8.533.615	10.224.125	51.201.693
55	51.201.693	1.449.008	8.533.615	9.982.623	42.668.077
56	42.668.077	1.207.507	8.533.615	9.741.122	34.134.462
57	34.134.462	966.005	8.533.615	9.499.621	25.600.846
58	25.600.846	724.504	8.533.615	9.258.119	17.067.231
59	17.067.231	483.003	8.533.615	9.016.618	8.533.615
60	8.533.615	241.501	8.533.615	8.775.117	- 0
		441.947.410			

Fuente: Propia.

Teniendo en cuenta las opciones de pago se puede ver que con el pago de intereses inicial y el abono a cuota se pagan 547.334.927 COP, sin embargo en el otro caso tenemos que el pago de intereses es menor en comparacion con un valor de 433.569.705 COP, sin embargo esto se deriva a lo que los bancos esten dispuestos a ofrecer.

5. Conclusiones

- Se cumplió el objetivo general de diseñar un banco de pruebas para motores de combustión interna de hasta 400 HP que permita el análisis y adquisición de datos referente al comportamiento de un motor a gasolina, tales como los gases de combustión, torque del motor, velocidad angular y potencia ubicado en una de las instalaciones de la universidad Antonio Nariño.
- Se definieron los requerimientos necesarios para la elaboración de diseños mecánicos, estructurales, civiles y parámetros eléctricos de maquinaria para la construcción del banco de pruebas para motore, tales requerimientos fueron el uso de un motor de 400 HP de la marca Cummins por la cantidad de vehículos disponibles en este rango de potencia, un dinamómetro hidráulico de marca Saenz con capacidad de hasta 400 HP, con un peso de 185 kgf y un caudal para la refrigeración de agua, un analizador de gases que mida las emisiones de combustión de un motor, el uso de sensores para medir los diferentes comportamientos, entre otros parámetros y a partir de ello realizar el diseño detallado del área donde se piensa adecuar el sistema.
- En el ámbito académico y en la industria automotriz, es necesaria la adquisición un dispositivo o un sistema que logre demostrar el funcionamiento de un motor de combustión interna motor, dando a conocer las características pertinentes de una maquinaria como esta.
- Se elaboró el diseño final del modelo del sistema donde se pudo evidenciar las localizaciones de cada una de las maquinarias ubicadas dentro de un área de $13.5 m^2$ ($4.5 * 3 m$), así como la ubicación de los diferentes sistemas de control, refrigeración y de seguridad como el vidrio blindada, además del diseño de una estructura capaz de adaptarse a distintas referencias de motores Diesel con potencias de 400 – 500 HP, por otro lado, se comprobó mediante

el método de elementos finitos y haciendo uso de software de análisis que las diferentes estructuras soportan los diversos esfuerzos aplicados sobre ellas.

- Para el desarrollo y diseño de proyectos relacionados con maquinaria es muy importante la adquisición de datos como tamaño de los elementos, medidas específicas, diámetros de agujeros, peso, materiales de fabricación, costos de adquisición, ya que, sin este tipo de información, se retrasan los diseños y cálculos como las longitudes mínimas necesarias para adecuar cada componente en su lugar debido a la falta de medidas de cada maquinaria, los diámetros necesarios para la adecuación correcta de las tuberías a los componentes (Bombas, tanques de agua, dinamómetro, entre otros), el tipo de conexiones eléctricas que utilizan algunas maquinarias, por otro lado, se pueden retrasar los cálculos de costos de adquisición y plan de pago por falta de cotizaciones brindadas, además que los fabricantes generalmente no prestan la información.
- Se realizó una tabla económica teniendo en cuenta la adquisición de las maquinarias con el menor costo posible, así como la construcción del área de trabajo que permitan la fabricación del banco de pruebas para motores, permitiendo que la universidad Antonio Nariño pueda hacer del diseño una realidad. Se determinó que dentro de los costos más importantes se encuentra el motor de combustión interna de la marca Cummins con un valor de 60.690.000 COP, el dinamómetro Saenz AT2 con un costo de 202.870.724 COP, un analizador de gases de calderas de la marca AyT con un precio de 58.310.000 COP y una torre de enfriamiento con un valor de 63.486.500 COP, también sumado los costos de mano de obra civil para la construcción del área de trabajo. Por ende, el costo total del proyecto a valor presente neto es de 515.226.611 COP.

6. Bibliografía

[1]	F. Marquez y M. S. Rojas, Diseño y construcción de un banco de pruebas para motores monocilindricos de cuatro tiempos a gasolina, Bucaramanga: Universidad Pontificia Bolivariana, 2011.
[2]	C. F. Cabra y O. O. Agudelo, Diseño de un banco de pruebas de motores diesel, para la rectificadora de motores sierra, Bogotá D.C: Fundación universidad de América, 2018.
[3]	L. M. Domínguez y H. A. Luque, Diseño y fabricación de la estructura de un banco de pruebas para motores de combustión interna (mci), Bogotá D.C: Universidad libre de Colombia, 2020.
[4]	E. D. Marruedo, Banco de ensayos para motores de combustión interna y curvas características, La Plata: UNIVERSIDAD TENCOLÓGICA NACIONAL – FACULTAD REGIONAL LA PLATA, 2016.
[5]	J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill Education, 2018.
[6]	Pinterest, Artist, <i>[Motor de combustión interna]</i> . [Art]. s.f..
[7]	TheMillesDriven, Artist, <i>Rotary engine</i> . [Art]. 2022.
[8]	Bardahl, Artist, <i>Diagrama del proceso de combustión de un motor de dos tiempos.</i> [Art]. 2017.
[9]	A. Baer, Artist, <i>Motor de explosión de 4 tiempos</i> . [Art]. 2023.
[10]	R. C. Hibbeler, Engineering Mechanics: Dynamics, 1974.
[11]	KERN, Artist, <i>Balanza de precisión de resorte</i> . [Art]. s.f..
[12]	Wikipedia, «Dinamómetro,» 30 Mayo 2023. [En línea]. Available: https://es.wikipedia.org/wiki/Dinamómetro#:~:text=El%20dispositivo%20tiene%20dos%20ganchos,el%20valor%20de%20la%20fuerza.. [Último acceso: 24 11 2023].
[13]	Lanmec, Artist, <i>YP Series (Pressure Type) Hydraulic Dynamometer</i> . [Art]. 2021.
[14]	I. Directory, «Dinamómetros,» 2023. [En línea]. Available: https://www-iqsdirectory-com.translate.google/articles/dynamometers.html?_x_tr_sl=en&_x_tr_tl=es&_x_tr_hl=es&_x_tr_pto=rq#:~:text=As%20the%20motor%20powers%20up,of%20power%20generated%20through%20electromagnetism.. [Último acceso: 2023 11 24].
[15]	Lanmec, Artist, <i>Electric dynamometer</i> . [Art]. 2018.
[16]	MEA Testing Systems Ltd, Artist, <i>Dinamómetro de inercia</i> . [Art]. 2023.
[17]	W. Moebis, S. J. Ling y J. Sanny, Física universitaria volumen 1, Houston: OpenStax, 2021.
[18]	R. A. Serway y J. W. Jewett, Física para ciencias e ingeniería Volumen 1, Pomona: Brooks/Cole, 2008.

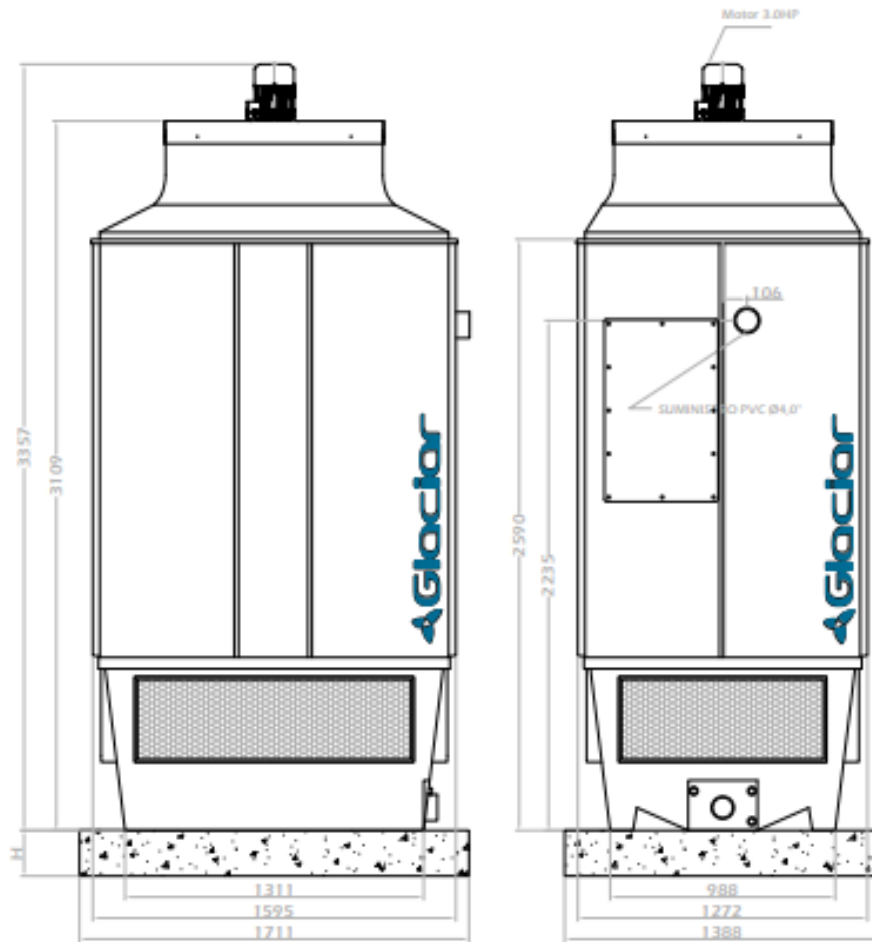
[19]	M. G. Vásquez, «Potencia mecánica [Diapositivas de PowerPoint],» Pachuca, 2017.
[20]	ABB Measurement & Analytics, Artist, <i>Gas analyzer FTPA2000-HP260</i> . [Art]. s.f..
[21]	Academia Online, Artist, <i>Sensor NDIR (diseño compacto) para medir CO2</i> :. [Art]. s.f..
[22]	Carloserp-2000, Artist, <i>Diagrama de un analizador de trampa de iones de un espectrométero de masas</i> . [Art]. 2018.
[23]	F. P. Beer, J. T. Russell y D. F. Mazurek, <i>Mecánica de Materiales</i> , Storrs: McGRAW-HILL, 2010.
[24]	Asociación Colombiana de Ingeniería Sísmica, COMISION ASESORA PERMANENTE PARA EL REGIMEN, Bogotá D.C.: Ministerio de Ambiente, Vivienda y Desarrollo Territorial, 1997.
[25]	Decide tu casa, «Peso de varillas, tabla para calcular acero,» Decide tu casa, 2023.
[26]	National Fire Protection Association, <i>Norma para la Instalación de Sistemas de Rociadores</i> , Quincy: National Fire Protection Association, 2019.
[27]	Regiminetto8, Artist, <i>Sprinkler Vertical Pared Cromado 68° 1/2 x 3MM RR. GLOBE FIRE</i> . [Art]. Regiminetto 8, s.f..
[28]	B. TVCHANNEL, Artist, <i>Rociadores de ventana</i> . [Art]. 2021.
[29]	H. M. Morris, <i>Applied Hydraulics in Engineering</i> , New York: John Wiley and Sons, 1992.
[30]	Pearl, Artist, <i>bomba centrifuga pearl cep 200h36s 15hp 220 440v</i> . [Art]. s.f..
[31]	Colempaques, «Tanque 2.000 Litros,» s.f.. [En línea]. Available: https://www.homecenter.com.co/homecenter-co/product/04712/tanque-5000-litros/04712/?kid=goosho_1161562&shop=googleShopping&gad_source=1&gclid=CjwKCAiA04arBhAkEiwAuNOsImYeduFTEiEgL4MKvjqWx2sf-PNLzxBc3MkLeKaywhiKd2jczjLIyhoCQjAQAvD_BwE . [Último acceso: 24 11 2023].
[32]	Suministros Industriales, Artist, <i>Ventiladores Axiales</i> . [Art]. s.f..
[33]	Volker, Artist, <i>Extractor industrial pared 41x41x14.5cm</i> . [Art]. s.f..
[34]	J. R. Agudelo, <i>FECOC+ fases 1 y 2 determinación de factores de emisión de vehículos de carga/pasajeros para Colombia</i> , Medellín: Universidad de antoquia, 2023.
[35]	J. Castillo, «MANEJO MOTORES ISX,» slideshare, 2012.
[36]	V. Montes, «DINAMÓMETROS DE MOTORES, BANCOS DE PRUEBA DE MOTORES,» Mar de Plata, 2016.
[37]	WEICHENG UNIVERSAL, «Eje cardán de tamaño ligero SWC/Eje universal/Eje de hélice,» [En línea]. Available: https://es.made-in-china.com/co_wccardanshafts/product_SWC-Light-Duty-Size-Cardan-Shaft-Universal-Shaft-Propeller-Shaft_rssiguyn.html . [Último acceso: 26 11 2023].
[38]	DANA, «Driveshaft Application Guidelines,» DANA, 2022.
[39]	Tecnopower, «CONJUNTOS DE TRANSMISIÓN CARDAN CON BRIDA,» Tecnopower, s.f..
[40]	Saenz, Artist, <i>Acoplamiento Elástico Torsional</i> . [Art]. s.f..

