



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**Diseño y construcción de un
banco dinamométrico para
motores de hasta 500 hp**

TESIS

Que para obtener el título de

Ingeniero Mecánico

P R E S E N T A N

Iván Adrián Farfán Canales

José Ricardo Vázquez De Diego

DIRECTOR DE TESIS

M.I. Francisco González Pineda



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2024

ÍNDICE

ÍNDICE	2
OBJETIVO	4
AGRADECIMIENTOS	4
INTRODUCCIÓN	5
CAPÍTULO 1: DINAMÓMETROS	7
1.1 Dinamómetros de uso automotriz	10
1.1.1 Dinamómetro de chasis	10
1.2 Dinamómetro de banco	15
1.2 Tipos de frenos	17
1.2.1 Frenos mecánicos	17
1.2.2 Frenos hidráulicos	18
1.2.3 Frenos de transmisión	21
1.2.4 Frenos eléctricos	21
CAPÍTULO 2: DISEÑO MECÁNICO DEL DINAMÓMETRO	27
2.1 Análisis y delimitación del problema	28
2.2 Diseño conceptual	33
2.2.1 Chasis inferior	34
2.2.2 Chasis superior y fijación de la PAU	43
2.2.3 Fijación del motor	48
2.3 Desarrollo de la solución	50
CAPÍTULO 3: CONSTRUCCIÓN	68
3.1 Fabricación	68
3.1.1 Chasis inferior	68
3.1.2 chasis superior y fijación de la PAU	76
3.1.3 Fijación del motor	82
3.2 Ensamble	82
3.2.1 Chasis inferior	82

3.2.2 Chasis superior y fijación de la PAU	85
3.2.3 Fijación del motor	86
CAPÍTULO 4: Caracterización del motor utilizado	89
4.1 Parámetros importantes	90
4.2 Emisiones contaminantes	92
CAPÍTULO 5: Resultados y Conclusiones	95
5.1 Resultados de la parte de diseño	95
5.2 Resultados de la parte de construcción	98
5.3 Conclusiones	99
ANEXOS	100
ANEXO 1 Especificaciones del retarder Telma AC 61-25 Retarder	101
ANEXO 2 Especificaciones de las chumaceras SKF	109
ANEXO 3 Especificaciones Rodamiento UC210	117
ANEXO 4 Especificaciones del motor	118
ANEXO 5 Plano chasis inferior	119
ANEXO 6 Plano chasis superior y fijación de la PAU	120
ANEXO 7 Plano fijación del motor	121
ANEXO 8 Explosivo Dinamómetro	122
BIBLIOGRAFÍA	123
Referencias	123

OBJETIVO

Diseñar y construir un banco dinamométrico para motores de hasta 500 HP. Este banco será modular, facilitando la tarea de montar y desmontar distintos motores para hacer pruebas de diversos tipos, de manera segura y precisa, por ejemplo: pruebas con aditivos, combustibles alternativos, para obtener curvas características, etc. Pruebas hechas con instrumentación desarrollada por la UNICE.

AGRADECIMIENTOS

Agradecemos el apoyo que nos brindó la DGAPA a través del **Proyecto PAPIIT IG 100 222 Modificaciones estimadas del parque vehicular en la Ciudad de México hacia las décadas 30's y 40's, así como su impacto en las emisiones de contaminantes atmosféricos criterio y gases de efecto de invernadero**, para la realización de esta tesis.

También queremos agradecer a los compañeros de servicio social que apoyaron en la manufactura de dicho dinamómetro.

Especialmente a Jatiziri López Reyes por desarrollar la instrumentación para el dinamómetro, a Hugo Yosef Aguilar Bastida por desarrollar el control del freno y la manufactura de las placas para los circuitos electrónicos y a Angel Moisés Valle Analco por el desarrollo del control de acelerador.

INTRODUCCIÓN

La UNICE (Unidad de Investigación y Control de Emisiones) es un grupo de investigación formado por profesores e investigadores de la Facultad de Ingeniería y del Instituto de Ingeniería, así como de estudiantes de licenciatura y posgrado. Donde se abordan varias líneas de investigación, incluyendo las nuevas tecnologías en el tren motriz de los vehículos; para ello cuentan con un dinamómetro de chasis y uno de banco para motores de hasta 350 HP, además de un banco dinamométrico para motocicletas. Este tipo de investigación sólo lo realizan tres instituciones en el país: Instituto Mexicano del Petróleo, La Secretaría del Medio Ambiente y Recursos Naturales y el Centro de investigaciones en materiales avanzados.

Sin embargo, se observó que el dinamómetro de banco de la UNICE tiene ciertas fallas de diseño. La más importante es la dificultad para instalar de manera rápida el motor a ensayar, así como la alineación de la PAU (Unidad de Absorción de Potencia por sus siglas en inglés) respecto al motor, que genera vibraciones de tal magnitud que afectan el funcionamiento de la celda de carga. Sin olvidar que está limitado a una potencia máxima de 350 HP, lo que disminuye la cantidad de motores en los que se pueda hacer un estudio.

De lo anterior surgió la necesidad de contar con un equipo más robusto para poder hacer pruebas en Motores de Combustión Interna Encendidos por Chispa (MECH) y Encendidos por Compresión (MEC). Lo que motivó el diseño y construcción de un dinamómetro de banco de hasta 500 HP.

El dinamómetro por diseñar y construir deberá mejorar el diseño de su homólogo de 350 HP, atender a diversas condiciones de operación, entre las

que resaltan: resistencia a las cargas aplicadas, versatilidad para el ensayo de una amplia variedad de motores, espacios para una adecuada instrumentación (instalación de sensores y actuadores) que permita medir y controlar los parámetros deseados. También se intentará optimizar los costos de los materiales y manufactura para obtener una propuesta económica y de este modo poder competir con los dinamómetros existentes en el mercado actual.

Las pruebas que se realizarán en este dinamómetro tienen la intención de reproducir los ciclos de manejo con que cuenta la UNICE y que son representativos de la Ciudad de México y la zona metropolitana al igual que en las carreteras cercanas a dicha zona. Con la finalidad de tener la información del comportamiento de las emisiones de este tipo de fuentes móviles, y con esto proponer alternativas para mejorar las condiciones de los gases emitidos a la atmósfera. Además, dicho dinamómetro pretende ser la base para realizar ensayos de diversos tipos de motores y así poder estudiar el impacto que se tendría al probar combustibles alternos como el bio-diésel, bio-etanol o mezclas de gasolina con el objetivo de obtener mejoras a las condiciones ambientales existentes.

Por estas razones es indispensable que la universidad cuente con los equipos adecuados para realizar ensayos en motores MEC y MECH.

CAPÍTULO 1: DINAMÓMETROS

La palabra “dinamómetro” proviene de las palabras griegas dynamis que significa fuerza y del sufijo metron que quiere decir medida [1], por lo cual, se puede describir al dinamómetro como un dispositivo para medir fuerzas. En el caso de un dinamómetro para aplicaciones automotrices, se mide el par de fuerzas o el torque generado por el vehículo o motor sometido a prueba; que, al realizar operaciones matemáticas con la velocidad angular, medida por un tacómetro, da como resultado la potencia generada al freno por el motor o vehículo.

Se puede definir al torque o par de fuerza como el producto del brazo de palanca por la fuerza que tiende a producir la rotación alrededor de un punto. En una definición alterna según Trietley [2], el torque es igual a la fuerza tangencial aplicada, multiplicada por la distancia de esta fuerza al eje, por lo anterior sus unidades son unidades de fuerza y distancia como lo son los Newton-metro, kilogramos-metro, etc. La medición de este, en la mayoría de las ocasiones es cuantificada por la deformación de un elemento elástico, en este caso ese elemento elástico es la celda de carga.

Existen dos métodos principales para la medición del torque, el primero es estático, que se utiliza principalmente en la comparación de parámetros, es decir que este método se utiliza para los torquímetros; el uso más común es para revisar el apriete correcto de los tornillos. El segundo es el método dinámico el cual está más relacionado con la determinación de la potencia mecánica, como la potencia requerida o como la potencia generada.

Como menciona Sirohi [3] existen tres principales tipos de dinamómetros los cuales son:

- Dinamómetros de absorción: Estos absorben la energía mecánica a la par que se mide el momento de torsión o torque, por lo que estos son útiles para medir la potencia generada por fuentes de potencia como lo son motores. Estos generalmente son mecánicos, el más conocido es el *freno de Prony*.
- Dinamómetros impulsores: Estos miden el momento de torsión o la potencia y al mismo tiempo suministran energía a los dispositivos que se van a someter a prueba. Estos resultan útiles para determinar las características de operación de bombas y compresores.

Por lo general son eléctricos como lo son los:

- Dinamómetro de corrientes parásitas.
- Dinamómetro o generadores de CD.
- Motores y generadores de CD.
- Motores y generadores de AC.
- Dinamómetros de transmisión: Estos son colocados en lugares específicos con el propósito de detectar el torque o momento de torsión, comúnmente se les conoce como medidores de momento de torsión. Estos tienen el principio de funcionamiento de barras de torsión las cuales se tuercen por el torque o momento de torsión.

Otra clasificación de los dinamómetros depende de su principio de funcionamiento, se pueden distinguir 2 grandes grupos: los inerciales y los de unidad de absorción de potencia. Los dinamómetros inerciales son utilizados para estimar la potencia y par de un motor y su principio de funcionamiento es la aceleración de una masa conocida en un intervalo de tiempo. Con este cambio de aceleración y conociendo dicho periodo de tiempo se puede calcular la potencia requerida y a partir de este último dato se estima el par del motor. Estas se hacen al medir de forma constante el giro de la masa inercial,

al tener un cambio de aceleración se puede calcular la potencia requerida para dicho cambio. La ecuación para el cálculo de la potencia es [4]:

$$P = \frac{W}{\Delta t} \quad (1)$$

$$W = \Delta E_c = E_{c_2} - E_{c_1} = \frac{1}{2} I \omega_2^2 - \frac{1}{2} I \omega_1^2 \quad (2)$$

Donde:

W es el trabajo realizado para cambiar la energía cinética de la masa.

E_c es la energía cinética.

P es la potencia calculada.

I es el momento de inercia de la masa conectada al motor.

ω es la velocidad angular de la masa.

Para los dinamómetros que cuentan con una unidad de absorción de potencia (PAU), esta busca oponerse al movimiento producido por el motor o vehículo sometido a prueba. La PAU está montada de manera basculante, por lo que al generar la oposición esta tiene una reacción que se mide en la celda de carga. Conociendo la distancia entre el eje de la PAU y la ubicación de la celda de carga es posible calcular el torque generado por el motor o vehículo sometido a prueba y al mismo tiempo se mide la velocidad de giro. Con lo

anterior se puede calcular tanto la potencia como el torque las ecuaciones utilizadas son:

$$P = T \times \omega \quad (3)$$

$$T = Fc \times d \quad (4)$$

Donde:

P es la potencia absorbida por la PAU.

T es el par de torsión aplicado al motor.

Fc es la Fuerza registrada por la celda de carga.

d es la distancia entre el centro de giro de la PAU y la celda de carga.

ω es la velocidad angular de la PAU.

Estos últimos pueden hacer ensayos a velocidades constantes, a comparación de los dinamómetros de inercia. Además de que también pueden ser utilizados como inerciales al no colocar ninguna resistencia en la PAU.

1.1 Dinamómetros de uso automotriz

Los dinamómetros que se utilizan en el ámbito automotriz para realizar ensayos son principalmente de dos tipos: de banco si solamente es necesario el motor y de rodillos (o de chasis) cuando se hace uso de todo el vehículo.

1.1 Dinamómetro de chasis

Estos equipos están diseñados para realizar pruebas directamente sobre vehículos, como se observa en la imagen 1.1, para lo anterior disponen de 1 o más rodillos en los cuales las llantas del vehículo sometido a prueba son colocadas. Con la información que se menciona en la página del Centro Nacional de Metrología (CENAM), un dinamómetro de chasis es un equipo auxiliar en las pruebas de aceleración simulada (PAS) empleadas para la medición objetivo de las emisiones vehiculares conforme a la Norma Oficial Mexicana NOM-047-SEMARNAT-2014 relativa a la verificación de los límites de emisión de contaminantes provenientes de los vehículos automotores en circulación.

Como se mencionó anteriormente estos dinamómetros tienen la capacidad de simular pruebas de aceleración o ciclos de manejo mediante algún tipo de dispositivo que genere resistencia al rodamiento. Este tipo de dinamómetro está conformado por uno o más rodillos conectados por medio de una banda a las masas inerciales o a la unidad de absorción de potencia.

Una forma cada día más común para medir los parámetros de interés es la instrumentación y control vía software, esto para que se pueda tener un control más sencillo y desde un solo dispositivo como lo puede ser una computadora de escritorio. Este control puede tener la capacidad de manipular la cama de aire que permite subir y bajar el vehículo para permitir su acceso o salida, así como, un control, en el caso que se cuente con una PAU, de la intensidad de la resistencia generada.

Este tipo de dinamómetro son usados típicamente para:

- Comprobación de las prestaciones de un vehículo automotor.

- Verificaciones de emisiones contaminantes de un vehículo automotor.



Imagen 1.1: Dinamómetro de rodillos de la UNICE

Además de los dinamómetros para automóviles ligeros de 4 llantas se tienen los dinamómetros de rodillo para motocicletas, los cuales cumplen las mismas funciones que los diseñados para automóviles, con la principal diferencia que estos tienen unas capacidades menores y en la mayoría de los casos la inexistencia de una cama de aire. Estos dinamómetros son como los que se muestran en la imagen 1.2.



Imagen 1.2: Dinamómetro para motocicletas de la UNICE

Al igual que se tienen dinamómetros para motocicletas, también existen dinamómetros para vehículos pesados, es decir, autobuses y tractocamiones, un ejemplo de los dinamómetros anteriormente mencionados se pueden ver en la imagen 1.3.



Imagen 1.3: Dinamómetro de chasis para camiones [5].

Para tener una idea cuantitativa de las características de los dinamómetros anteriormente descritos se presenta en la siguiente tabla 1.1, una comparación de las especificaciones de los distintos dinamómetros según su aplicación. La información se obtuvo de diversos modelos de la marca MAHA, de origen alemán.

	Dinamómetro para motocicletas	Dinamómetro para Automóviles	Vehículos para camiones
Modelo	MSR 400	MSR 500/2 CAR 4WD	R200/2 DIVIDED
Exactitud	+/- 2%	+/- 2%	+/- 2%
Voltaje de funcionamiento	400 V 50 Hz	400 V 50 Hz	400 V 50 Hz
Fusible	16 A	63 A	63 A
Peso del dinamómetro	270 kg	1300 kg	2500 kg

Peso máximo soportado por eje	1000 kg	2500 kg	15000 kg
Diámetro del rodillo	400 mm	504 mm	318 mm
Masa inercial	150 aprox kg	280 aprox kg	-----
Presión máxima de aire	7 bar	7 bar	----- -
Velocidad máxima	320 km/h	300 km/h	200 km/h
Potencia a las ruedas máxima	>350 kW	260 kW	300 kW
Potencia del freno	-----	2X 22 kW	2X 150 kW

Tabla 1.1 Diferencia entre dinamómetros para motocicletas, autos y camiones

1.2 Dinamómetro de banco

Un dinamómetro de banco permite hacer mediciones con el motor conectado por medio de un eje a un dispositivo que absorbe la potencia de este (PAU), permitiendo emular condiciones de carga semejantes a las de trabajo de dicho motor [6].

Estos dinamómetros permiten, de manera similar a sus homólogos de chasis, la posibilidad de caracterizar motores (curvas características, par mecánico, consumo de combustible, etc.), con la bondad de facilitar el diagnóstico de cualquier tipo de problema como sobrecalentamiento, fallas intermitentes, eléctricas, mecánicas, etc.[7]

Como se mencionó anteriormente este tipo de dinamómetro no necesita de todo el vehículo para poder realizar pruebas, por lo que su uso va más allá de los motores de vehículos pues se pueden hacer pruebas a motores estáticos como los son los motores para generadores, compresores, entre otros. Dependiendo del tipo de prestaciones del motor que se desee probar será el tipo de dinamómetro que se tenga que usar, dado que estos se escogen en función del par, RPM y la potencia. Para ilustrar esto se buscó información en Taylor Dynamometer, comparando tres tipos de dinamómetros en la tabla 1.2.

	Dinamómetro hidráulico	Dinamómetro de corriente alterna	Vehículos de corrientes parásitas
Modelo	DX3200	DA900	DE720
Potencia máxima en kW	2237	746	720
Par mecánico en Nm	13085	4747	4500
Velocidad máxima en rpm	4000	3000	3750
Constant torque range en rpm	-----	0-3000	-----
constant power range en rpm	-----	3000-5100	-----
decreasing power range en rpm	-----	5100-8500	-----

Tabla 1.2: Diferencias entre dinamómetros marca Taylor [8]

1.2 Tipos de frenos

Como se mencionó al inicio de este capítulo, los dinamómetros deben de absorber la energía del vehículo sometido a prueba, para lo anterior se utilizan distintos tipos de frenos o unidades de absorción de potencia o en su defecto masas inerciales. A continuación, se mencionan los principales tipos de freno o unidad de absorción de potencia, la clasificación se realiza mediante su principio de funcionamiento.

1.2.1 Frenos mecánicos

Estas PAU entran en la categoría de absorción, el más conocido y sencillo de este tipo es el freno Prony, en el cual la energía mecánica se absorbe y se transforma en calor provocado por la fricción. Esta fricción se provoca mediante un volante, que es el que sale de la máquina en este caso dicha salida es la salida del motor o rodillos y con algún material que se desgaste para evitar el desgaste del volante; una representación de dichos frenos se ve en la figura 1.4. El momento de torsión que se genera en este se puede caracterizar por la siguiente fórmula [3]:

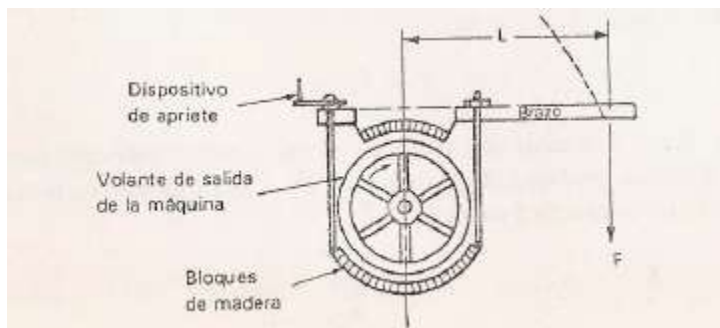


Figura 1.4: esquema de un freno Prony [3]

$$T = FL \quad (5)$$

Donde:

T es el momento de torsión

F es la fuerza medida por medio de un instrumento convencional de medición de fuerzas

L es la longitud de brazo de palanca

Un instrumento convencional de medición de fuerzas puede ser una balanza o celdas de cargas.

La potencia que estos disipan se calcula utilizando la siguiente fórmula:

$$P = 2\pi TN = \frac{2\pi FrN}{60} \quad (6)$$

Donde:

P es la potencia dada en watts

F es la fuerza medida en el radio, dada en newtons

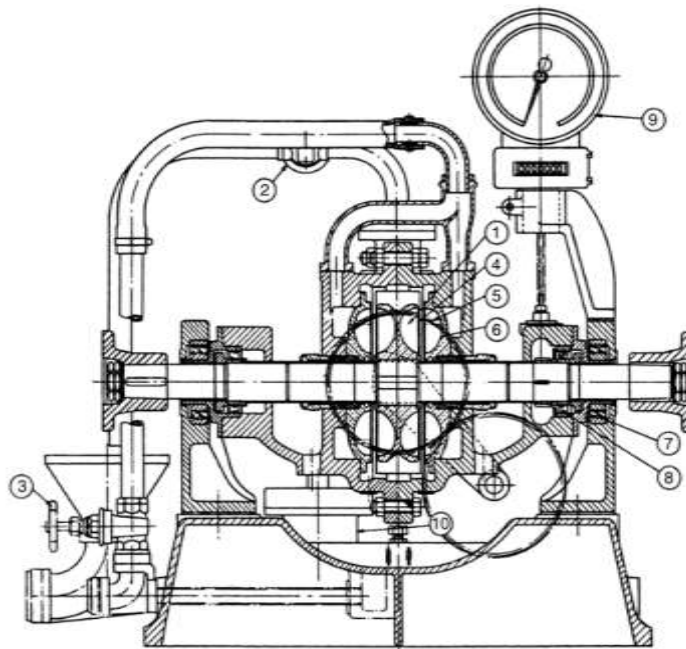
r es la longitud del brazo de reacción en metros

N es la velocidad angular dada en RPM

Las ventajas que tienen este tipo de freno es que son de bajo costo, pero no tienen la capacidad de mantener una carga específica. Actualmente, este tipo de unidades se encuentran en desuso debido a que para grandes potencias se necesita ser de gran tamaño.

1.2.2 Frenos hidráulicos

El tipo de freno más utilizado es el de Froude, en este el rotor y el estator tienen una geometría elíptica y se encuentran enfrentados dentro de una carcasa con agua (figura 1.5). En estos frenos se busca transmitir el movimiento del agua contenida del rotor hacia el estator. Debido a la geometría del estator y rotor, al momento de girar este último el agua describe una trayectoria helicoidal que va hacia el estator y regresa al rotor pero con una velocidad menor a la de su salida. La disminución de la velocidad está relacionada con un aumento en la temperatura del agua utilizada por lo que para poder utilizar estos frenos es necesario un sistema de enfriamiento [4].



Typical cross-section through casing of Froude dynamometer, type DPX

- | | |
|------------------------------------|-----------------------------|
| (1) Rotor | (6) Casing liners |
| (2) Water outlet valve | (7) Casing trunnion bearing |
| (3) Water inlet valve | (8) Shaft bearing |
| (4) Sluice plates for load control | (9) Tachometer |
| (5) Water inlet holes in vanes | |

Figura 1.5: sección transversal típica de un freno hidráulico tipo DPX[9]

Existen dos variantes muy usadas de este tipo de freno: de llenado constante y de llenado variable. Estas dos se diferencian entre sí por la manera en la que se varía el par; en el primero se agregan o quitan paletas para controlar la extensión de la trayectoria del agua que sale del rotor. El segundo se controla con la cantidad de agua que entra en el freno.

1.2.3 Frenos de transmisión

Este tipo de frenos son dispositivos pasivos y están destinados principalmente para medir el momento de torsión haciendo uso de tubos o barras cilíndricas. Cuando el tubo tiene una carga, este se deforma, dicho comportamiento lo describe la ecuación 1.7 y se relaciona con el momento de torsión con la ecuación 1.8 [3].

$$\varepsilon_{45^\circ} = \pm \frac{Tr_0}{\pi G(r_0^4 - r_1^4)} \quad (7)$$

$$\phi = \frac{2Tl}{\pi G(r_0^4 - r_1^4)} \quad (8)$$

donde:

G es el módulo de esfuerzo cortante

ϕ es la rotación en radianes

l es la longitud del tubo

r_0 es el radio interior

r_1 es el radio exterior

Si se requiere mayor sensibilidad se puede disminuir la pared del tubo

1.2.4 Frenos eléctricos

Estos dinamómetros entran en las categorías de absorción, así como impulsores. Una forma muy sencilla de ver a estos dinamómetros es que

cualquier forma de motor eléctrico se puede utilizar como uno, pero es mucho más eficiente el uso de dinamómetros diseñados para dicho propósito. Como mencionó anteriormente Sirohi [3] la clasificación es:

- Dinamómetros de corrientes parásitas
- Dinamómetros de CD
- Motores y generadores de CD
- Motores y generadores de CA

1.2.4.1 Dinamómetros de corrientes parasitas

Este tipo de dinamómetros entra estrictamente en la categoría de absorción. El principio de operación es el hacer girar uno o dos platos dentro de un campo magnético, este se produce mediante bobinas colocadas perpendicularmente a los discos que son alimentados por medio de una fuente de poder. A estas unidades de absorción se les conoce comúnmente como freno electro-magnético, de corrientes parásitas o de Eddy. Las ecuaciones que gobiernan su comportamiento son las mismas que las que se presentaron para los frenos mecánicos.



imagen 1.6: Dinamómetro de corrientes parásitas o Eddy [10]

Las partes que componen a estos frenos se pueden dividir en dos grandes componentes el rotor y el estator, estas dos partes, se pueden ver como la parte interna y los rotores los discos que tiene en su exterior como se puede ver la imagen 1.6. En el estator se tiene instalado las bobinas encargadas de generar el campo magnético, así como el brazo encargado de transferir la fuerza a la celda de carga. El rotor son dos discos en los cuales se conecta el motor o rodillos para generar la resistencia para la prueba. Este tipo de frenos están sujetos por medio de una fijación basculante en los centrales del freno [3].

Las ventajas de este tipo de freno son que es controlado con facilidad haciendo variar la corriente eléctrica que circula por las bobinas. La desventaja es que

a velocidades iguales a cero no se tiene ningún momento y solo se produce cuando se tiene una velocidad distinta a cero.

1.2.4.2 Dinamómetros de CD

Este es el más versátil y exacto de todos, este es una máquina de CD montada sobre cojinetes de baja fricción. Este se puede acoplar a dispositivos absorbedores o a generadores de potencia, es decir que se pueden conectar como un motor o como un generador, cuando es utilizado como un dinamómetro de absorción, este se comporta como un generador, la potencia generada por el generador es disipada por resistencias colocadas en el exterior del dinamómetro o en algunas situaciones esta potencia se almacena para su uso, en donde se utiliza el mismo principio de un ensamble basculante para poder transferir la fuerza a la celda de carga. Cuando es utilizado como impulsor este se desempeña como un motor, la utilización de este modo trae ciertos problemas como lo es la obtención de una fuente adecuada de potencia de CD, para eso se requiere un generador de CD impulsado por un motor de CA o bien una fuente rectificadora[3].

Las ventajas de este tipo de dinamómetros son que estos son ajustables, es decir que pueden suministrar cualquier momento de torsión desde cero hasta el valor máximo de diseño, es decir desde una velocidad igual a cero hasta la llamada velocidad base o el momento de torsión máximo y por lo tanto la potencia máxima. En velocidades superiores a esta es importante reducir el momento gradualmente de modo que se mantenga una potencia menor que el valor máximo de diseño.