[41]	Pearl, Artist, <i>Bomba Centrífuga Pearl C2P 30H36S 3HP 220/440V Trifásica</i> . [Art]. s.f..
[42]	Humboldt, «Tanque de 6.000 Litros,» s.f.. [En línea]. Available: https://www.homecenter.com.co/homecenter-co/product/316069/tanque-de-6000-litros/316069/ . [Último acceso: 24 11 2023].
[43]	Glaciar Ingeniería S.A.S, «Glaciar Ingeniería S.A.S,» 10 10 2023. [En línea]. Available: https://glaciaringeneria.com.co/torres-de-enfriamiento/ .
[44]	AyT, Artist, <i>Analizador continuo de gases para Calderas</i> . [Art]. s.f..
[45]	AyT, Artist, <i>AmbiLogger</i> . [Art]. s.f..
[46]	SAV, Artist, <i>MESA GUIA ORIENTABLE RANURA EN T 300X220 REF. SAV 299.04</i> . [Art]. s.f..
[47]	Fischer Sistemas de Fijación S.A., «Catálogo General,» fischer Sistemas de Fijación S.A. de C.V, Tlalnepantla, s.f..
[48]	American Institud of Steel Construction, <i>Steel Construction Manual</i> , Chicago: American Institud of Steel Construction, 2000.
[49]	ACESCO, <i>Ficha Técnica Acero Recubierto</i> , Malambo: Acesco, 2022.
[50]	Acesco, «Ficha Técnica Acero Recubierto, Galvanizado, Metalum y Pintado,» Acesco, Malambo, 2023.
[51]	Ansys, «Ansys for Students,» Bogotá D.C, 2023.
[52]	E. L. Vasquez, <i>SAE 1020 Y SAE 1045 Aceros ingeniería al carbono</i> , Bogotá: Cia. General de Aceros S.A, 2007.
[53]	CNYUQIANMAOYIGS-COR, Artist, <i>Sensor De Nivel De Combustible De 100-1000mm, 0 ~ 5v, Señal</i> . [Art]. s.f..
[54]	Ferretrónica, Artist, <i>Sensor Presion Industrial 1.2 MPa - 174 PSI Transductor</i> . [Art]. s.f..
[55]	Ferretrónica, Artist, <i>Sensor Temperatura - Termocupla Sumergible DS18B20</i> . [Art]. s.f..
[56]	Sensing, Artist, <i>Sensor de presión para laboratorio AEP TP14</i> . [Art]. s.f..
[57]	inprocess, Artist, <i>Sensor de temperatura para ambiente O-4D</i> . [Art]. s.f..
[58]	Magnetrol, Artist, <i>Medidor de Másico de Flujo TA2 - Magnetrol</i> . [Art]. s.f..
[59]	H. M. Morris, <i>Applied Hydraulics in Engineering</i> , New York: John Wiley and Sons, 1992.
[60]	Saenz, Artist, <i>Eje cardánico</i> . [Art]. s.f..

7. Anexos

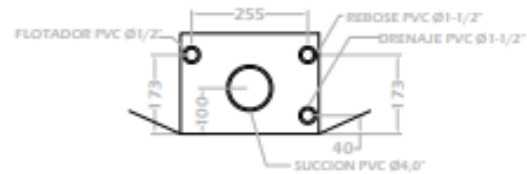
NOTA:

LA ALTURA H DE LA BASE DEPENDE DE LAS INSTALACIONES HIDRAULICAS, PERO LA PARTE MAS BAJA DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO DEBE ESTAR SIEMPRE POR ENCIMA DE LA PARTE SUPERIOR DE LAS BOMBAS.



VISTA LATERAL

VISTA FRONTAL



NOTA: MEDIDAS EN: mm

PESO NETO: 290 Kg

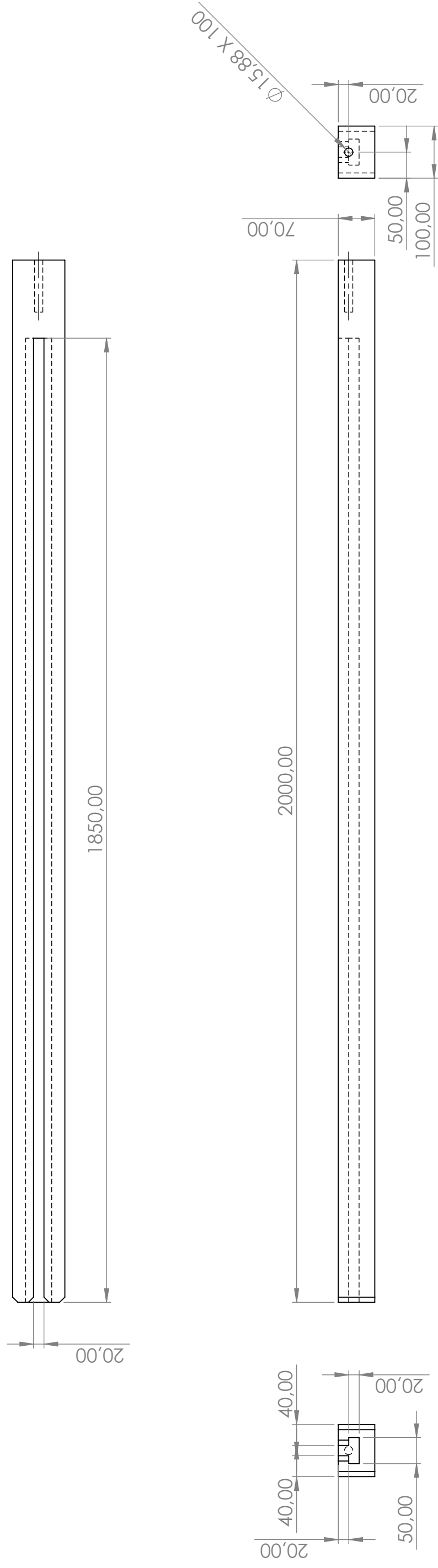
PESO EN OPERACION: 651 Kg

GLACIAR INGENIERIA S.A.S.
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA

NOMBRE: TORRE DE ENFRIAMIENTO GLC-50403P030-1

DISENO: DPTO DE ING ESCALA: 1:25 DIBUJO: CFP

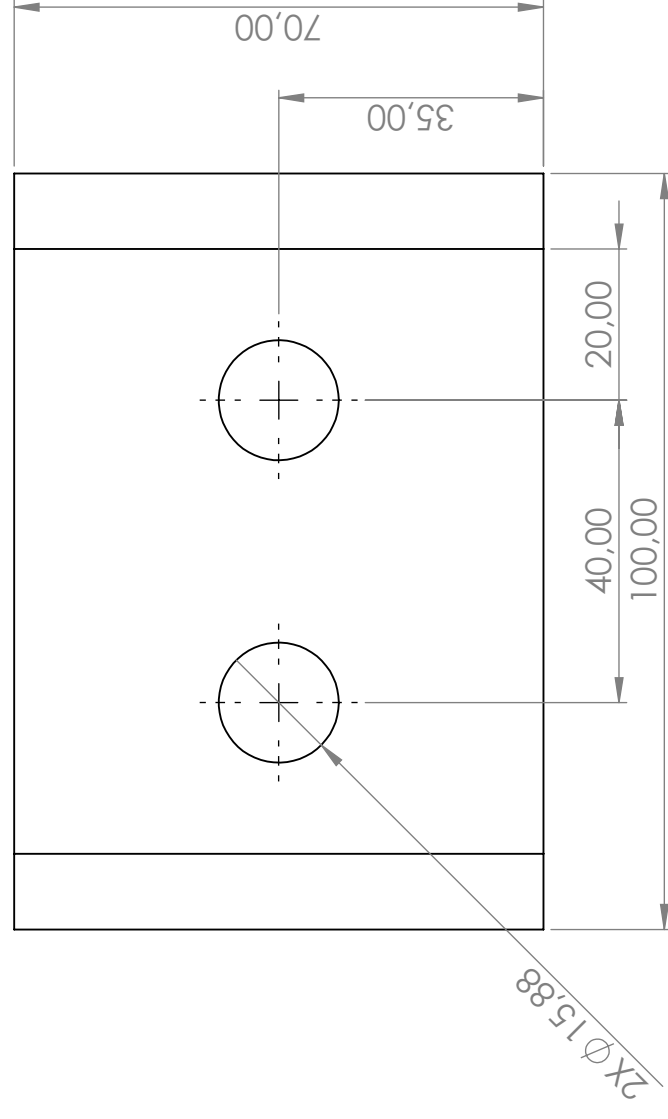
APROBO: Carlos P. FECHA: 04/05/2018 ARCHIVO: GLC-50403P030-1



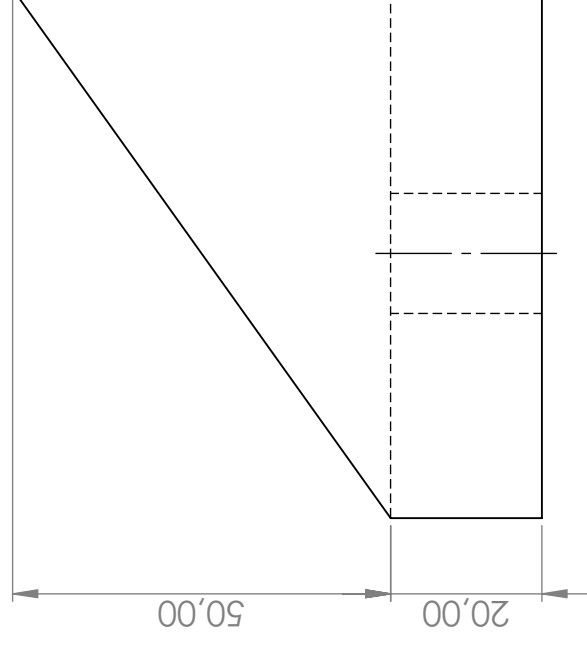
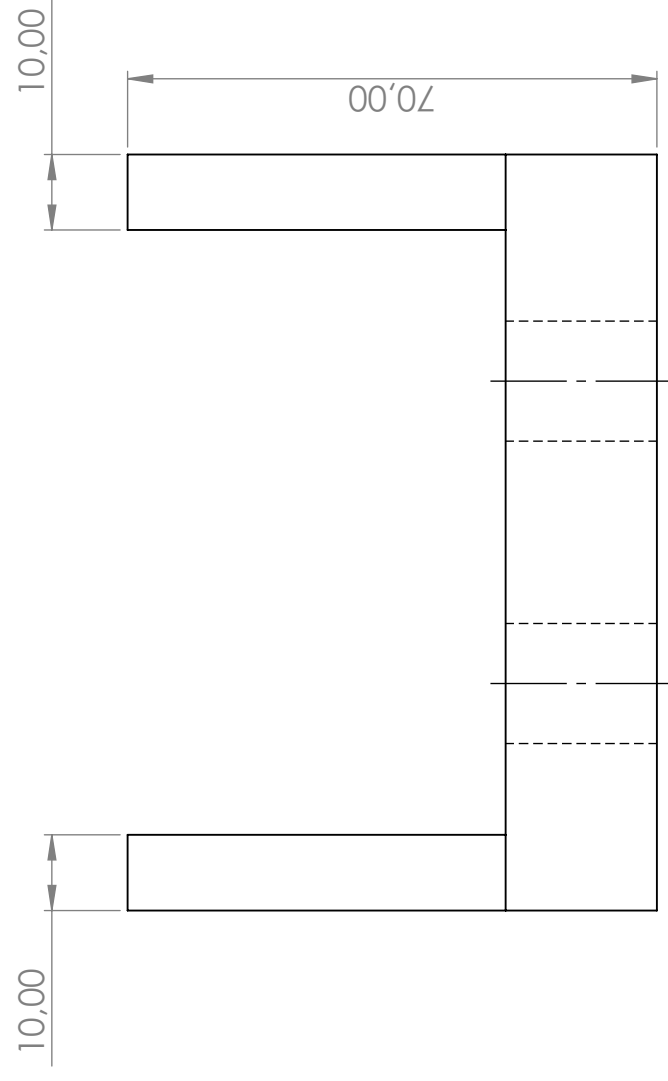
Unidades: milímetros

Chafilanes: 2mm

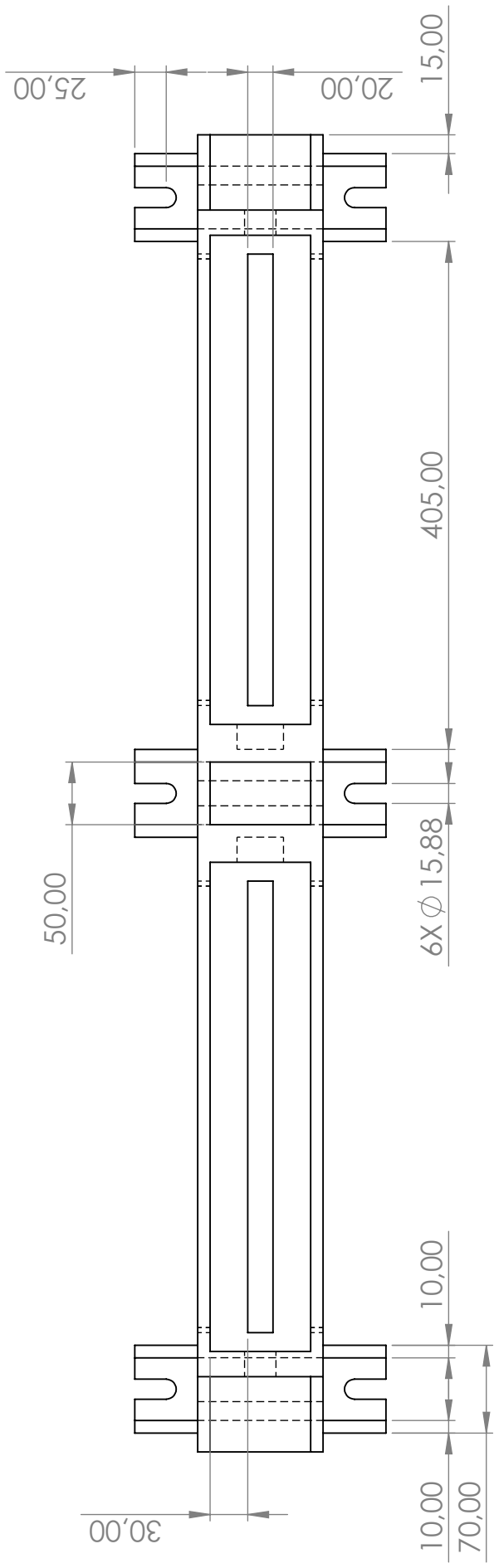
UAN		Universidad Antonio Nariño	
Nombre		Brayan Stiven Delgadillo	
Fecha		15/09/23	
Dibujado		Juan David Zapata	
		Base de motor - Carril	
Archivo:			
Escala: 1:8			
Referencia: Base de motor			
Plano Nº: 1			



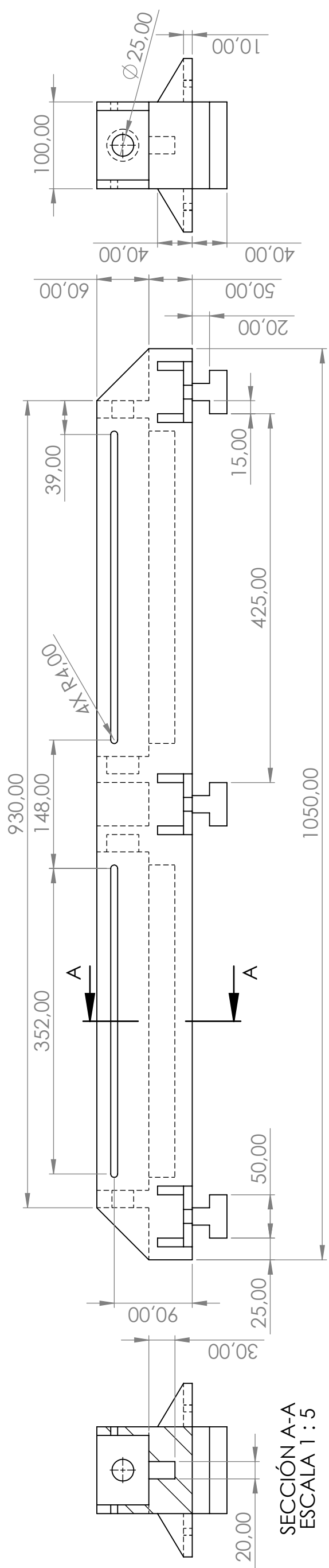
Unidades: milímetros



Dibujado	15/09/23	Fecha	Brayan Stiven Delgadillo Juan David Zapata	Nombre	UAN Universidad Antonio Nariño
		Base de motor - Anclaje			
		Archivo:			
		Escala: 1:1			
		Referencia: Base de motor			
		Plano N°: 2			

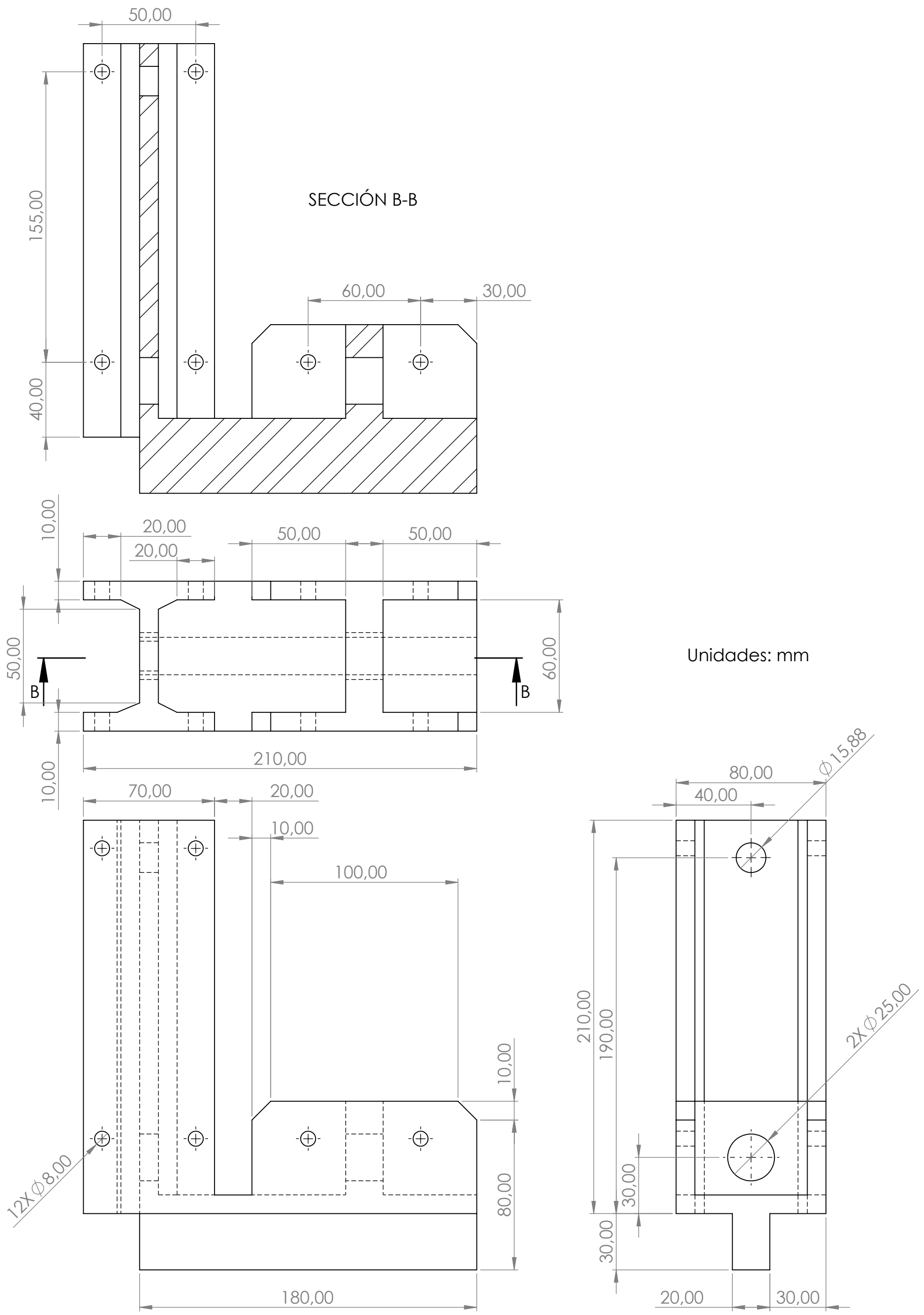


Unidades: mm



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 5

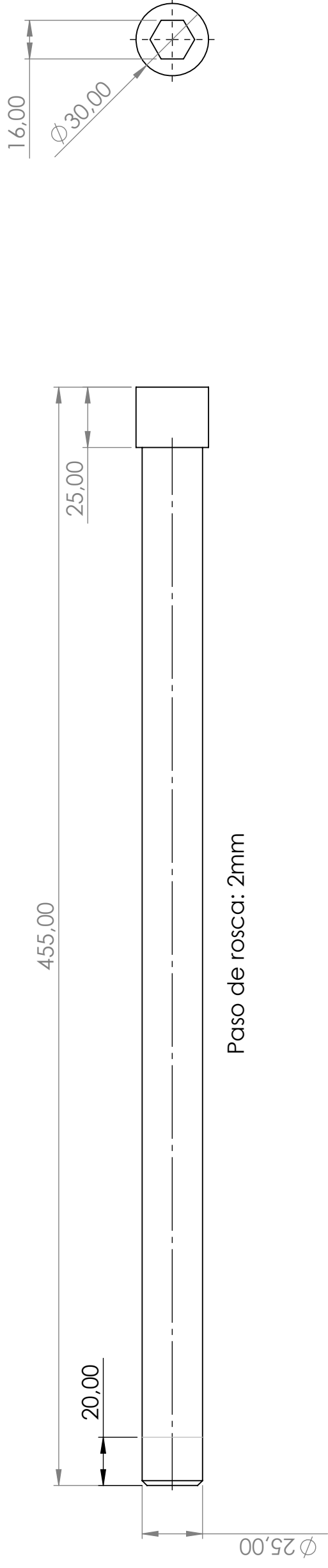
Dibujado	Fecha	Nombre	UAN Universidad Antonio Nariño
	15/09/23	Brayan Stiven Delgadillo Juan David Zapata	
		Soporte de motor - Base	
		Archivo:	Referencia: Soporte de motor
		Escala: 1:5	Plano Nº: 4