1.2.4.3 Motores de CD

Otra forma de medir potencia y torque es mediante el uso de motores generadores, esto resulta factible cuando se utiliza maquinaria de CD en lugar

de CA. Estos se pueden utilizar tanto en una configuración de absorción o de impulsión. Al medir la reacción del momento de torsión y la velocidad, se puede calcular la potencia. El ajuste de la velocidad se realiza mediante el control de la corriente que este consume [3].

La ventaja de esta configuración es la capacidad de medir de 2 formas diferentes las cuales son en el modo de funcionamiento de motor o de generador. La medición por medio de las características de velocidad del motor o generador. Si se utiliza como generador la potencia se calcula con la siguiente fórmula:

$$\begin{aligned} & \textit{potencia absorbida por el sistema} \\ & = \frac{\textit{salida del generador en kilowatts}}{\textit{eficiencia}} \end{aligned} \quad (9)$$

$$\textit{potencia absorbida por el sistema} = \frac{e \times i}{1000 (\textit{eficiencia})} \quad (10)$$

Donde:

e es el voltaje.

i es la corriente eléctrica en amperes.

Si se utiliza en forma de motor

$$\begin{aligned} & \text{entrada de potencia al sistema} \\ & = \text{entrada de potencia al motor en kilowatts} \times \text{eficiencia} \end{aligned} \quad (11)$$

$$\text{entrada de potencia al sistema} = \frac{e \times i \times \text{eficiencia}}{1000} \quad (12)$$

Donde:

e es el voltaje.

i es la corriente eléctrica en amperes.

Para ambos casos el momento de torsión está dado por:

$$T = \frac{60P}{2\pi N} \quad (13)$$

Donde

T es el momento de torsión

P es la potencia dada en watts

N es el número de vueltas por minuto (RPM)

CAPÍTULO 2: DISEÑO MECÁNICO DEL DINAMÓMETRO

En este capítulo se planteó el desarrollo del diseño del dinamómetro, de acuerdo a los requisitos solicitados por la UNICE. Se realizó investigación documental en cuanto a normas nacionales e internacionales, especificaciones de los componentes a utilizar, propiedades de los aceros a utilizar, metodologías de diseño y métodos de fabricación tradicional como manufactura por control numérico.

La palabra diseño proviene de latín designare que significa designar o delimitar [11] , si nos referimos al diccionario de la Real Academia Española tiene distintas definiciones y la más adecuada para este caso es: Traza o delineación de un edificio o de una figura [12]. Desde un punto de vista ingenieril, Norton en su libro “diseño de máquinas” dice que “El diseño en ingeniería se define como el proceso de aplicación de varias técnicas y principios científicos, con la finalidad de definir un dispositivo, un proceso o un sistema con el detalle suficiente que permita su realización” [11].

El proceso de diseño mecánico se realiza de manera ordenada en distintas fases o etapas, lo anterior se puede concretar en:

Análisis y delimitación del problema

Diseño Conceptual.

Desarrollo de la solución.

Construcción.

Para verificar que cada fase se completó de manera satisfactoria se debieron evaluar los resultados obtenidos; esta evaluación permitió analizar si fue correcta la decisión efectuada o si fue necesario regresar a modificar dicha fase.

Este capítulo solo se enfocó en las primeras 3 fases. La construcción, dado que es un proceso más largo, se le dio un capítulo aparte.

2.1 Análisis y delimitación del problema

En esta fase fue importante delimitar de manera específica lo que se buscaba solucionar. Para ello están los requisitos y necesidades planteados por la UNICE, las normas aplicables y las recomendaciones dadas por los usuarios finales.

El objetivo principal: Diseñar y construir un dinamómetro de banco de corrientes parásitas que permita a la UNICE realizar pruebas en motores de combustión encendidos por chispa (MECH) y encendidos por compresión (MEC). Este dinamómetro de banco debe de ser: exacto, preciso, versátil, seguro y confiable como para soportar motores de hasta 500 HP.

Además de ese objetivo general también fue importante satisfacer las siguientes necesidades:

- Ser seguro, es decir, contar con medidas de seguridad suficientes.
- Ser confiable en sus mediciones.
- Utilizar material ya presente en el laboratorio o en caso de necesitar algo, que estos sean del menor costo posible.
- Tener un diseño modular para permitir montar motores de distintas dimensiones.
- Que provoque la menor cantidad de vibraciones cuando esté en funcionamiento.
- Utilizar la PAU que se tiene en la UNICE.
- Ser capaz de soportar un torque de 1250 Nm.
- Capacidad de rotar a una velocidad angular igual o mayor a 3000 RPM.
- Contar con una instrumentación capaz de medir las RPM generadas por el motor, el torque generado, la intensidad del freno utilizado y un analizador de gases.

De las necesidades anteriores se generó una lista de requerimientos, los cuales son mostrados en la tabla 2.1 al igual que su importancia en una escala de 0 al 5, siendo 0 poco importante y 5 muy importante.

Requerimiento	Importancia
Tener un factor de seguridad mayor a 2	5
Tener una exactitud del 98%	5
Comprar la menor cantidad de material adicional posible	3
Diseño modular	5
Disminuir al máximo las vibraciones en funcionamiento	4
Utilizar la PAU con la que se cuenta	5
Soportar un mínimo de 4000 RPM	5

Tabla 2.1: Matriz de importancia de los requerimientos.

De los requerimientos de la tabla 2.1 hay que resaltar la compatibilidad de la PAU con el motor que proporcionó la unidad, para saber si el intervalo de operación de RPM era compatible o si el par del freno sería suficiente para detener al motor en caso de ser necesario.

El freno con el que cuenta la UNICE es uno de corrientes parásitas marca Telma, modelo AC61-25 retarder. Esta PAU tiene las siguientes curvas características (imagen 2.1) en las que se pueden ver distintas fases de frenado dependiendo de la corriente y tensión consumidas. Las especificaciones completas de esta PAU se pueden ver en el anexo 1.

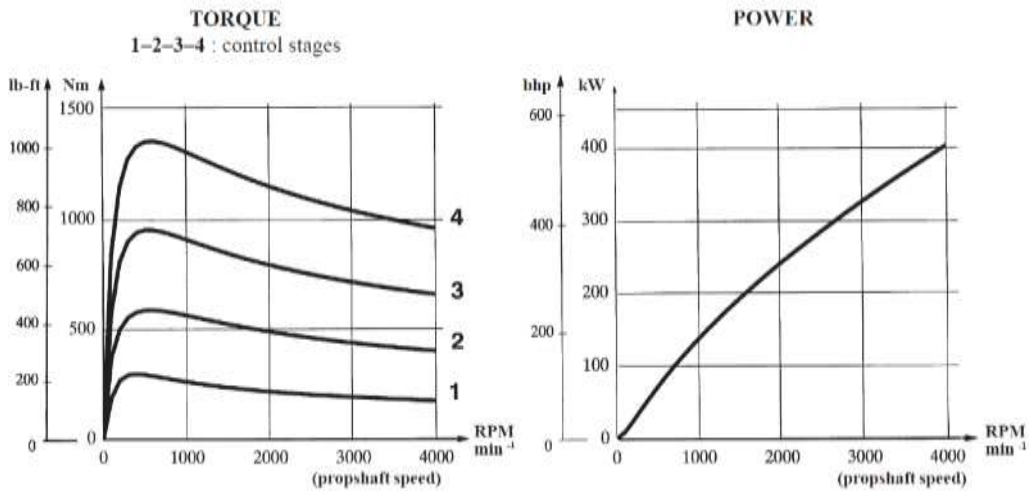


Figura 2.1: Curvas características del freno Telma AC61-25¹

En el lado izquierdo de la figura 2.1 se observan distintas curvas de absorción de torque dependiendo de la fase de frenado (1, 2, 3, 4) y en función de la velocidad angular del motor. Por lo tanto, se puede observar que este freno tiene su punto de absorción máximo en 1400 Nm en un intervalo de 0 a 1000 RPM aproximadamente, después de dicho intervalo este disminuye con tendencia casi lineal hasta 1000 Nm a una velocidad angular máxima de 4000 RPM.

Mientras que en el lado derecho de la figura 2.1 se muestra que la potencia máxima absorbida por el freno es de 400 kW o 536.4 HP a las 4000 RPM. Con estos datos, los mejores motores que pueden ser sometidos a prueba son los encendidos por compresión, esto debido a las bajas RPM que alcanzan y el gran torque que generan. Sin embargo, este freno puede ser utilizado con motores de encendido por chispa, pero sin superar las 4000 RPM ya que al exceder este valor se desconoce el comportamiento del freno.

¹ Especificaciones técnicas del freno AC61-25 retarder de Telma ver anexos

Conociendo el comportamiento de la unidad de absorción de potencia, su par y potencia que este freno puede soportar se puede calcular la capacidad máxima del banco dinamométrico para motores que en este caso como se mencionó anteriormente es de motores de hasta 500 HP.

Los valores anteriores se obtienen al utilizar las siguientes ecuaciones

Para el cálculo del torque:

- Dados en kg/m

$$\tau = F \times B \quad (14)$$

Donde:

- τ es el torque.
- F es la fuerza leída en la celda de carga en kg.
- B es el brazo de brazo de palanca desde el centro de rotación de la PAU hasta la celda de carga en m.

- Dado en N/m

$$\tau = F \times B \times G \quad (15)$$

Donde:

- τ es el torque.
- F es la fuerza leída en la celda de carga en kg.
- B es el brazo de brazo de palanca desde el centro de rotación de la PAU hasta la celda de carga en m.
- G es la gravedad.

Para el cálculo de la potencia:

- Dada en W

$$P = \tau \times \left(\frac{2\pi \times \omega}{60}\right) \quad (16)$$

Donde:

- P es la potencia en watts.
 - τ es el torque en N/m.
 - ω es la velocidad de rotación en RPM.
- Dada en HP

$$P = \frac{\tau \times \left(\frac{2\pi \times \omega}{60}\right)}{745} \quad (17)$$

Donde:

- P es la potencia en HP.
- τ es el torque en N/m.
- ω es la velocidad de rotación en RPM.

2.2 Diseño conceptual

Esta fase se puede considerar como el primer acercamiento a la solución final, ya que se realizó una serie de lluvias de ideas (reflejadas en cada iteración), cuyo objetivo fue dar posibles soluciones, sin reparo en modificarlas más adelante en el proceso de diseño por algún motivo en específico. Por ejemplo, que el costo por escoger una no fuese viable, que la geometría fuera muy complicada de realizar, etc.

Para organizar de manera más sencilla la lluvia de ideas y la descripción de cada una de las iteraciones, se dividió el dinamómetro en tres partes:

- Chasis inferior
- Chasis superior y fijación de la PAU
- Fijación del motor

2.2.1 Chasis inferior

Es el encargado de soportar el peso del dinamómetro y tener una interfaz de contacto con el suelo y la placa de fijación de la PAU. Debe tener la capacidad de poder mover el motor en una dirección longitudinal para poder adaptarse a las dimensiones de distintos motores.

Para el diseño de este componente se realizaron distintas iteraciones, orientando los cambios a la facilidad del mantenimiento posterior. Por ello se diseñaron con distintos métodos de ensamblaje, tanto permanentes como temporales. En el caso de un ensamble temporal se diseñó con tornillería de alta resistencia y para el ensamble permanente, con soldadura por electrodo revestido.

Cada iteración se etiquetó con números, como se muestra a continuación:

2.2.1.1 Primera iteración chasis inferior

En esta primera iteración se consideró un chasis inferior totalmente ajustable, es decir, se tienen 2 largueros sobre los cuales están atornilladas torres de nivelación y un par de travesaños con sus respectivas torres de nivelación. Toda la estructura se ancla al suelo con taquetes de expansión. El resultado se muestra en la imagen 2.2.



Imagen 2.2: CAD de la iteración 1 del chasis inferior

En la imagen 2.3 se ven los componentes que conforman el chasis, distinguidos con una etiqueta y detallando su función.

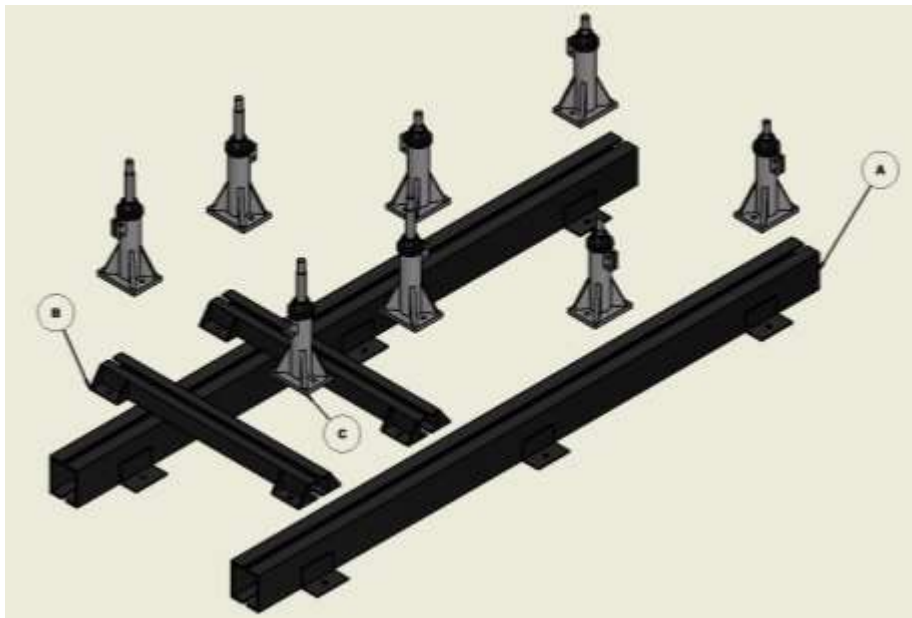


Imagen 2.3: Explosivo de la iteración 1

- A: Largueros encargados de soportar el peso del motor y de la PAU, así mismo tiene la función de riel para el ajuste de la distancia entre la PAU y el motor, así como la distancia entre los soportes del motor.
- B: Soportes de motor encargados de soportar el peso del motor y a su vez las torres de nivel, estos tienen la función de transmitir el peso del motor sometido a prueba a los largueros y dar rigidez al chasis.
- C: Torres de nivelación encargadas de ajustar la altura del motor como del soporte de la PAU para poder asegurar la alineación de los mismos.