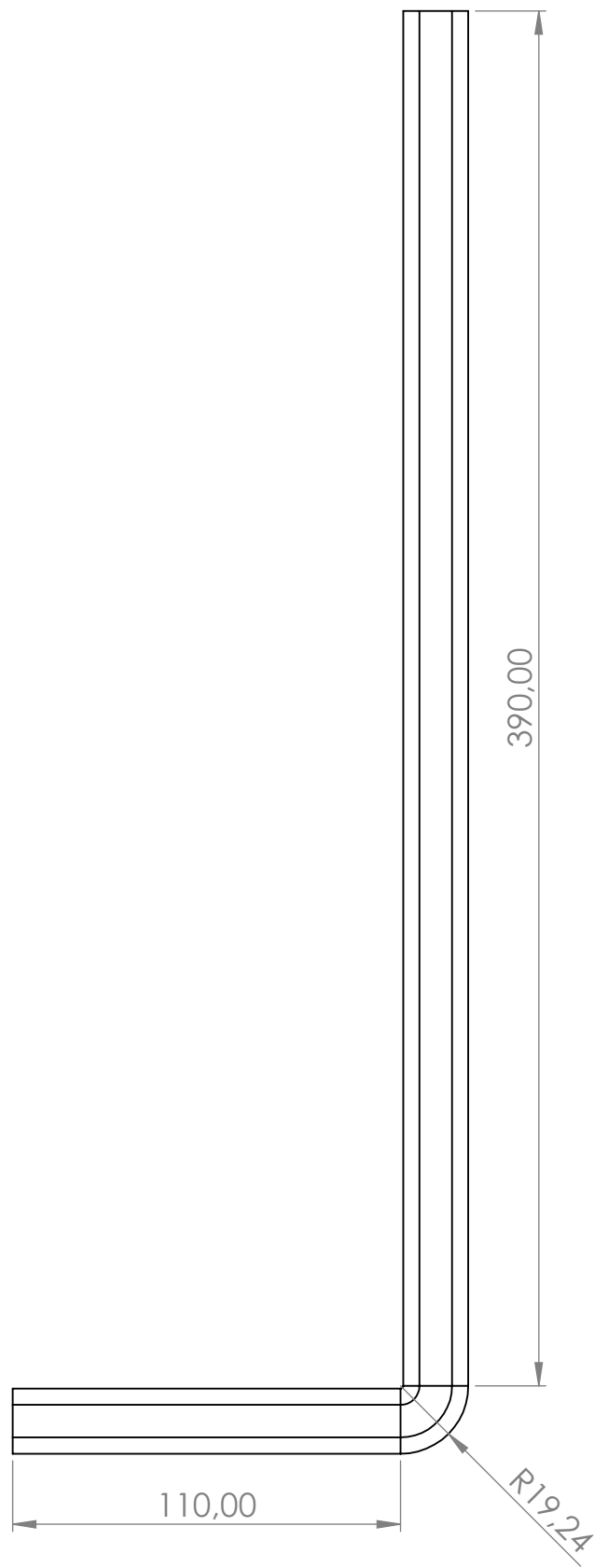
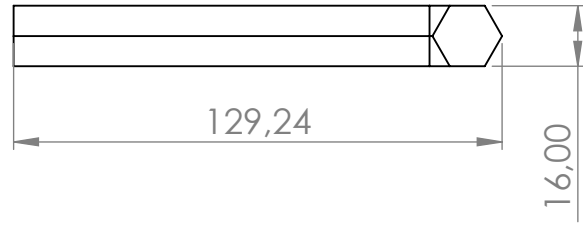
Unidades: mm

	Fecha	Nombre	UAN Universidad Antonio Nariño
Dibujado	15/09/23	Brayan Stiven Delgadillo Juan David Zapata	
			Archivo:
			Soporte de motor - Viga Escala: 1:2 Referencia: Soporte de motor Plano N°: 5

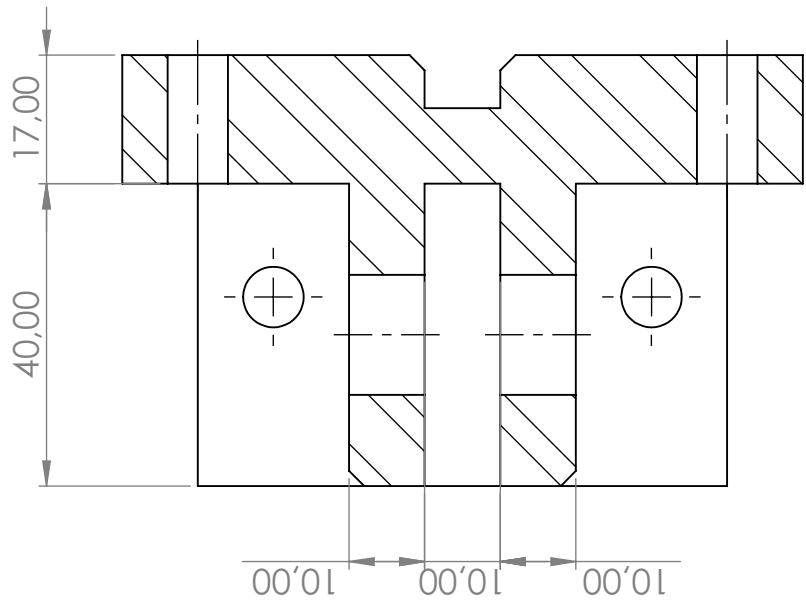
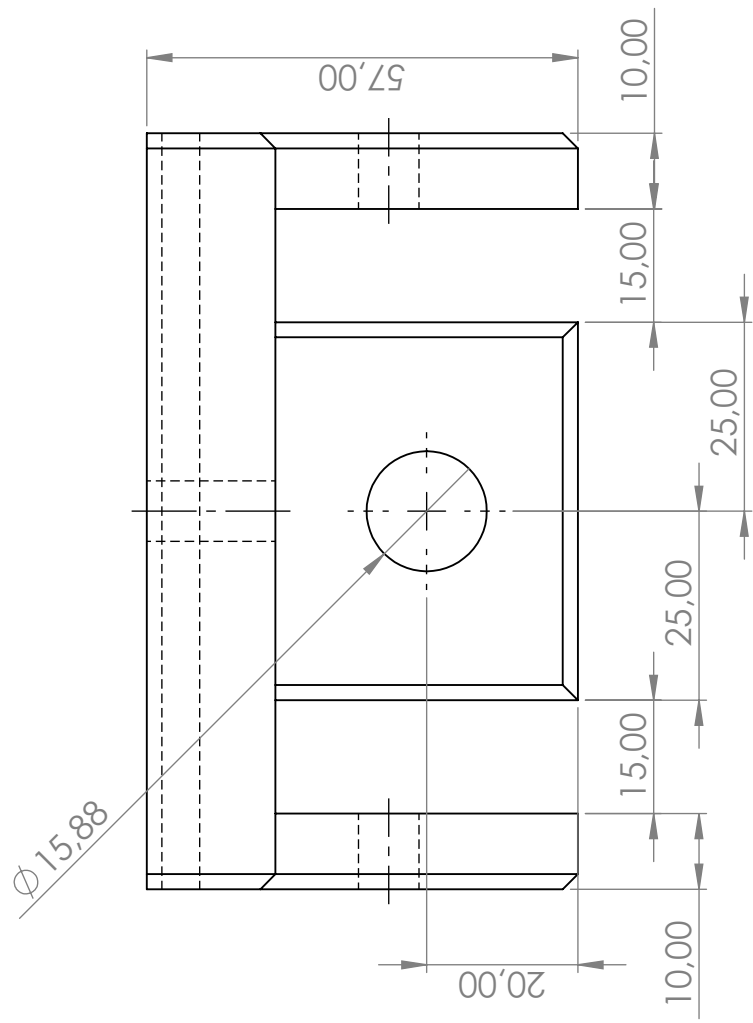
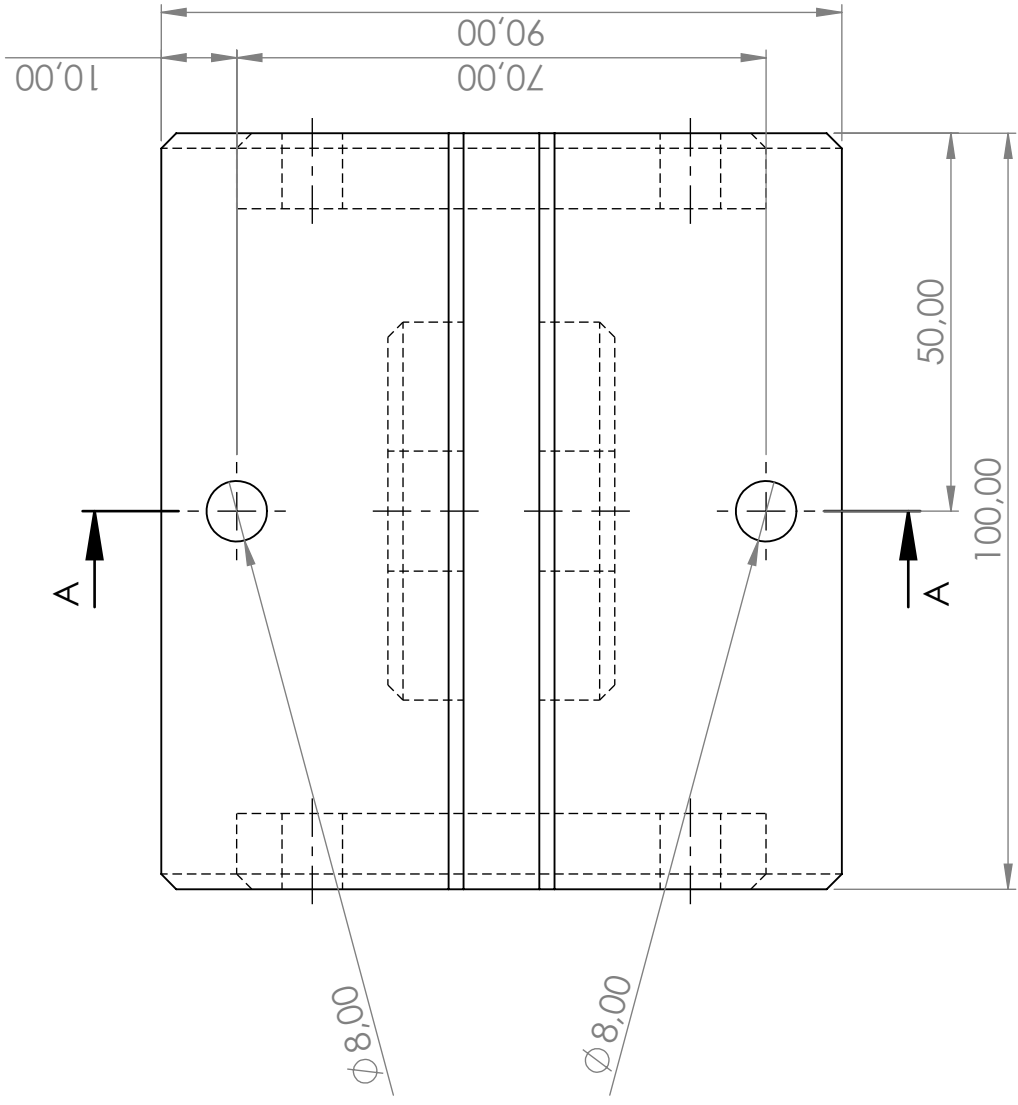
Unidades: mm
Chafanes: 2mm



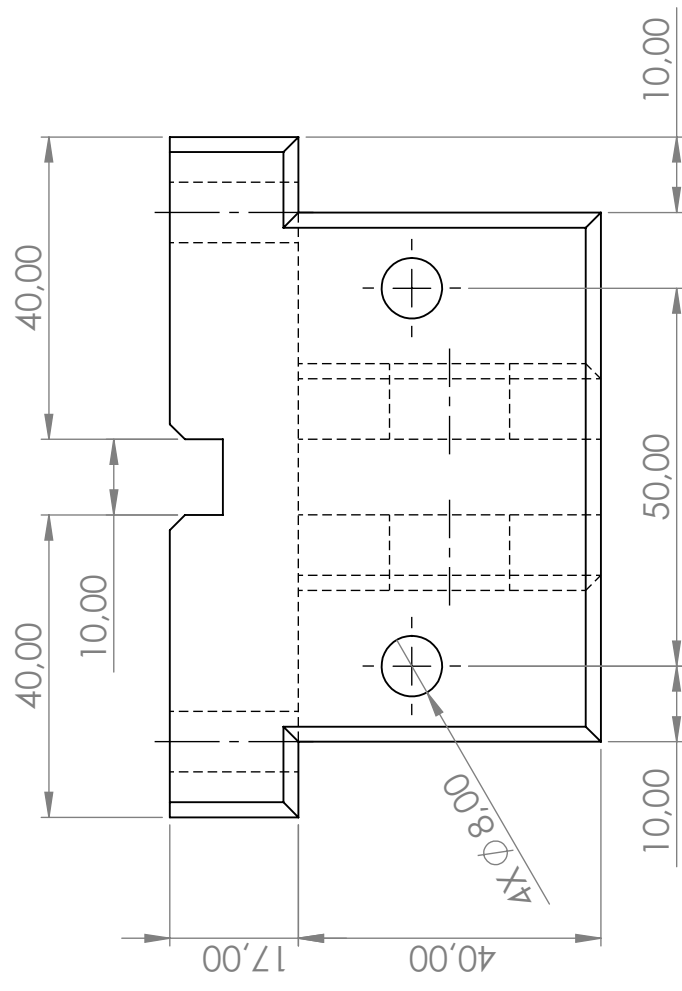
Dibujado	15/09/23	Fecha	Nombre	UAN
			Brayan Stiven Delgadillo	Universidad Antonio Nariño
			Juan David Zapata	
			Soporte de motor - Tornillo sin fin	
				Archivo:
				Escala: 1:2
				Referencia: Soporte de motor
				Plano N°: 6



	Fecha	Nombre	UAN Universidad Antonio Nariño
Dibujado	15/09/23	Brayan Stiven Delgadillo Juan David Zapata	
		Soporte de motor - Llave bristol	Archivo: Escala: 1:2 Referencia: Soporte de motor Plano N°: 7

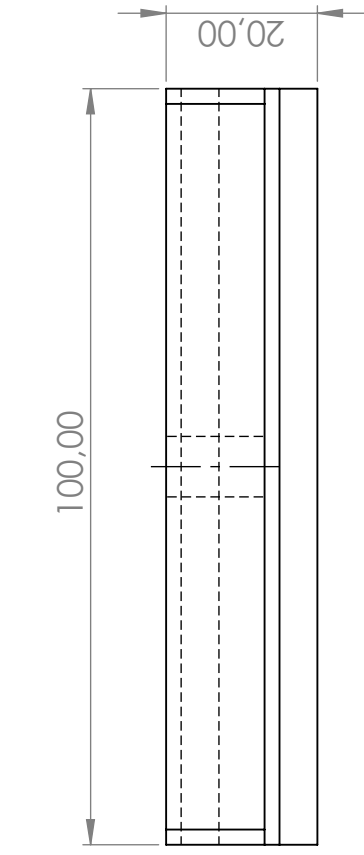
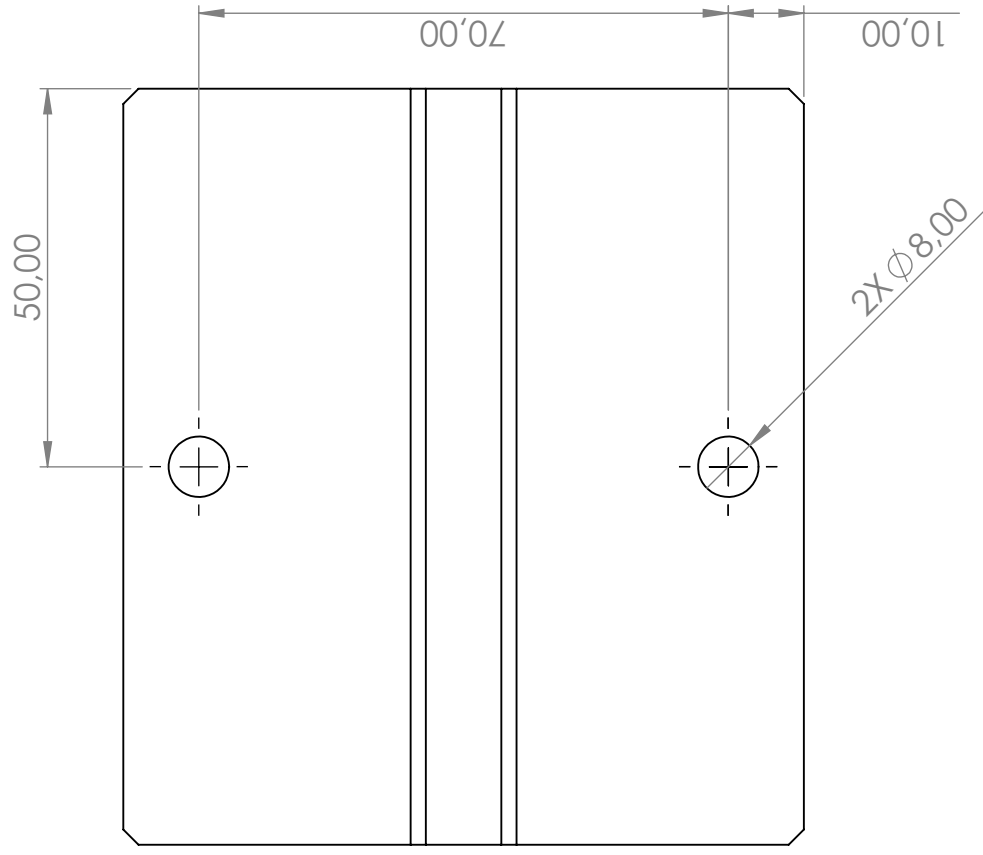


SECCIÓN A-A



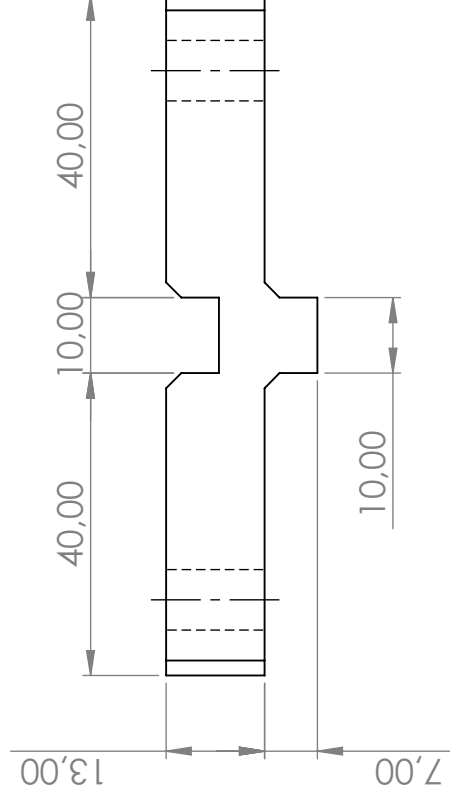
Unidades: milímetros
Chafilanes: 2mm

UAN		Universidad Antonio Nariño	
Nombre		Brayan Stiven Delgadillo	
Fecha		15/09/23	
Dibujado		Juan David Zapata	
Archivo:		Referencia: Soporte de motor	
Escala: 1:1		Plano Nº: 8	
Soporte de motor - Soporta láminas		Soporte de motor	