En los largueros descansan las torres de nivelación para la PAU y el soporte del motor. La configuración de las torres permite un ajuste en la altura, tanto del freno como del motor para asegurar una compatibilidad con la mayoría de los motores que se vayan a probar en el dinamómetro. Los soportes del motor permiten que este modifique la distancia que se tiene entre la base de la PAU y el motor, al igual que la distancia entre cada soporte de motor y entre las torres. Lo anterior permite que se puedan utilizar motores cuyos soportes estén en distintas posiciones, es decir que se puede tener una parte frontal más angosta y una parte trasera más ancha o viceversa.

Las ventajas que se tienen con este diseño, como se mencionó anteriormente son: la posibilidad de montar distintos tipos de motores gracias a sus grados de libertad (al tener dichos grados de libertad es más sencilla la alineación del motor). Y la facilidad de brindarle mantenimiento, ya sea preventivo o correctivo, además de ser un diseño relativamente sencillo al tener pocas piezas.

Para este diseño se puede hacer el mantenimiento preventivo con la verificación del torque en cada tornillo y tuerca presente en el diseño. Mientras que el mantenimiento correctivo se haría con el cambio de algún componente,

como pueden ser: tornillos, tuercas, torres de nivelación, chumaceras, etc. El mantenimiento es sencillo debido a que en cualquiera de los casos, se necesitan herramientas sencillas, pues todos los tornillos y tuercas se encuentran a simple vista. Para el caso en que se requiera retirar los travesaños, solamente tendrían que deslizarse hacia los extremos ya que se encuentran por encima de los largueros. En el caso de las torres de nivelación del freno, estas se aflojan y se deslizan hacia la parte trasera del dinamómetro.

La principal desventaja es la falta de rigidez, debido a que es dada principalmente por los soportes del motor, al igual que los anclajes al piso que se tienen en los largueros.

2.2.1.2 Segunda iteración chasis inferior

Para esta segunda iteración se analizó la desventaja del diseño anterior y se modificó con la intención de aumentar la rigidez del chasis inferior. Con el análisis realizado se llegó a la conclusión que es necesaria la incorporación de tres travesaños, de los cuales dos sirven como soportes para el chasis superior (el soporte para la PAU) y el último solamente para dar rigidez. El chasis resultante se puede ver en la imagen 2.4.



Imagen 2.4: CAD de la iteración 2

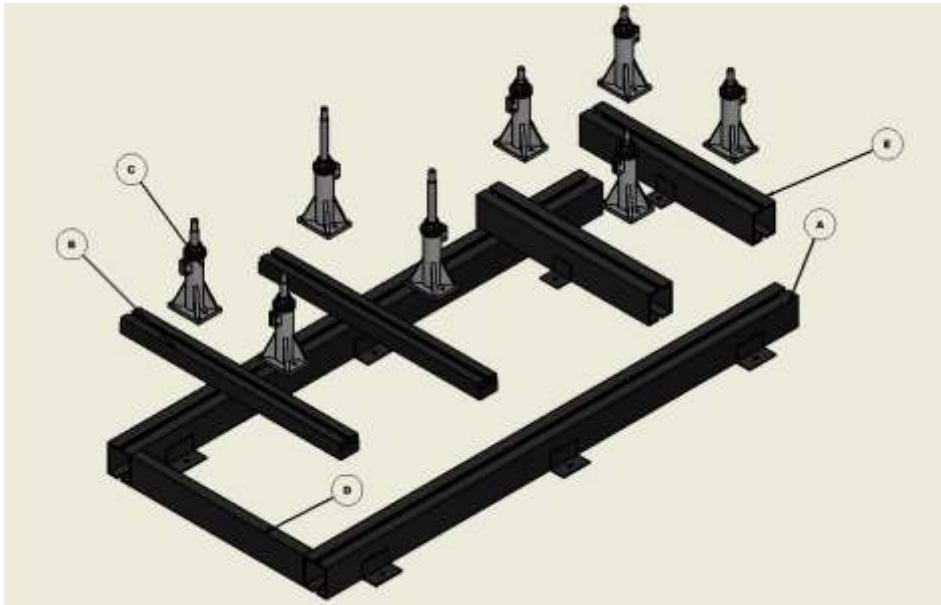


Imagen 2.5: explosivo de la iteración 2

En la imagen 2.5 se ven partes del chasis con un identificador que a continuación se describe cada uno y su función.

- A: Largueros encargados de soportar el peso del motor y de la PAU, así mismo tiene la función de riel para el ajuste de la distancia entre la PAU y el motor, así como la distancia entre los soportes del motor.
- B: Soportes de motor encargados de soportar el peso del motor y a su vez las torres de nivel, estos tienen la función de transmitir el peso del motor sometido a prueba a los largueros, al igual que dar rigidez al chasis.
- C: Torres de nivelación encargadas de ajustar la altura del motor como del soporte de la PAU para poder asegurar la alineación de los mismos.
- D: Travesaño frontal, encargado de aumentar la rigidez del chasis.
- E: Soportes transversales del freno, encargados de soportar las torres de nivelación para el soporte de la PAU.

En la imagen 2.5 se puede ver la incorporación de los travesaños, identificados con los incisos D y E, estos conectan a ambos largueros (A). Una de las principales modificaciones realizadas es la reubicación de las torres de nivelación para el soporte de la PAU.

En esta segunda iteración se plantea un chasis que ofrece una rigidez mayor al anterior. Para ello se agregan un par de travesaños, soldados a los largueros, que sirven como soporte para la fijación de la PAU; y un tercero en la parte frontal, lo que aumenta su rigidez. Los grados de libertad para la alineación del motor y del freno se tienen con el movimiento hacia delante y hacia atrás de los travesaños que sirven de soporte para el motor y con el movimiento hacia los lados de las torres de nivel.

La ventaja de este chasis, como se mencionó anteriormente, es que ofrece una mayor rigidez, sin embargo, a costa de un mantenimiento muy complicado; ya que es necesario cortar los cordones de soldaduras de los travesaños traseros que hacen la función de base del freno para poder reemplazar los tornillos que sujetan las torres de nivel si estos se barrieran o se cayeran. Pero al no tener tantas uniones atornilladas el mantenimiento periódico es nulo, ya que las uniones son permanentes.

2.2.1.3 Tercera iteración chasis inferior

En esta iteración se consideraron las ventajas y desventajas de las dos propuestas anteriores y se eligió una solución que opta por unir los travesaños a los largueros con tornillos y tuercas para facilitar el mantenimiento de las

torres de nivelación del soporte de la PAU, sin sacrificar la rigidez que la iteración anterior (imagen 2.6).

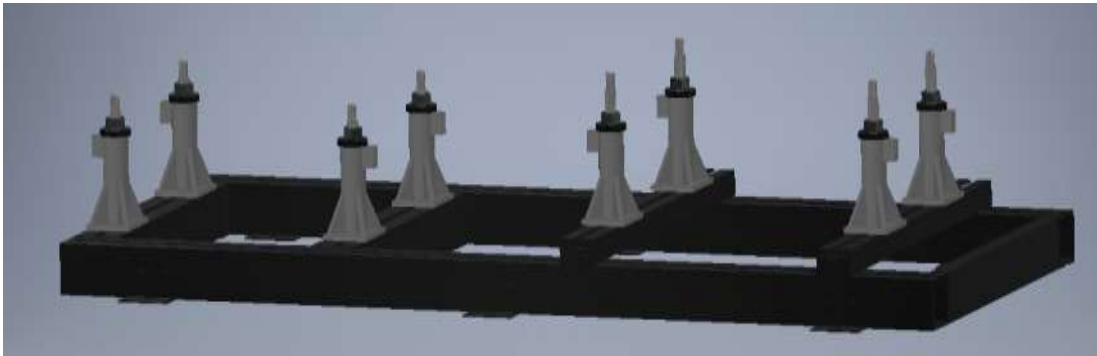


Imagen 2.6: CAD de la iteración 3

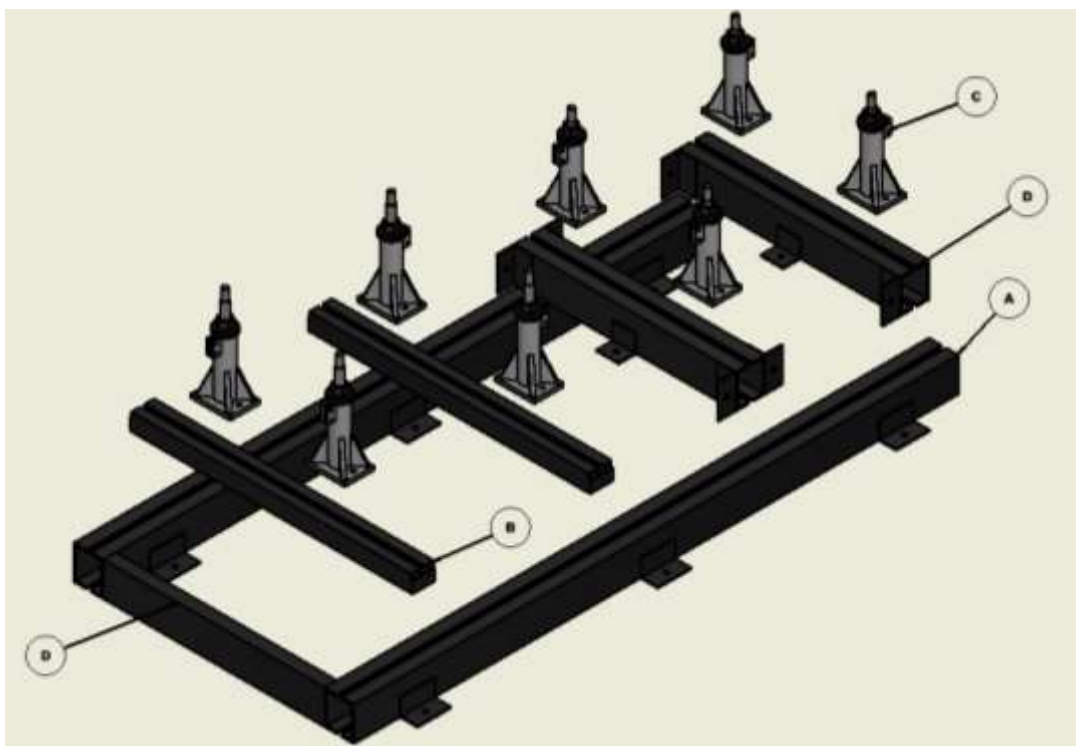


Imagen 2.7: explosivo de la iteración 3

En la imagen 2.7 se ven partes del chasis con un identificador que a continuación se describe cada uno y su función.

- A: Largueros encargados de soportar el peso del motor y de la PAU, así mismo tiene la función de riel para el ajuste de la distancia entre la PAU y el motor, así como la distancia entre los soportes del motor.
- B: Soportes de motor encargados de soportar el peso del motor y a su vez las torres de nivel, estos tienen la función de transmitir el peso del motor sometido a prueba a los largueros, al igual que dar rigidez al chasis.
- C: Torres de nivelación encargadas de ajustar la altura del motor como del soporte de la PAU para poder asegurar la alineación de los mismos.
- D: Travesaño frontal, encargado de aumentar la rigidez del chasis.
- E: Soportes transversales del freno, encargados de soportar las torres de nivelación para el soporte de la PAU.

La principal diferencia con respecto al chasis anterior es la capacidad de desarmar el banco dinamométrico, facilitando el mantenimiento preventivo y correctivo; o para almacenarlo, si es que se quisiera.

2.2.1.4 Cuarta iteración chasis inferior

En esta última iteración, satisfechos con la rigidez de la estructura, se modifica el chasis anterior al retirar las torres de nivelación para el chasis superior y son reemplazadas por unos espaciadores para ajustar el centro del plato de inercia del motor a estudiar con el eje de rotación de la PAU. La modificación anterior permite reducir la altura del centro de gravedad del dinamómetro con esto se obtiene un diseño más estable. Esta iteración se puede ver en la imagen 2.8.