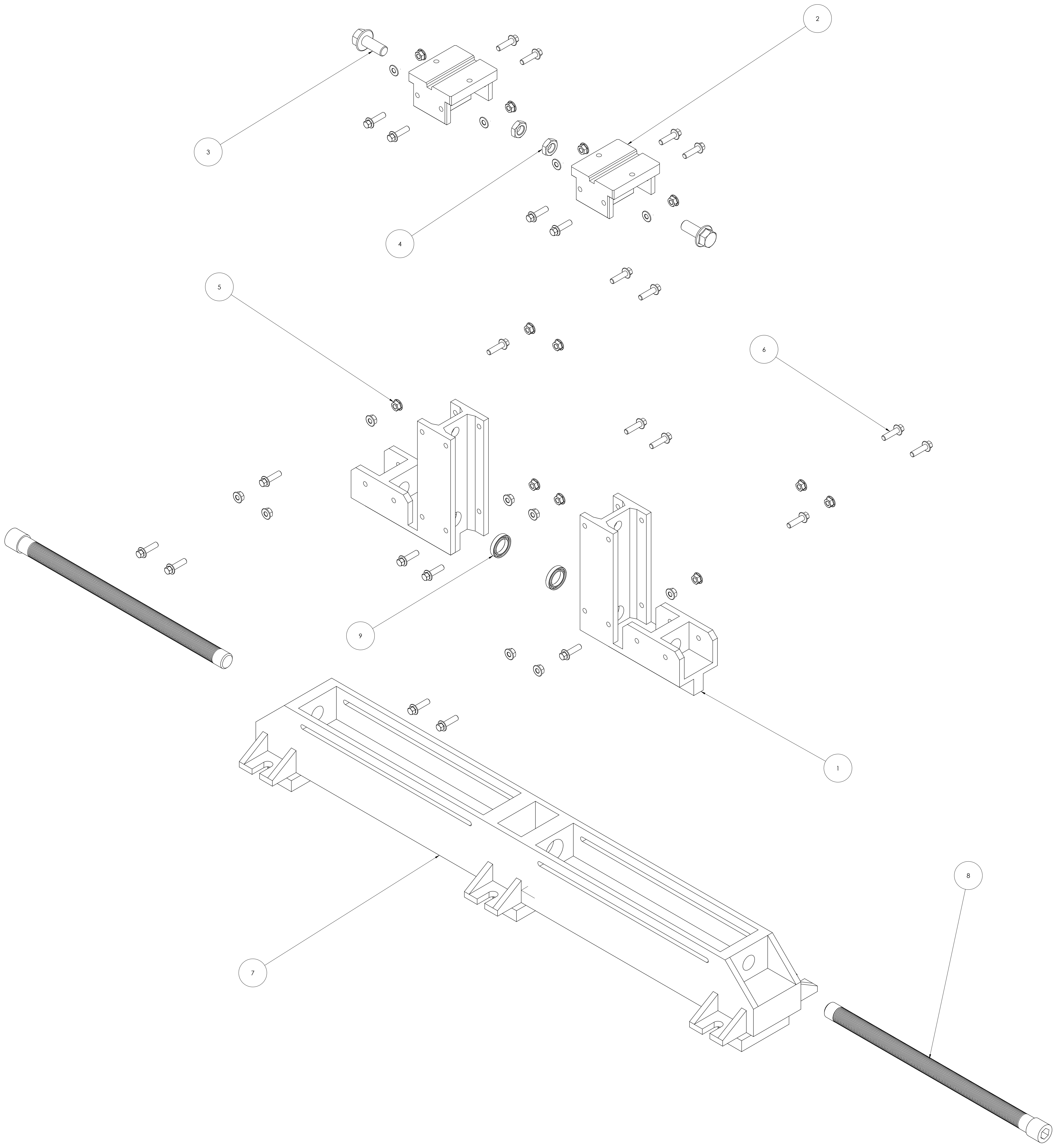


Chafilanes: 2mm

Unidades: milímetros

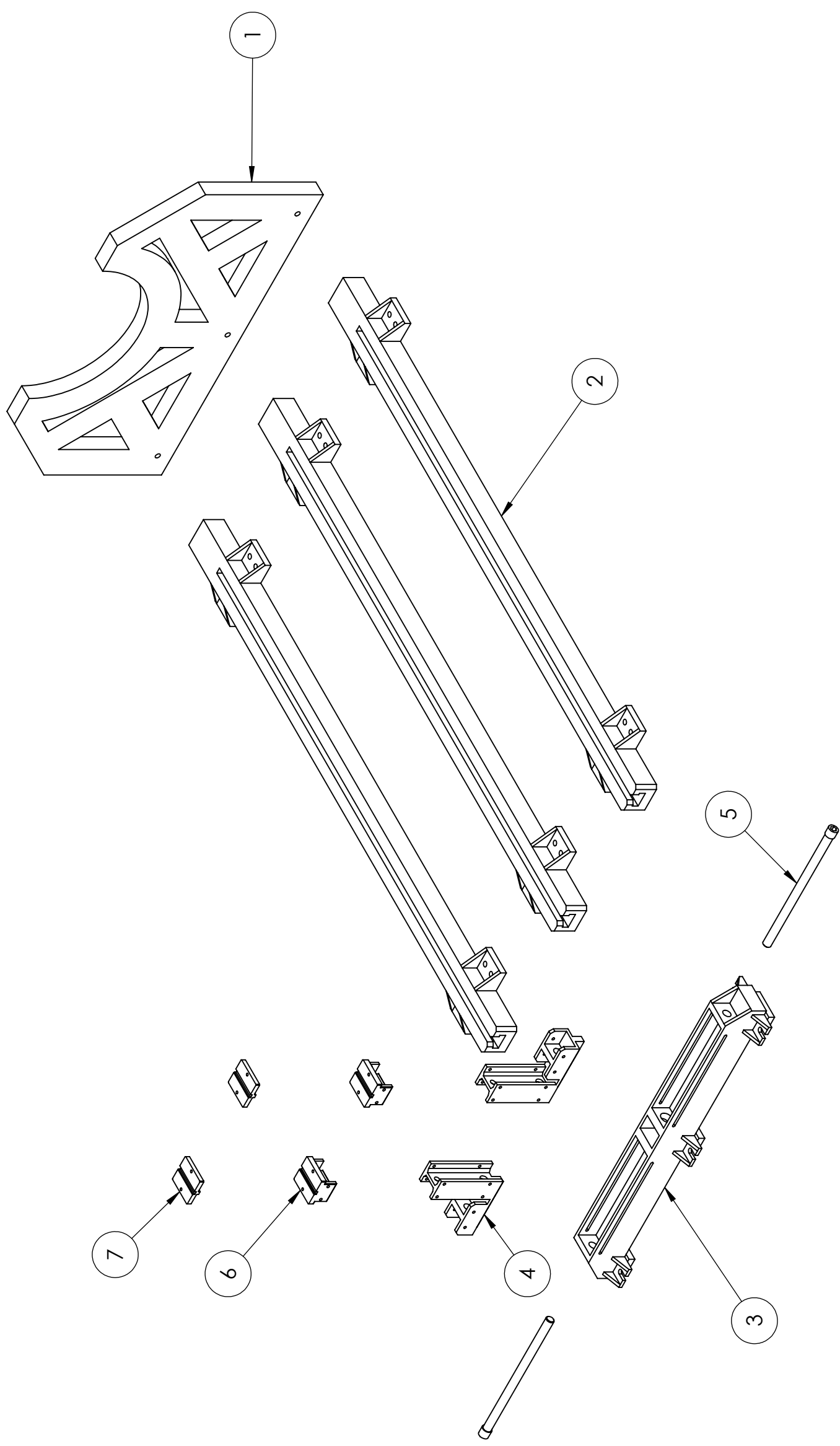


Dibujado	Fecha	Nombre	UAN Universidad Antonio Nariño
	15/09/23	Brayan Stiven Delgadillo Juan David Zapata	
	Soporte de motor - Lamina		Archivo:
			Escala: 1:1
		Referencia: Soporte de motor	
		Plano Nº: 9	



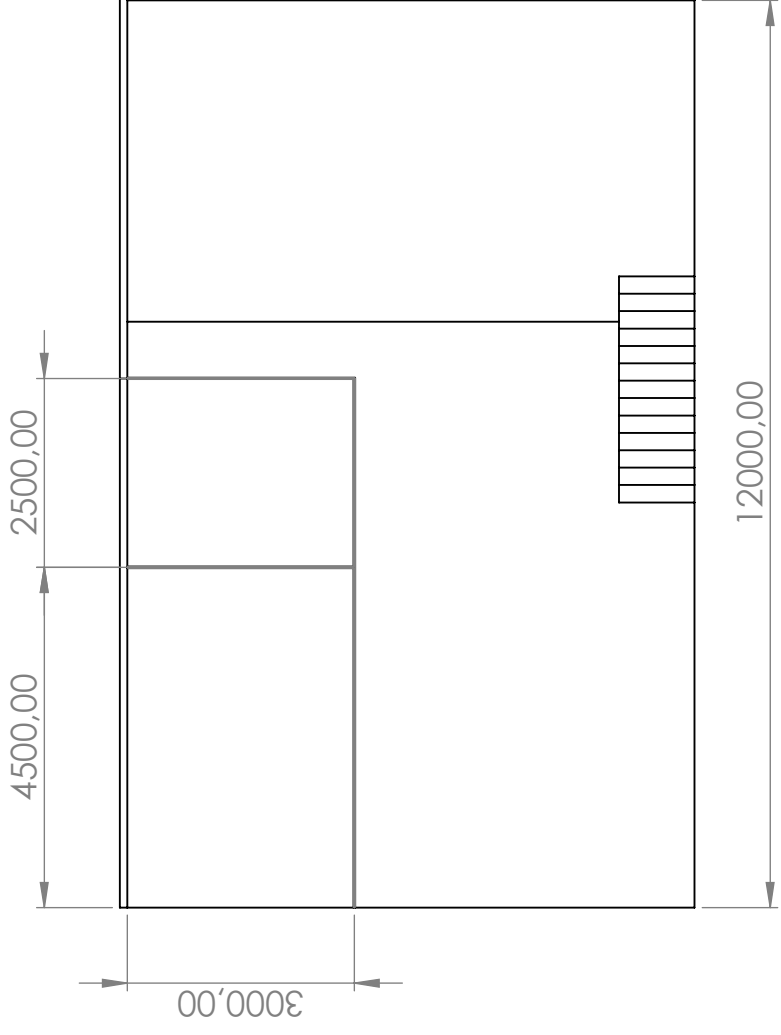
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Soporte de motor - Viga	Acero	2
2	Soporte de motor - Soporte laminas	Acero galvanizado	2
3	B18.2.3.9M - Heavy hex flange screw, M16 x 2.0 x 40 -40C	Acero	2
4	B18.2.4.5M - Hex iam nut, M16 x 2 -- D-C	Acero	2
5	B18.2.2.4M - Hex flange nut, M8 x 1.25 -C	Acero	24
6	B18.2.3.4M - Hex flange screw, M8 x 1.25 x 30 -30C	Acero	24
7	Soporte de motor	Acero galvanizado	1
8	Soporte de motor - Tornillo sin fin - Roscado	Acero SAE 1020	2
9	AFBMA 12.1.4.1 - 0250-37 22.DENC.22 68	Acero	2

Fecha	Nombre	UAN Universidad Antonio Nariño
Dibujado 15/09/23	Brayan Steven Delgado Juan David Zapata	
Soporte de motor - Explosionado		Archivo: Escala: 1:2 Referencia: Soporte de motor Plano 14: 10

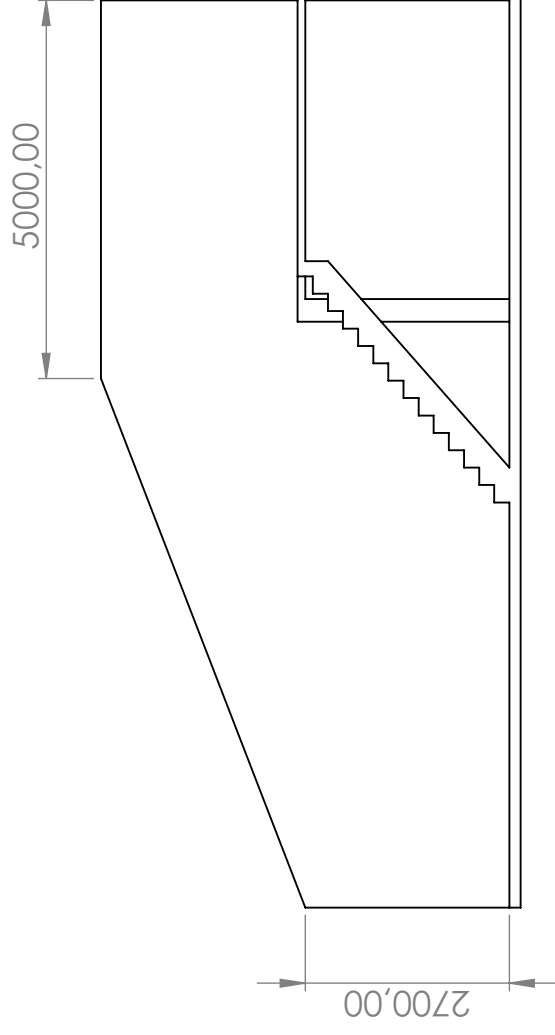
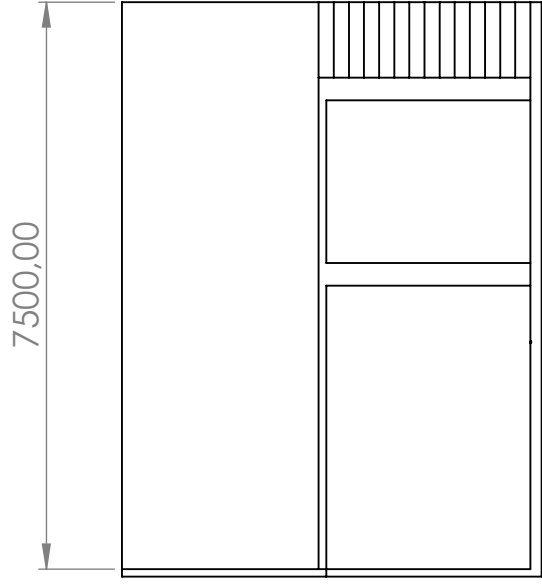


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Base de motor - Soporte	Acero galvanizado	1
2	Base de motor - Carril - 2	Acero	3
3	Soporte de motor	Acero galvanizado	1
4	Soporte de motor - Viga	Acero	2
5	Soporte de motor - Tornillo sin fin	Acer SAE 1020	2
6	Soporte de motor - Soporta laminas	Acero galvanizado	2
7	Soporte de motor - Laminas	Acero	2

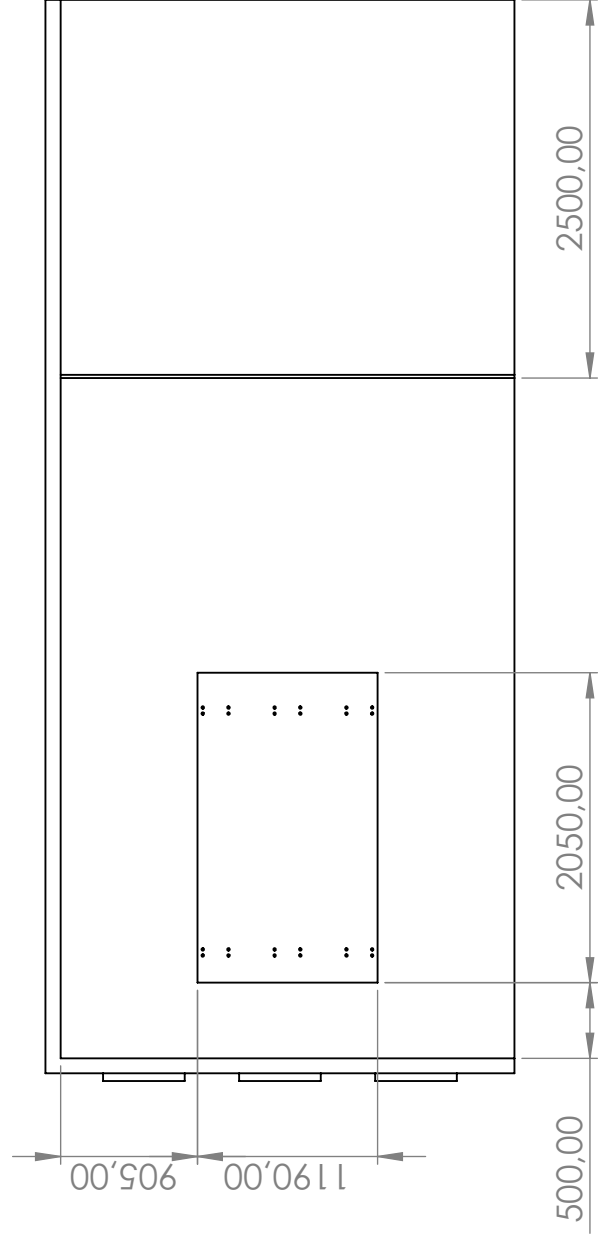
Dibujado	Fecha	UAN	
	15/09/23	Brayan Stiven Delgadillo	Universidad Antonio Nariño
	Nombre	Juan David Zapata	
	Archivo:	Ensamblaje estructura de motor - Explosionado	
	Escala:	1:13	
	Referencia:	Ensamblaje	
	Plano Nº:	11	



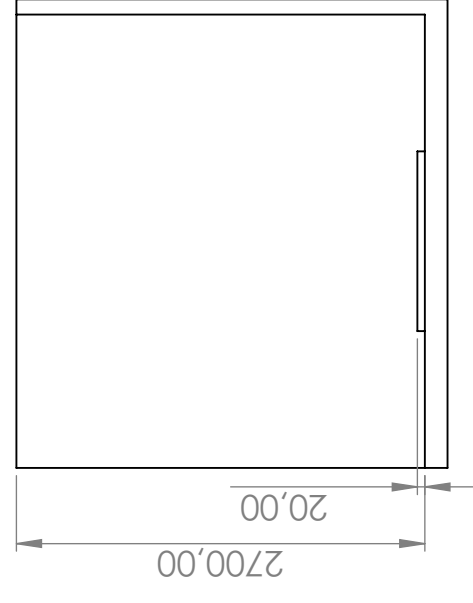
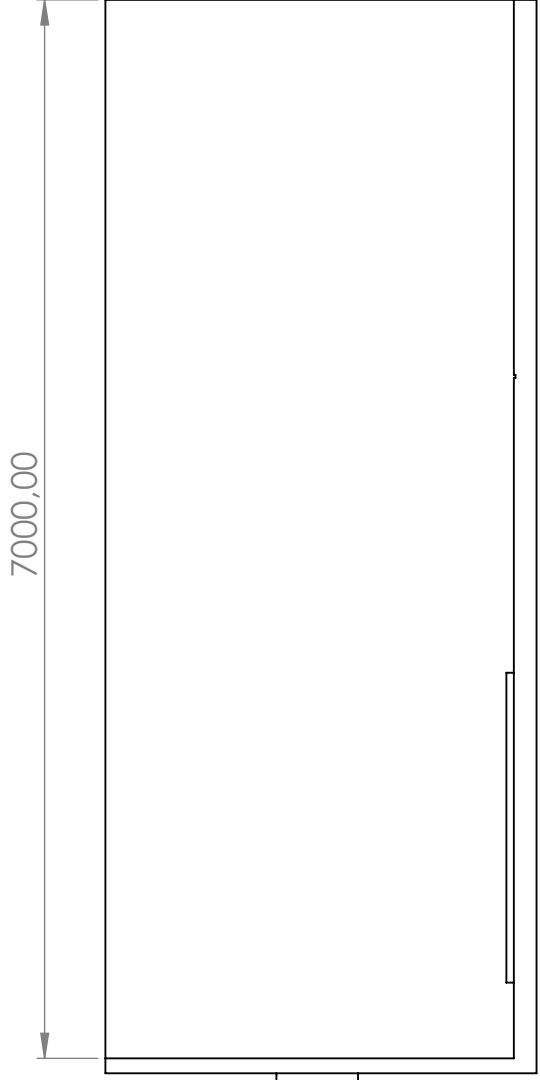
Unidades: mm



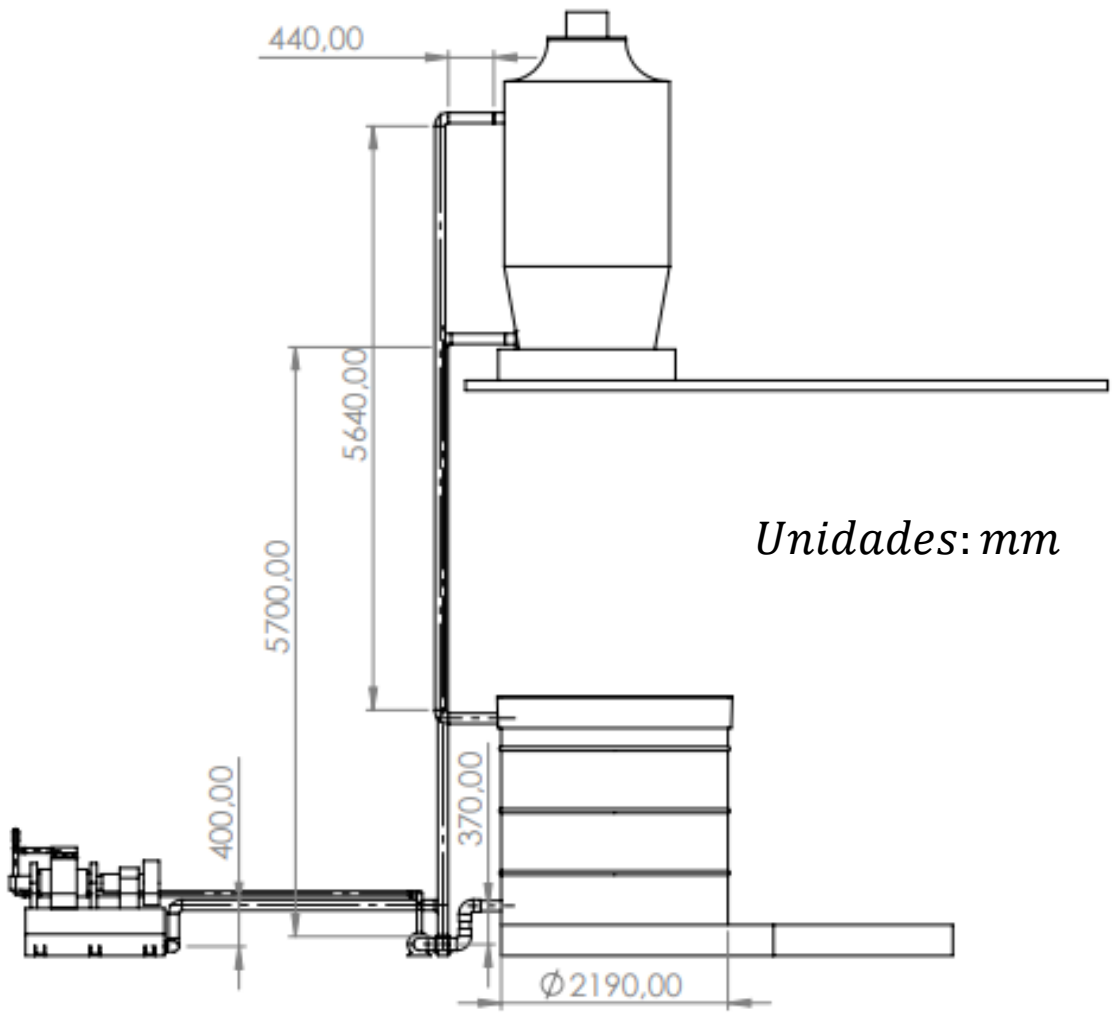
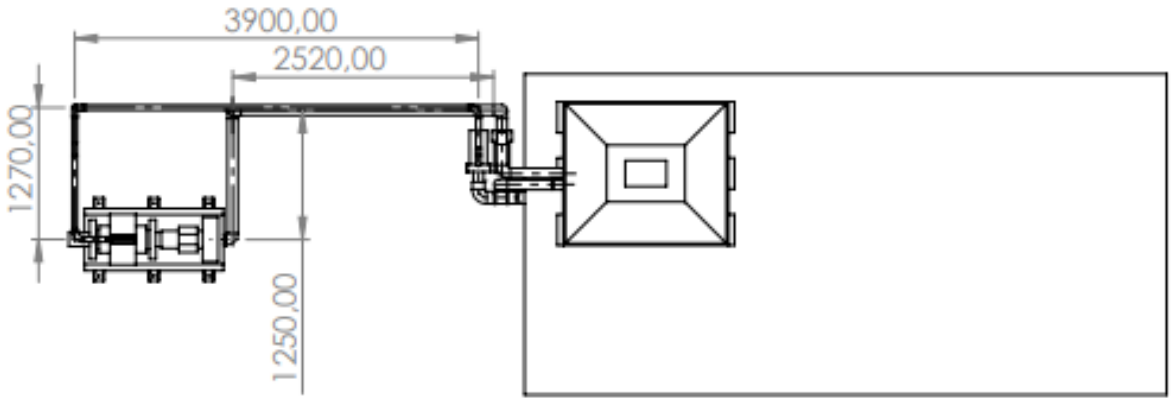
UAN		Universidad Antonio Nariño	
Nombre		Brayan Stiven Delgadillo	
Fecha		15/09/23	
Dibujado		Juan David Zapata	
Archivo:		Taller de mecánica	
Escala: 1:100		Referencia: Espacio de trabajo	
Plano Nº: 12			