Imagen 2.8: CAD de la iteración 4

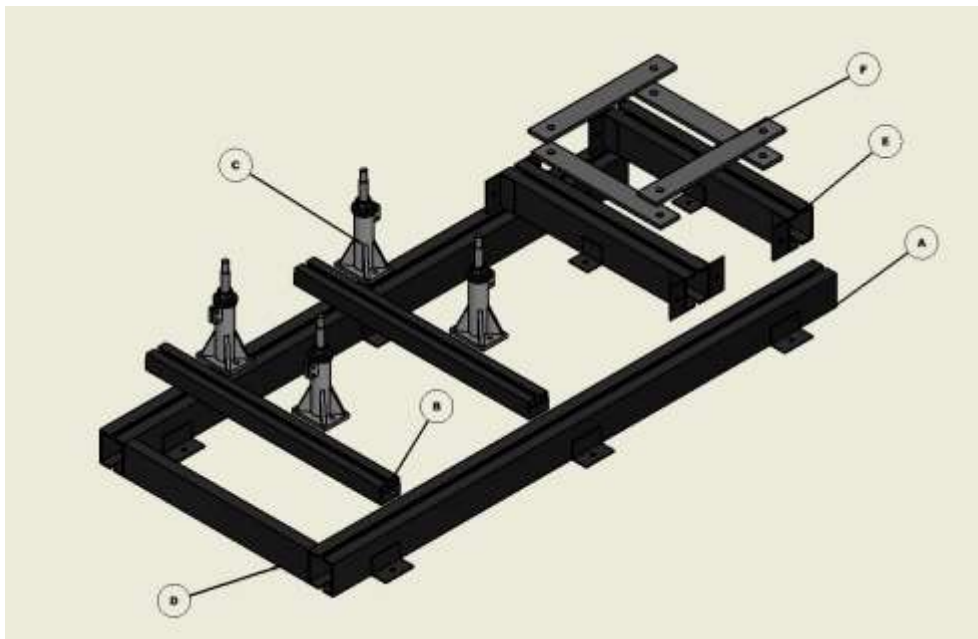


Imagen 2.9: Explosivo de la iteración 4

En la imagen 2.9 se puede ver el explosivo de la iteración, en el cual cada elemento tiene un identificador y a continuación se explica su función.

- A: Largueros encargados de soportar el peso del motor y de la PAU, así mismo tiene la función de riel para el ajuste de la distancia entre la PAU y el motor, así como la distancia entre los soportes del motor.

- B: Soportes de motor encargados de soportar el peso del motor y a su vez las torres de nivel, estos tienen la función de transmitir el peso del motor uno sometido a prueba a los largueros, al igual que dar rigidez al chasis.
- C: Torres de nivelación encargadas de ajustar la altura del motor para poder asegurar la alineación de la PAU y del motor.
- D: Travesaño frontal, encargado de aumentar la rigidez del chasis.
- E: Soportes transversales del freno, encargados de soportar las torres de nivelación para el soporte de la PAU.
- F: Placas elevadoras, encargadas de funcionar como un espaciador para asegurar la alineación del motor con el eje de rotación de la PAU.

2.2.2 Chasis superior y fijación de la PAU

Este chasis tiene la función de ser el soporte para la unidad de absorción de potencia que, como se explicó anteriormente, se encarga de aplicar una carga al motor sometido a prueba. Además, sirve como base para la celda de carga y del sensor para medir las RPM del motor.

Este chasis está sobre los soportes transversales del freno (travesaños). Para este diseño se realizaron distintas iteraciones, al igual que con el diseño del chasis inferior.

Para la fijación de la PAU se utilizan dos soportes para rodamientos de inserción marca SKF modelo SY 509 M, con rodamientos UC210. Esta opción se seleccionó porque sus especificaciones se adecuan a las necesidades que tiene el freno. El diámetro interno de las chumaceras es muy cercano al diámetro del eje de la PAU siendo necesario solo un rectificado para que tenga un ensamble con apriete. La capacidad de carga tanto estática como dinámica

sobrepasa a las fuerzas a las que estarán sometidas. Las especificaciones completas de soportes para rodamientos se pueden consultar en el anexo número 2 y 3.

2.2.2.1 Primera iteración

En esta primera iteración se buscaba un soporte que sea de fácil mantenimiento y a su vez que tuviera una rigidez y resistencia alta. Por las características requeridas se pensó inicialmente basar el diseño en un cubo, pero se rediseñó para reducir el material a utilizar, optando por una forma de prisma trapezoidal con lo cual se reduce el material utilizado, mientras se mantiene la rigidez necesaria. El diseño trapezoidal propuesto, hecho de PTR se presenta en la imagen 2.10

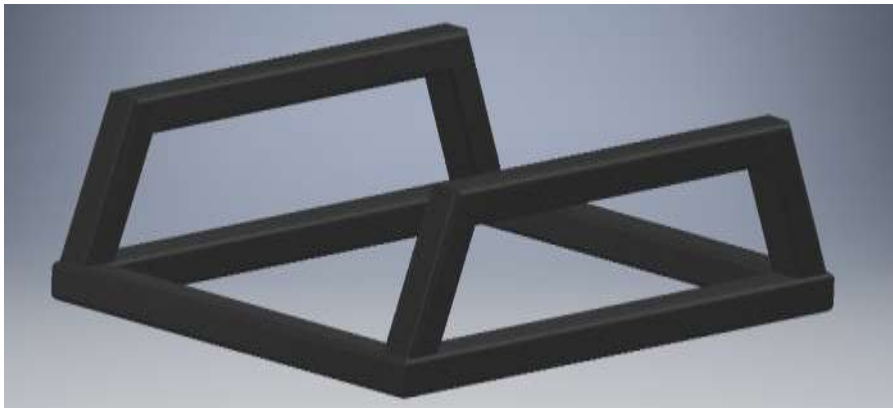


Imagen 2.10: CAD de la base del freno de la primera iteración.

Sobre esta estructura son montadas las chumaceras que soportan el peso del freno. Esto permite que el freno pueda crear una carga en el motor para poder simular cualquier situación.

La estructura que se observa en la imagen 2.10 es montada sobre una placa de acero, cuya función es ser la base del freno e interfaz para las torres de nivelación, imagen 2.11.

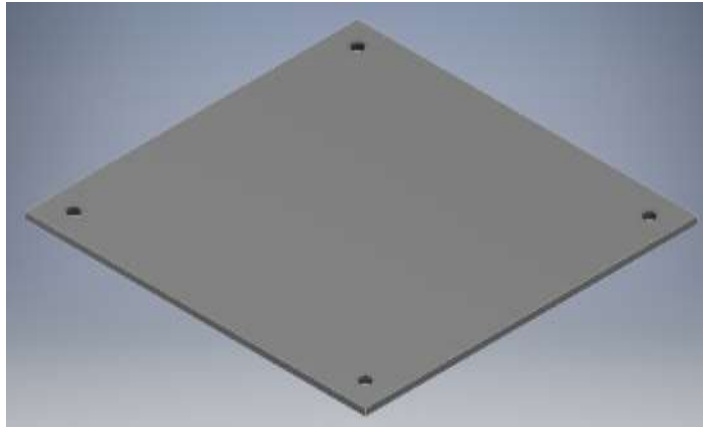


Imagen 2.11: CAD de la placa de acero.

Esta placa da soporte para la base del freno y brinda espacio para colocar la celda de carga, encargada de medir la fuerza que genera el freno al colocar una carga sobre el motor. El ensamble de la placa de acero, con base del freno y las chumaceras, es llamada el chasis superior. El ensamble completo se ve en la imagen 2.12.

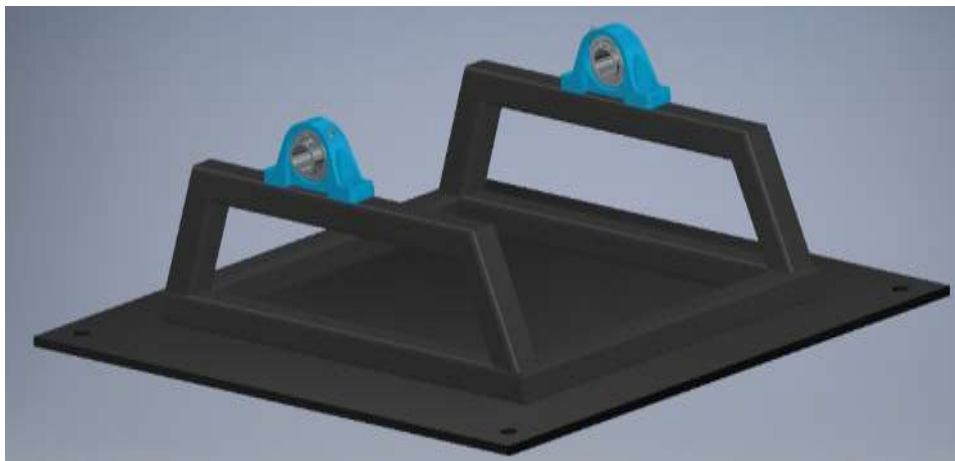


Imagen 2.12: Ensamble del chasis superior primera iteración.

Esta estructura ofrece varias ventajas como se mencionaron anteriormente, una de las más importantes es la rigidez de esta, además de ofrecer una base para poder sujetar la celda de carga. La principal desventaja que presenta es que utiliza mucho material y con ello el peso asociado.

2.2.2.2 Segunda iteración

En esta segunda iteración se buscó reducir el material de la estructura del freno, por lo que se diseñó un soporte basado en un cubo sin los segmentos inferiores, utilizando la misma placa de acero como parte inferior de la base, con esta modificación se disminuye el material utilizado y por tanto el peso de esta. La estructura diseñada se puede observar en la imagen 2.13.

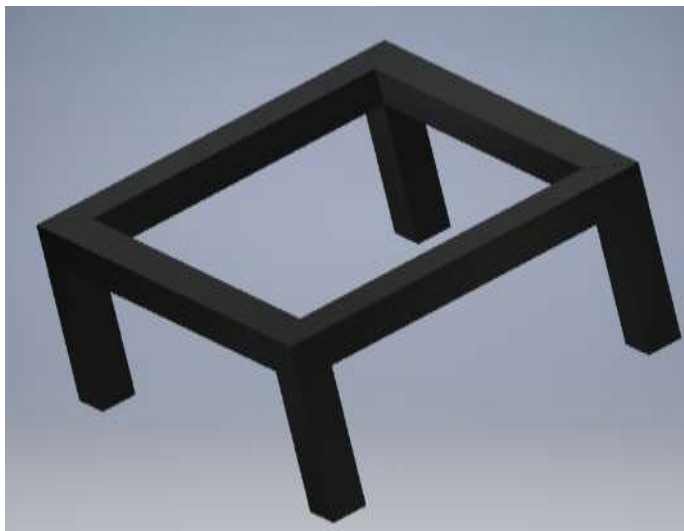


Imagen 2.13: Ensamble del chasis superior primera iteración.

Como se mencionó anteriormente se tiene una placa de acero que tiene la función de soporte para la estructura y en el caso de esta iteración también tienen una función dentro de la estructura ya que esta completa dicha estructura. El ensamble que se menciona anteriormente se puede ver en la imagen 2.14.

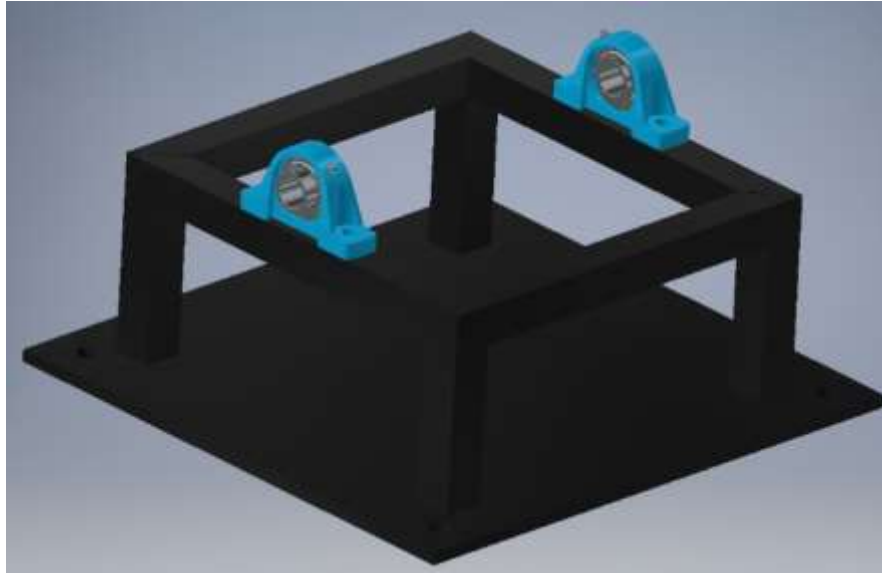


Imagen 2.14: Ensamble del chasis superior segunda iteración.

Este diseño de estructura permite mantener una rigidez alta mientras se disminuye el material utilizado y el peso a comparación de la iteración pasada. Una de las principales desventajas que tiene este diseño es que no resulta tan sencillo montar la celda de carga, dado que es necesario un brazo de palanca largo para que la celda de carga pueda ser montada, aunado a que se limita el espacio en el que va a estar el freno, lo que podría ser un problema si se quisiera usar otro freno en el futuro.

2.2.2.3 Tercera iteración

En la tercera iteración se pensó en utilizar la menor cantidad de material posible y con ello disminuir el peso. Para poder cumplir con los objetivos del diseño se optó por eliminar el par de PTR que unían las estructuras donde están colocadas las chumaceras. Este cambio se puede observar en la imagen 2.15.

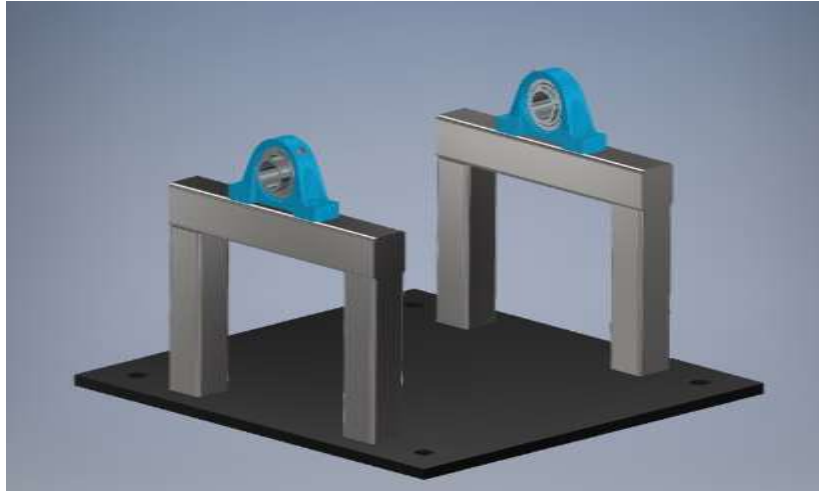


Imagen 2.15: Ensamble del chasis superior tercera iteración.

2.2.3 Fijación del motor

Para fijar el motor es importante el soporte en el que va a estar, ya que debe de ser capaz de ajustarse a distintos motores (uno de los objetivos del banco dinamométrico). Esto se logra, en parte, por las torres de nivelación que además de permitir subir y bajar el motor y en parte porque son libres de moverse a lo largo de sus respectivos soportes. Estos soportes además permiten ajustar la distancia entre cada par de torres, de una manera que aumentan las posibles configuraciones para distintos motores.

En este caso solo hubo una iteración ya que el diseño se basó en una base que se utilizaba en los bancos dinamométricos para motores con la que contaba la unidad. Por lo tanto, el diseño se puede ver en la imagen 2.16.

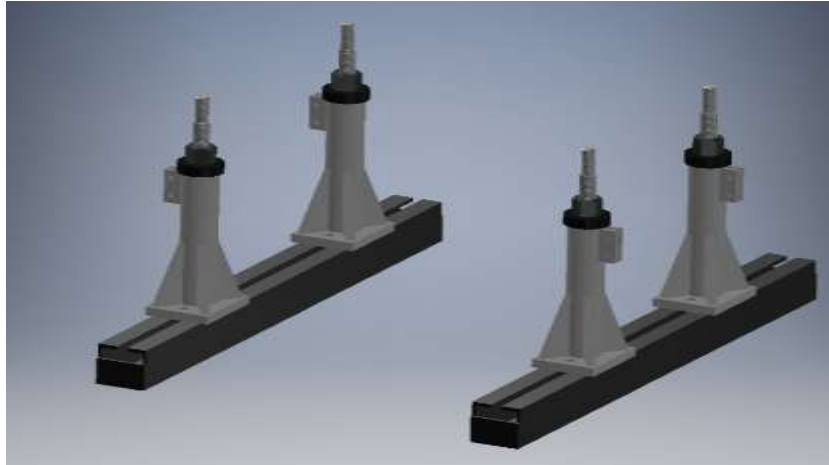


Imagen 2.16: Ensamble del soporte del motor

En este diseño se utilizan los travesaños que hacen la función de soportes de motor y solo se agregan las torres de nivelación, cuyo tornillo tiene un cambio de diámetro que se ajusta al de los soportes del motor que se va a utilizar. Es por ello que no se diseñó algún modelo nuevo de soporte.

En el caso que se utilice otro motor que no tenga el mismo diseño de soportes de motor se tendrán que ajustar las torres o en su defecto fabricar placas adaptadoras para poder sujetar dicho motor.

El motor utilizado es un Mercedes Benz OM 366 LA CID 364 cuya configuración de soportes de motor se puede ver en la imagen 2.17.



Imagen 2.17: Soporte del motor con tornillo de su torre de nivelación

La desventaja que se tiene con este diseño de soportes de motor es que no se tiene un material que absorba las vibraciones. Como una mejora para estos soportes se podría realizar el diseño de un soporte con absorbente de vibraciones, con la implementación de uretano o neopreno, materiales se integran para que absorban las vibraciones del motor.

2.3 Desarrollo de la solución

Después de realizar el diseño de cada parte del dinamómetro y sus respectivas iteraciones es necesario elegir la combinación de componentes que cumpla de la mejor manera posible con los requerimientos dados por la unidad. Para ello se hicieron matrices de evaluación de los distintos diseños propuestos.

Las especificaciones por evaluar son las siguientes:

- Tener un factor de seguridad mayor a 2.
- Tener una exactitud del 98%
- Adquirir la menor cantidad de material adicional posible
- Diseño modular

- Disminuir al máximo las vibraciones en funcionamiento
- Utilizar la PAU con la que se cuenta
- Soportar un mínimo de 4000 RPM

El primer paso para evaluar los diseños propuestos es hacerles su boceto. El primer diseño propuesto se realizó al conjugar las primeras iteraciones del chasis inferior, chasis superior y fijación del motor y la fijación del motor. En la imagen 2.18 se puede ver dicha propuesta.

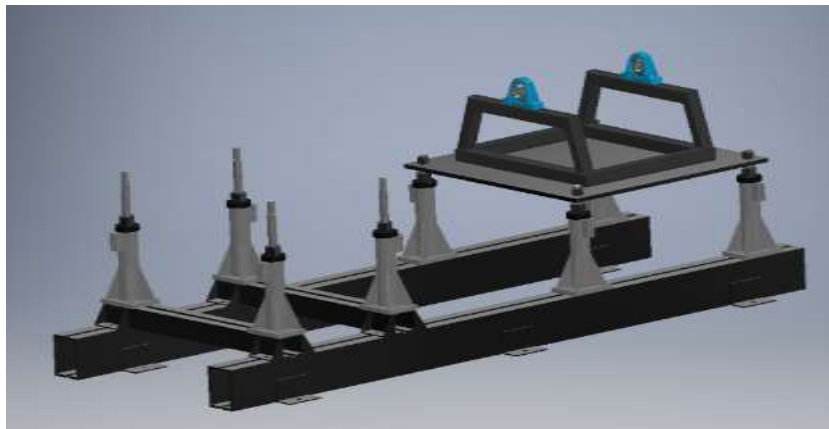


Imagen 2.18: Primer diseño propuesto.

Las ventajas que se tienen con este diseño son las siguientes:

- Una fijación de la PAU muy robusta.
- Estructura del chasis inferior con un mejor peso.
- Fácil mantenimiento.

Las desventajas que se tienen en este diseño son las siguientes:

- Falta de rigidez en el chasis inferior.
- Uso de mayor cantidad de material para el chasis superior y fijación de la PAU.
- Menor cantidad de puntos de anclaje al piso.

- Mayores dimensiones de la placa que sirve como base para la base de la PAU

El segundo diseño propuesto se realiza al conjugar las segundas iteraciones del chasis inferior y del chasis superior y fijación del chasis. Por último se incorpora los soportes de motor, dicho diseño se puede observar en la imagen 2.19.



Imagen 2.19: Segundo diseño propuesto.

Las ventajas de este diseño son:

- Mayor rigidez en el chasis inferior a comparación del diseño número uno.
- Mayor facilidad de alineación de la PAU.
- Mayor cantidad de puntos de anclaje al piso.
- Dimensiones menores a la placa que sirve de base para la PAU
- Mayor cantidad de uniones soldadas en el chasis inferior (lo que significa una menor cantidad de mantenimiento preventivo en el mismo).

Las desventajas de este diseño son:

- Mantenimiento más complicado.
- Utilización de más material en el chasis inferior.
- Mayor peso en el chasis superior y fijación de la PAU.

El tercer diseño se compone de conjugar las terceras iteraciones del chasis inferior y del chasis superior y fijación del chasis, a los cuales se incorpora el soporte de motor. El diseño resultante se puede ver en la imagen 2.20

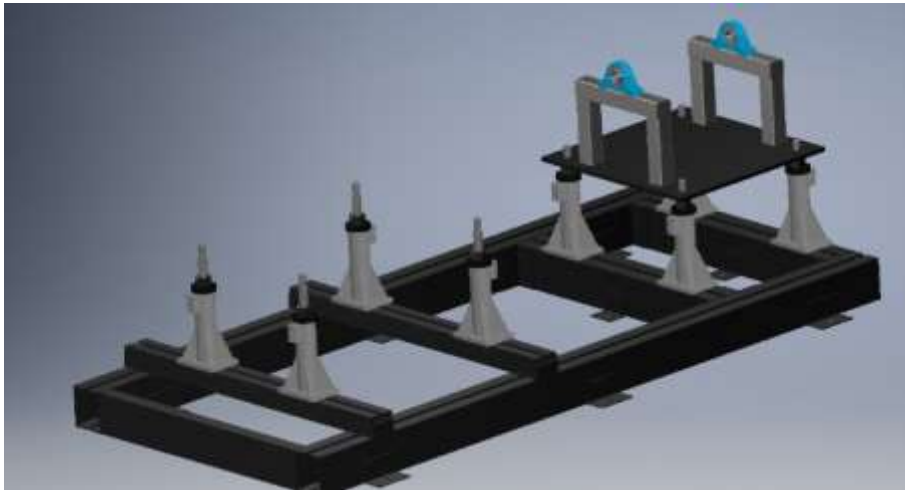


Imagen 2.20: Tercer diseño propuesto.

Las ventajas de este diseño son:

- Mayor rigidez en el chasis inferior a comparación del diseño número uno.
- Mayor facilidad de alineación de la PAU.
- Mayor cantidad de puntos de anclaje al piso.
- Dimensiones menores a la placa que sirve de base para la PAU
- Mantenimiento más sencillo a comparación del diseño 2.
- Utilización de menor material en el chasis superior y fijación de la PAU y en consecuencia un menor peso en el mismo.

Las desventajas de este diseño son:

- Utilización de más material en el chasis inferior.
- Más puntos de revisión en el mantenimiento (por la utilización de una mayor cantidad de uniones atornilladas).

El cuarto diseño se basa en el tercer diseño, pero buscando aumentar la rigidez de la estructura al disminuir la altura del centro de gravedad de la PAU, que se logra al utilizar la iteración 4 del chasis inferior con la iteración 3 del chasis superior y con la única iteración de fijación del motor. El resultado se puede ver en la imagen 2.21.

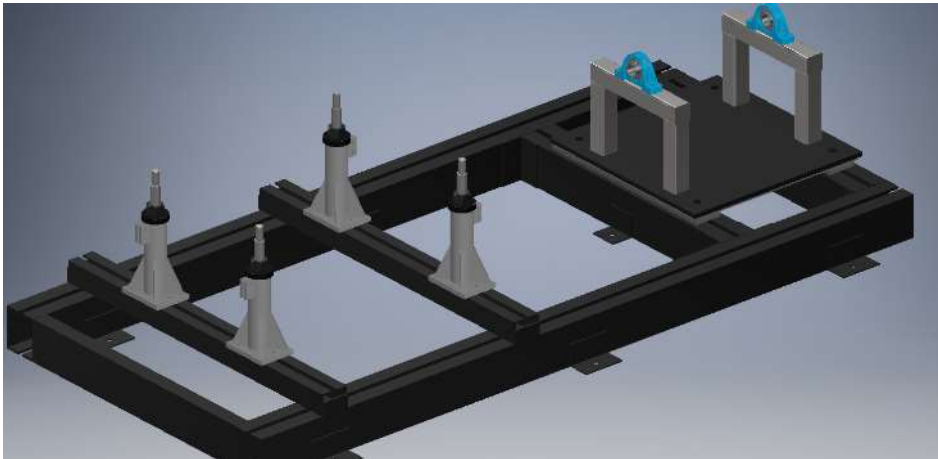


Imagen 2.21: Cuarto diseño propuesto.

Las ventajas de este diseño son:

- Mayor rigidez en el chasis inferior a comparación de los diseños anteriores.
- Mayor facilidad de alineación de la PAU.
- Mayor cantidad de puntos de anclaje al piso.
- Dimensiones menores a la placa que sirve de base para la PAU

- Mantenimiento más sencillo a comparación del diseño 2.
- Utilización de menor material en el chasis superior y fijación de la PAU y en consecuencia un menor peso en el mismo.
- Un menor centro de gravedad del dinamómetro.

Las desventajas de este diseño son:

- Utilización de más material en el chasis inferior.
- Más puntos de revisión en el mantenimiento (por la utilización de una mayor cantidad de uniones atornilladas).
- Mantenimiento correctivo más complicado.