Unidades: mm

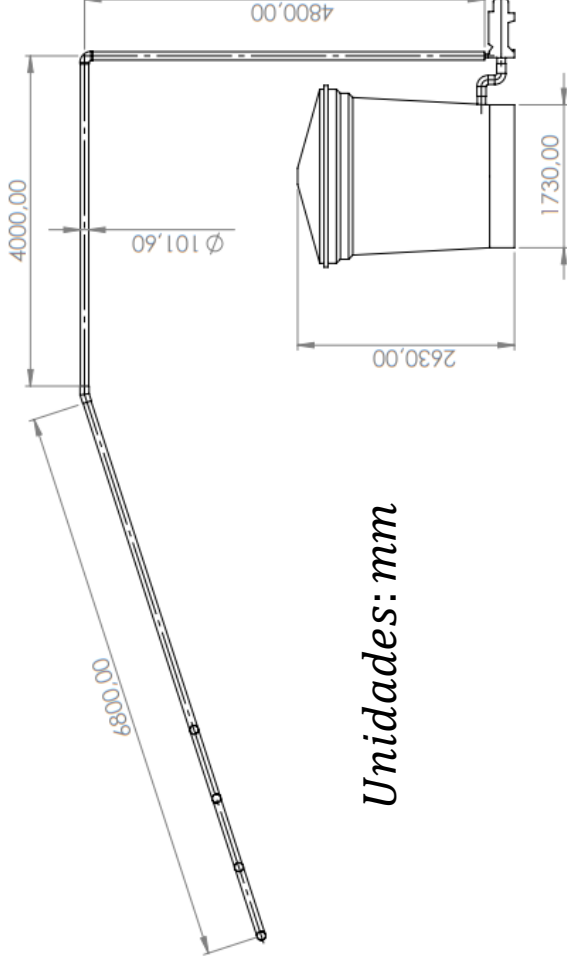
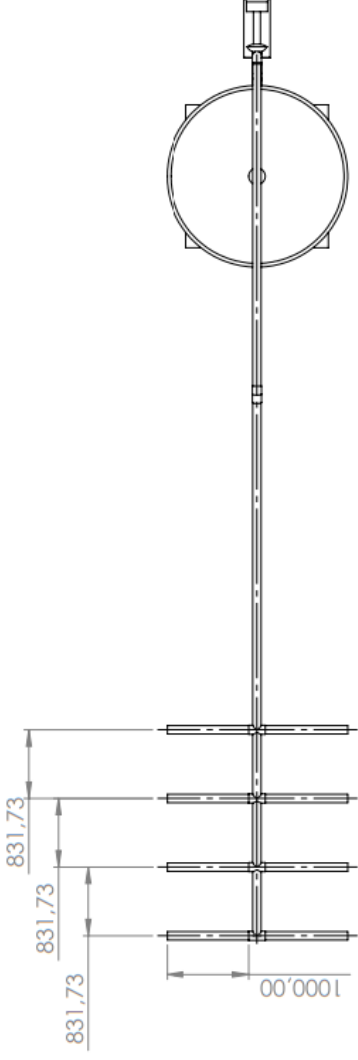


Dibujado	Fecha	Nombre	UAN Universidad Antonio Nariño		
	15/09/23	Brayan Stiven Delgadillo Juan David Zapata			
		Espacio de trabajo			
				Archivo:	
				Escala: 1:50	
		Referencia: Espacio de trabajo			
		Plano Nº: 13			



Unidades: mm

	Fecha	Nombre	UAN Universidad Antonio Nariño
Dibujado	15/09/23	Brayan Stiven Delgadillo	
		Juan David Zapata	
			Archivo: Escala: Referencia: Base de motor Plano N°: 3
Sistema de inyeccion de agua			



Unidades: mm

UAN		Universidad Antonio Nariño		Archivo:
Nombre		Brayan Stiven Delgado		Escala:
Fecha		15/09/23		Referencia: Base de motor
Dibujado		Juan David Zapata		Plano N°: 3
Sistema de aspersión contra incendios				

Cotizaciones



LAMINADOS & BLINDADOS S.A
DOCUMENTO DE COTIZACIÓN 106956

N.I.T. 830.022.967-8.

Dirección C# 88 A No 72 -50 Bogotá, Colombia Teléfono (57 1) 2238844/5480204

OP NUMERO 0

www.laminadosyblindados.com

Fecha	13/10/2023	Cliente	LAMINADOS Y BLINDADOS
NIT/C.C. Cliente	999999999	Obra	BLINDADO NIVEL 1
Teléfono	3163935401	Contacto	YULI ASTRID AVILA ALMONACID
Transporte	NO DEFINIDO	Dirección De Entrega	LAMINADOS Y BLINDADOS
Ejecutivo De Cuenta	YULI ASTRID AVILA ALMONACID	Cel:	
		Ext:	
		Email:	ventas4@laminadosyblindados.com

Detalles de Documento

Item	Ref Cliente	Producto	Qty	Ancho mm	Alto mm	Area m2	Peri mts	Valor M2	Vir. Unit Vidrio	SubTotal	DE8C %
1		LAMIGLASS LAMIGLASS BLINDADO 38 SPECIAL INCOLORO 20MM	1	1,500	1,500	2.2500	6.0000	\$708,062	\$1,593,140	\$1,593,140	20.00
TOTAL			1			2.2500	6.0000			\$1,593,140	
TOTAL DESCUENTO										\$318,628	
SUBTOTAL CON DESCUENTO										\$1,274,512	

Servicios Adicionales

Item	Servicio Adicional	Qty	Ancho mm	Alto mm	Area m2	Peri mts	Vir. Unit	SubTotal	DE8C %
1	SERVICIO PULIDO Y BRILLADO	1	1,500	1,500	2.2500	6.0000	\$25,900	\$155,400	100.00
SUBTOTAL									\$155,400
SUBTOTAL DESCUENTO									\$155,400
SUBTOTAL CON DESCUENTO									\$0

Producto	m2/ml	Valor m2/ml Con Dcto	TRANSPORTE	
LAMIGLASS BLINDADO 38 SPECIAL INCOLORO 20MM	2.25	\$566,450		\$0
SUBTOTAL				\$1,274,512
			IVA	\$242,157
TOTAL A PAGAR				\$1,516,669

CRITERIOS DE ACEPTACIÓN Y CONDICIONES COMERCIALES

TIEMPO DE ENTREGA: 3 DIAS HABILES
VALIDEZ DE LA OFERTA: 3 DIAS HABILES
FORMA DE PAGO: ANTICPO 80 % Y SALDO PREVIO A ENTREGA

NOTAS

- *ESTE VALOR NO INCLuye TRANSPORTE NI INSTALACIÓN Y EN CASO DE INCLUIR EL TRANSPORTE LAS NO REALIZA DESCARGUE DE PRODUCTO, SU ENTREGA SE REALIZA EN PLATAFORMA DE CARGA
- *EN LOS PROCESOS DE MÁQUILA Y/O TRANSPORTE LAS NO SE HACE RESPONSABLE POR ROTURA DE VIDRO, RECALZADURA NI BURBUJAS
- *TODOS LOS VIDROS PRESENTAN VARIACIONES EN SU TONALIDAD, LAMINADOS & BLINDADOS NO GARANTIA LA CONTINUIDAD EN LA TONALIDAD YA QUE LA PELICULA O EL VIDRO PUEDEN CAMBIAR POR VARIACIONES NO CONTROLABLES DENTRO DEL PROCESO DE FABRICACIÓN O DEPENDIENDO DEL LOTE O PROVEEDOR. SE PUEDE TENER APARENCIAS DIFERENTES EN QUE SEPTO SE CONSIDERE UN DEFECTO DE CALIDAD
- *LAMINADOS Y BLINDADOS SE ACORDE A LAS NORMAS TÉCNICAS DEL SECTOR QUE PERMITEN TOLERANCIAS DE MEDIDA 20mm POR LADO DEPENDIENDO TIPO DE PRODUCTO. SI SUS ORDENES REQUIEREN MEDIDAS CON TOLERANCIAS DIFERENTES DEBE INFORMAR EN EL MOMENTO DE GENERAR LA ORDEN
- *DESPUES DE 8 DIAS DE CONFIRMADA LA FECHA DE ENTREGA DE LA PRESENTE ORDEN, LAS NO ASUMIRÁ RESPONSABILIDAD POR DAÑOS EN EL PRODUCTO NI REALIZARA DEVOLUCIONES DE DINERO
- *LAS SIGUIENTES SITUACIONES NO SON ACEPTABLES COMO RECLAMACIONES O SOLICITUD DE GARANTIA
- *La vida útil depende de cómo se instala, cómo se utiliza y cómo se mantiene. La vida útil, desde su instalación, depende de la calidad de los materiales y de la calidad de la instalación. Debe tenerse en cuenta que el producto puede ser dañado por: instalación incorrecta, uso de herramientas inadecuadas, uso de productos de limpieza inadecuados o uso de productos corrosivos en su mantenimiento
- *DESPUES DE 10 DIAS DE HABERSE CONFIRMADO UN DEFECTO LAS NO RESPONDERA POR NINGUN PRODUCTO, NI HARA DEVOLUCION DE DINERO
- *AREA MINIMA DE LICENCIACION PARA VIDRO TEMPLADO 0.25m2, PARA OTROS PRODUCTOS 0.25m2
- *MAXIMO MEDIDA LAMINADO 2.300 mm x 3.300 mm
- *ESTAS CLASIFICACIONES HACEN PARTE INTEGRAL DE ESTA COTIZACIÓN
- *CUENTA DE AHORROS CAJAVIVENDA 474 30000 000 LAMINADOS & BLINDADOS SAS
- *CUENTA CORRIENTE BANCO DE BOGOTA 070 26 32 98 LAMINADOS & BLINDADOS SAS
- *CUENTA CORRIENTE BANCOLOMBIA 211 000 00 381 LAMINADOS & BLINDADOS SAS
- *NO SE RECIBEN PAGOS EN EFECTIVO. FAVOR REALIZAR CONSIGNACIÓN EN LAS CUENTAS ANTERIORES O SOLICITE LINK DE PAGO. ESCRIBIR: BOMAR COMPROMISANTE + telefono@laminadosyblindados.com

Firma Revisado y Aprobado



COTIZACION	
Número:	325180
Fecha:	10/13/2023
Página:	1 de 1

cliente:	CLIENTE TEMPORAL	Forma de pago	CTD CONTADO	Fecha vcto	10/13/2023
Contacto:	CLIENTE TEMPORAL	Vendedor			
Nit o C.C.:	999999999	TUVALREP S A S			
Dirección:	BOGOTA	Docto Alt	Moneda		
Ciudad:	Bogotá, D.C.	COP			
Teléfono:	3713386	Código: 999999999			

Item	Descripcion	Peso Unit Kg	Bodega	U.M	Cantidad	Peso Total Kg	Precio unit	Dcto	Sub total
4101416	MT TUBO 4 AC CC SCH10 RAN ROJA MECH-6	8.37	1001	MTS	18.00	150.64	\$87,400	20 %	\$1,258,560
4101513	MT TUBO 2 AC CC SCH10 RAN ROJA MECH-6	3.93	1001	MTS	48.00	188.51	\$37,800	20 %	\$1,451,520
4121313	TEE 2 RANURADA	0.90	1001	UND	3.00	2.70	\$19,900	20 %	\$47,760
4120116	CODO 4 RANURADO	2.06	1001	UND	1.00	2.06	\$41,950	20 %	\$33,560
4120113	CODO 2 RANURADO	0.57	1001	UND	5.00	2.85	\$12,900	20 %	\$51,600
4120213	SEMICODO 2 RANURADO	0.48	1001	UND	1.00	0.48	\$12,000	20 %	\$9,600

PESO TOTAL: 347.24 KG

IVA REGIMEN COMUN - NO SOMOS GRANDES CONTRIBUYENTES DE RENTA
FAVOR ABSTENERSE DE PRACTICAR RETENCION DE INDUSTRIA Y COMERCIO SOMOS GRANDES CONTRIBUYENTES DE ICA EN BOGOTA
RESOLUCION DDI-023769 DEL 21/11/2021
POR FAVOR REALIZAR CONSIG/TRANSF A: BANCOLOMBIA CUENTA CORRIENTE 22792155522; BANCO DE OCCIDENTE CUENTA CORRIENTE
250070851. ENVIAR SOPORTE DE PAGO AL CORREO: pagos@tuvalrep.com.co

LOS PRECIOS DE LA PRESENTE COTIZACION TIENEN UNA VALIDEZ DE 8 DIAS CALENDARIO Y LAS CANTIDADES ESTAN SUJETAS A DISPONIBILIDAD DEL PRODUCTO; EN CASO DE ADJUDICACION PARCIAL LOS PRECIOS OFERTADOS ESTAS SUJETOS A REVISION.

OBSERVACIONES

Total bruto	Descuentos	Sub total	Vlr impuestos	Total
\$3,565,750	\$713,150	\$2,852,600	\$541,993	\$3,394,593

ricaurtef

ricaurtef

ELABORADO

APROBADO

RECIBIDO