En todos los casos la unión del motor con la PAU es por medio de una flecha cardan con dos juntas universales para que estas mitiguen lo más posible las vibraciones causadas por la desalineación motor-freno. Con los bosquejos de los diseños anteriores ya se tienen las 4 líneas de diseño a seguir con las cuales se va a realizar una matriz de evaluación para ver cuál de las opciones satisface con la mayor cantidad de requisitos dados y con eso seleccionar el diseño. En este momento no se va a realizar un análisis por elemento finito de cada solución sino únicamente de la solución seleccionada.

La instrumentación utilizada fue desarrollada por 2 compañeros de la unidad para sus tesis de licenciatura con los títulos “Desarrollo y control de frenos de corrientes parásitas para dinamómetros de banco y de chasis” e “Instrumentación de un banco dinamométrico” de Hugo Yosef Aguilar Bastida y Jatziri Lopes Reyez respectivamente. Mientras que el control del acelerador utilizado se desarrolló por Angel Moises Valle Analco en la tesis “Sistema de control del acelerador de motores de combustión interna para su uso en dinamómetros de banco”. Con esta instrumentación se pueden controlar distintos parámetros para realizar las pruebas en el motor a partir de los

distintos sensores utilizados; los parámetros que se pueden controlar son la potencia del freno y el control del acelerador. Adicionalmente se pueden obtener los siguientes parámetros: Régimen del motor por medio de un tacómetro y el par generado por medio de una celda de carga. En pruebas realizadas en otro motor se comprobó que se tiene un error promedio del 2% con respecto a la ficha técnica de este. También se comprobó con los métodos comparativos (es decir, utilizar medidas patrón) que la precisión y resolución de las lecturas de los sensores de instrumentación tuvieran un porcentaje de error consistente de manera individual y en conjunto.

Una vez presentado lo anterior, la matriz de evaluación queda como se muestra en la tabla 2.2. En la cual se califica del 0 al 10, siendo 0 que no cumple con los requerimientos mientras que el 10 siendo que se cumple de manera satisfactoria.

Requerimiento	Primer diseño	Segundo diseño	Tercer diseño	Cuarto diseño
Factor de seguridad ≥ 2	8	10	10	10
Exactitud del 2%	10	10	10	10
Menor utilización de material.	7	8	9	10
Diseño modular	10	10	10	10
Mínimas vibraciones en funcionamiento	7	7	7	7
Utilizar la PAU con la que se cuenta.	10	10	10	10
Soportar un mínimo de 4000 RPM	10	10	10	10

Total	62	65	66	67
-------	----	----	----	----

Tabla 2.2: Matriz de evaluación

En la matriz de evaluación que se muestra en la tabla 2.3.2 se puede ver que el diseño que cumple de mejor manera todos los requisitos es el cuarto diseño por lo que sobre el mismo se realizará todo el desarrollo de la solución.

Dentro de este diseño, como se mencionó en subcapítulo 2.2.1.3, el chasis inferior está compuesto por travesaños que son atornillados a los largueros. Para poder asegurar estas piezas se utilizan tornillos de un diámetro de $\frac{3}{4}$ de pulgada con un largo de 2 pulgadas de grado 8.8, los cuales están fabricados con un acero de medio carbono tratado térmicamente, cuya resistencia a la tracción es de 800 N/mm [13]. Por ser tornillos de alta resistencia, son los más indicados para ser utilizados como método de unión entre los travesaños y los largueros.

Para poder atornillar los travesaños y los largueros, además de los tornillos se utilizaron tuercas de alta resistencia soldadas a unas placas. Estas placas tienen la función de alinear los tornillos y las tuercas al igual que distribuir la fuerza en un área mayor.

Para que estos tornillos y tuercas no se aflojen cuando el dinamómetro esté funcionando se utilizan unas rondanas de presión, ya que estas están recomendadas para situaciones donde se tienen vibraciones, como en este dinamómetro cuando esté funcionando. Además, se utiliza una rondana plana para que se tenga una distribución de fuerzas más uniforme entre la rondana de presión y la placa fijación de la PAU.

Para la sujeción de las torres de nivelación se utiliza el mismo sistema descrito con anterioridad. Además de lo presentado en los dos párrafos anteriores, estas placas tienen la función de evitar que las torres sufran alguna desalineación o que alguna tuerca se desacomode al momento de aflojarlas.

En el caso de los soportes de motor, que se atornillan de la misma manera que los travesaños y las torres de nivelación, se diferencian en que cada lado de los mismos tiene un tornillo, por lo que las placas de estos tornillos son más largas que las se utilizarían si se tuvieran dos tornillos. Esto debido a que estas tienen que terminar en una posición diagonal para que estos se puedan apretar, con lo anterior se limita el movimiento de los soportes de motor.

Una vez mostrado lo anterior se desarrolló el diseño seleccionado haciendo uso del programa de CAD (Computer Aided Design) o diseño asistido por computadora de la empresa Autodesk en específico Inventor Profesional 2022 en su versión estudiantil. En dicho software se realizó el modelaje en dos dimensiones y en tres dimensiones de cada componente.

Para poder hacer el diseño satisfactorio y por consiguiente, su correcto análisis por elemento finito para obtener las deformaciones, los esfuerzos y así el factor de seguridad, se utilizó la función de armazón o frame. Pues esta tiene una biblioteca con los perfiles que se consiguen comercialmente, por lo que incluye: geometrías, tolerancias y demás especificaciones técnicas. Al hacer el modelo de esta manera, el posterior análisis por elemento finito se facilita al tener más control del mallado de las piezas.

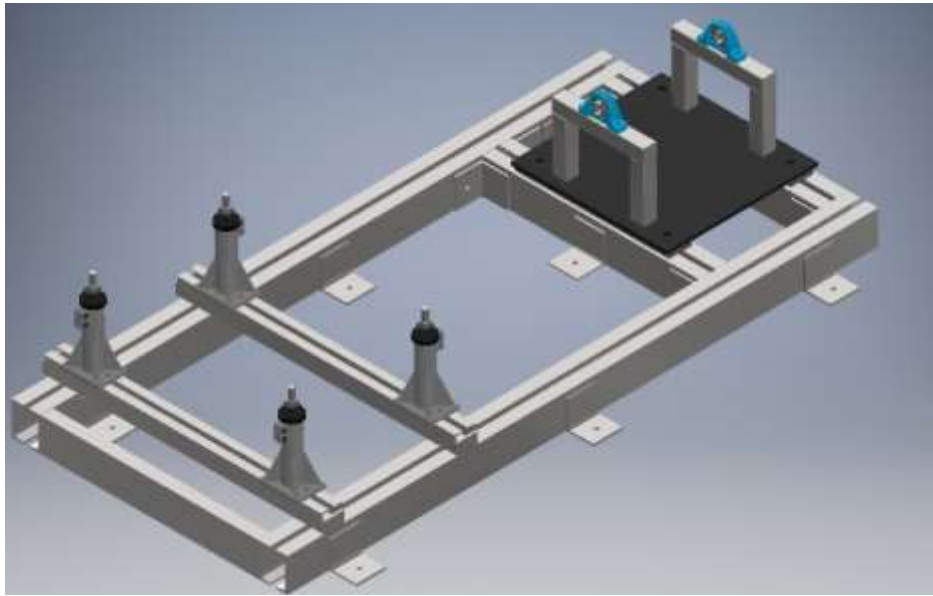


Imagen 2.22: CAD realizado con la herramienta de armazón

El ensamble del dinamómetro se realizó por medio de la herramienta de armazón de la imagen 2.22, a comparación de la imagen 2.20, tiene largueros con una geometría más cercana a la realidad; por lo que también lo serán los resultados del análisis por elemento finito, debido al uso de la biblioteca de perfiles antes mencionada. El material seleccionado para los largueros y travesaños es acero ASTM A36, debido a que es un acero comercial que tiene buenas propiedades mecánicas con respecto al precio.

El análisis por elemento finito abarca toda la estructura del dinamómetro, es decir, chasis inferior, superior y fijación de la PAU, no así las torres de nivelación. Esto debido a que una configuración parecida se tenía en el laboratorio anterior de la unidad y soportaban tanto el peso como el torque del mismo motor utilizado para este dinamómetro.

El análisis por elemento finito se realizó en la parte de análisis que ofrece Autodesk Inventor en específico, análisis de tensión. En él se pueden obtener resultados tales como deformaciones, factor de seguridad, esfuerzos de von Mises entre otros. Sin embargo, los resultados que más interesan son: el factor de seguridad, la deformación presentada y los esfuerzos de von Mises.

Para este análisis se realizó un mallado con trías (elementos triangulares) con un ángulo máximo de 60° , con un tamaño medio del elemento de 0.1 que en este caso es una relación con el tamaño del modelo, por recomendación de Autodesk, este valor debe de estar entre 0.1 y 0.05.

Este análisis separó en dos el dinamómetro: la primera parte es el chasis inferior y los soportes de motor y el segundo es el chasis superior y fijación de la PAU. Dependiendo de la parte que se esté analizando, estas tienen distintas fuerzas, momentos y restricciones, por lo que en cada análisis se tienen distintas consideraciones.

En el análisis por elemento finito del chasis superior y la fijación de la PAU se tienen que definir las cargas y restricciones de la pieza. Para ello se tienen 4 puntos fijos colocados en donde se atornilla la placa a los travesaños. La carga a las que está sometida la pieza es el peso de la PAU (la masa del freno es de aproximadamente 200 kg). También se agrega el momento que absorber la PAU, la cual es 1250 Nm, lo anterior se puede ver en la imagen 2.23.

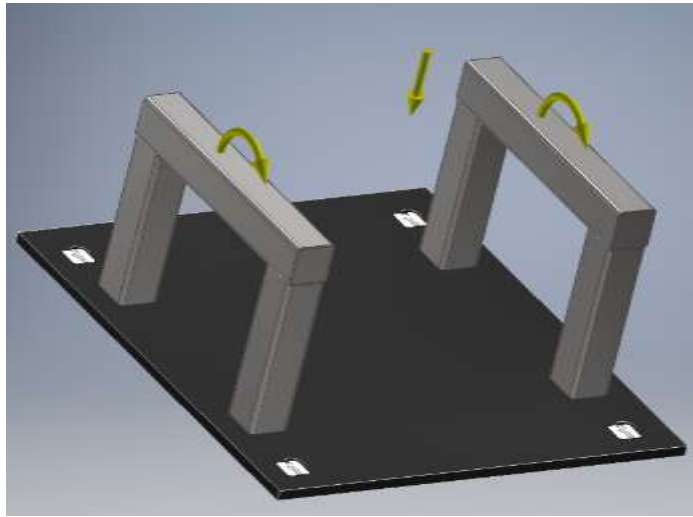


Imagen 2.23: puntos de fijación, fuerzas y momentos aplicados.

En la imagen 2.23, se puede observar que la flecha hacia abajo es una fuerza remota simulando el peso de la PAU, por lo consiguiente las flechas que tienen la parte trasera una línea con cierta curvatura son los momentos los cuales se generan en la PAU al crear una resistencia al giro del motor. El mallado de esta pieza se puede ver en la imagen 2.24.

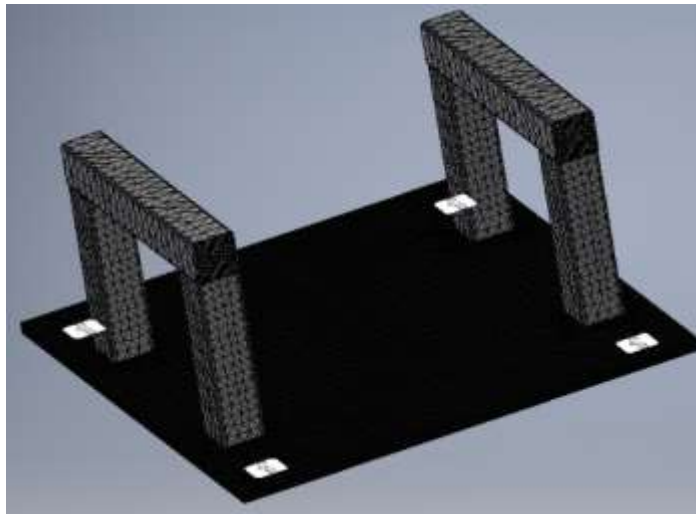


Imagen 2.24: CAD realizado con la herramienta de armazón

Con esta configuración se tiene un total de 70353 nodos y 36305 elementos, con estos valores se puede decir que se puede obtener un análisis por elemento finito con una buena resolución, por lo que los resultados obtenidos están cercanos a la realidad. Una vez realizados dicho análisis se obtienen los siguientes resultados. En la imagen 2.25 se puede ver la deformación con la ubicación de la máxima y mínima deformación que se presenta.

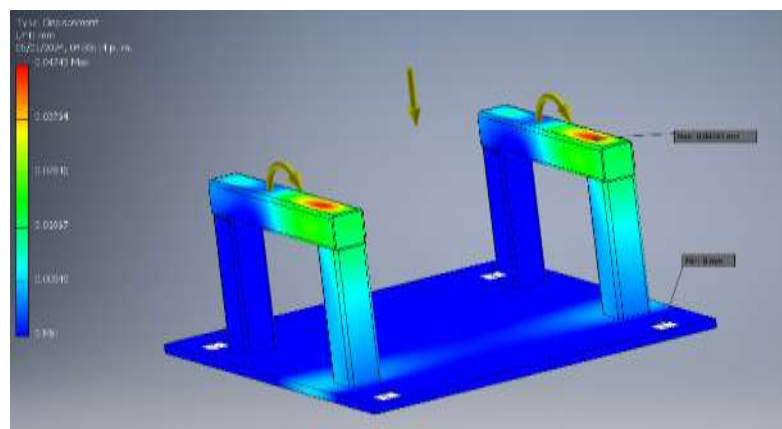


Imagen 2.25: Deformación presentada

En la imagen 2.25 se puede ver que la deformación máxima presentada es de 0.04743 mm, resultado que puede tomarse como un cero debido a que es una deformación mínima. Sin embargo, esto puede ser por la calidad de malla utilizada o en su defecto por la configuración del solver. En la imagen 2.26 se muestra el factor de seguridad que se tiene en la estructura, dónde está ubicado el valor más alto y el más bajo.

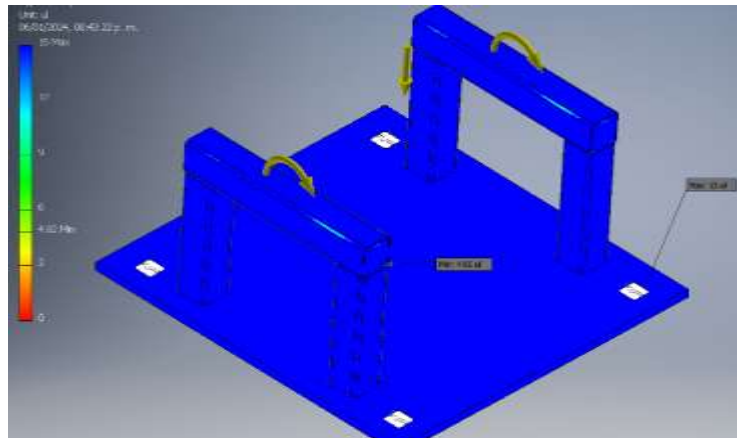


Imagen 2.26: Factor de seguridad

En la imagen 2.26 se puede ver que el valor mínimo de factor de seguridad es de 4.82 que se encuentra en una de las tapas laterales de la base del freno, que se puede atribuir a las limitaciones de la licencia del software utilizado, por lo que el factor de seguridad que se presenta es muy alto para una aplicación de este estilo.

Como se mencionó anteriormente son de suma importancia los esfuerzos de von Mises de la estructura. Los esfuerzos presentes se pueden observar en la imagen 2.27.

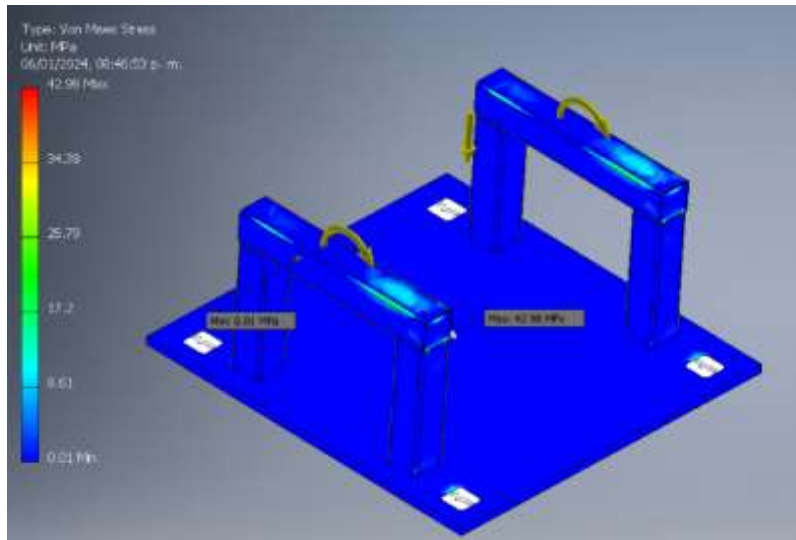


Imagen 2.27: Esfuerzos de von Mises

En la imagen 2.27 se puede ver que el valor máximo de esfuerzo es de 30.93 MPa, que se encuentra en una superficie circular, que no tiene mucha importancia ya que esta superficie no tiene carga, y el esfuerzo máximo presentado está muy por debajo que el esfuerzo máximo del material.

En el análisis por elemento finito del chasis inferior se utilizó la misma configuración de mallado, pero cambiando las fuerzas a las que está sometido. Para anclar la estructura al suelo se fijaron los barrenos realizados a los ángulos que van a tener unos tornillos que sujetan el chasis inferior al suelo con taquetes de expansión.

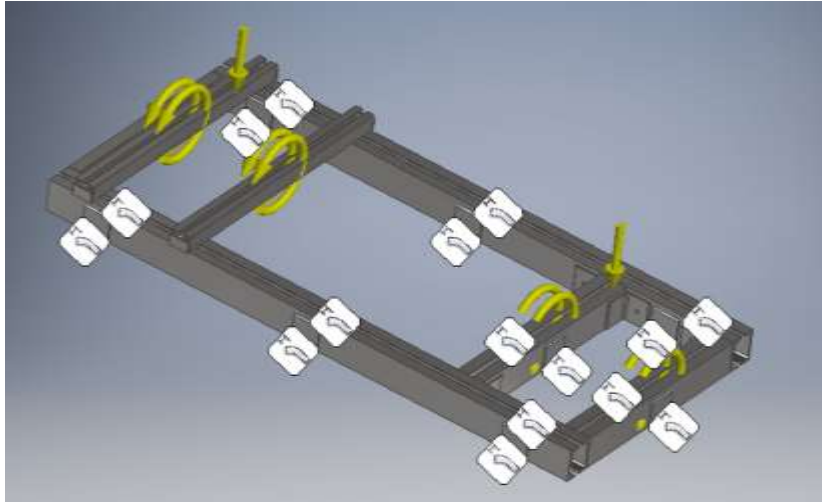


Imagen 2.28: Fijaciones, fuerzas y momentos aplicados.

Las fuerzas y momentos aplicados a este chasis inferior se pueden ver en la imagen 2.28, aquí las flechas hacia abajo son fuerzas remotas que representan el peso del chasis superior y del motor, donde este último tiene, según su ficha técnica la cual se puede ver en el anexo número 4, una masa de 515 kg. Las flechas con una línea curva en el lado izquierdo de la imagen representan el par o torque del motor (402 Nm); las flechas con línea curva del lado derecho representan el par de la PAU (1250 Nm).

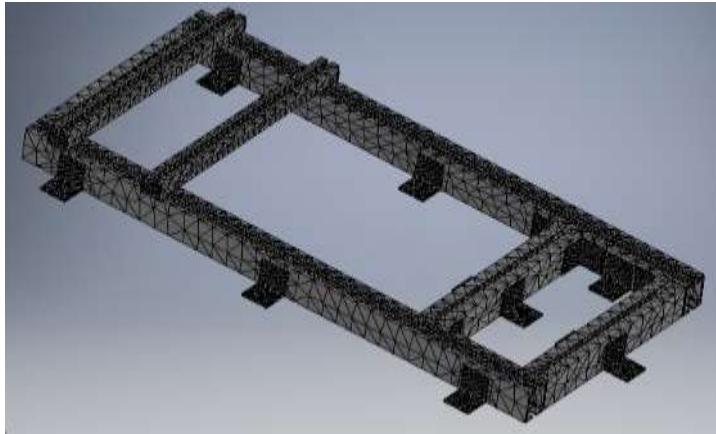


Imagen 2.29: Fijaciones, fuerzas y momentos aplicados.

El mallado de esta pieza se puede ver en la imagen 2.29 y cuenta con 225310 nodos y 105706 elementos, la cual se puede considerar que es cercana a la realidad por que se tienen una cantidad considerable de elementos. En la imagen 2.30 se muestran las deformaciones que sufre el chasis inferior al realizar la simulación. El desplazamiento máximo presentado es de 0.232 mm, que es despreciable al ser menor a 1 mm, y el cual no tiene un gran impacto al funcionamiento de este.

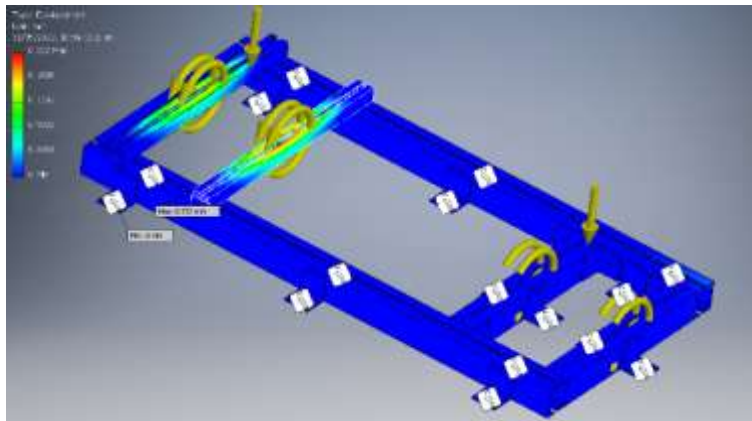


Imagen 2.30: Desplazamientos presentados.

El factor de seguridad que presenta este chasis inferior es de 3.23, que está en uno de los ángulos que tiene la función de fijar el chasis al suelo; que al tener una malla de baja calidad, se tiene un número limitado de elementos, por lo que este resultado no es muy confiable además de que estos tienen una

rondana que sirven para distribuir las fuerzas en un área mayor, por lo que el factor de seguridad real es mayor al presentado. El análisis de factor de seguridad realizado se muestra en la imagen 2.31.

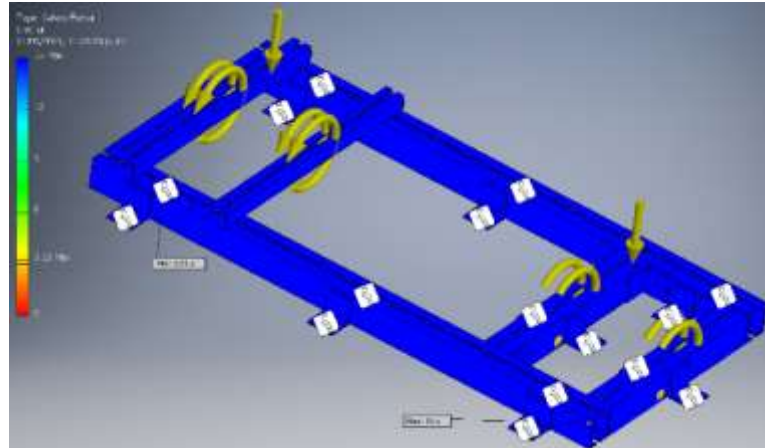


Imagen 2.31: Factor de seguridad del chasis inferior.

Para poder analizar de manera correcta el factor de seguridad es importante conocer los esfuerzos de von Mises presentes en el mismo para poder asegurar que estos se encuentren en el lugar exacto. El esfuerzo máximo presentado es de 64.19 MPa que se encuentra en el mismo lugar que el factor de seguridad mínimo. Lo anterior se presenta en la imagen 2.32.

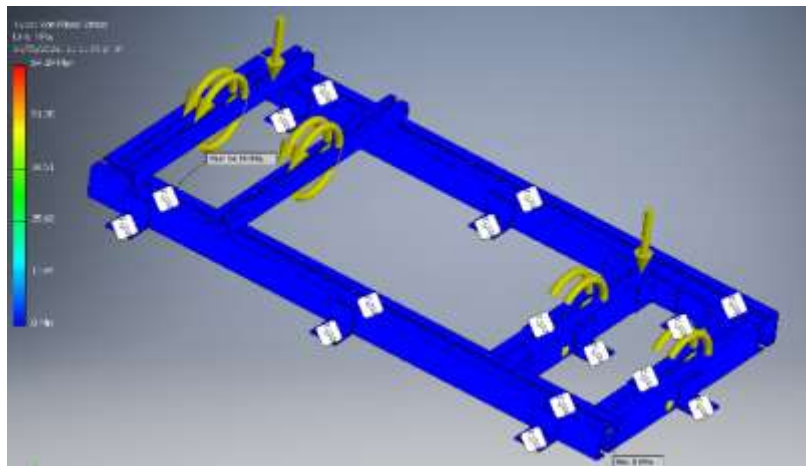


Imagen 2.32: Esfuerzos de von Mises

CAPÍTULO 3: CONSTRUCCIÓN

En este capítulo se aborda la construcción del dinamómetro de banco, desde la preparación de los materiales necesarios hasta el ensamble de toda la estructura, describiendo y justificando las distintas herramientas, equipo y técnicas utilizadas en su manufactura. Además de seguir las medidas de seguridad pertinentes para el uso de cada herramienta y proceso utilizado, incluyendo la vestimenta y accesorios necesarios.

3.1 Fabricación

La fabricación del dinamómetro, de manera similar a como se presentó anteriormente se separa en tres partes. La primera es el chasis inferior, donde se presentarán la mayor parte de procesos y técnicas utilizadas para la construcción del dinamómetro. El Chasis superior y fijación de la PAU sigue en la línea de aplicar todos los procesos anteriormente detallados, incluyendo algunas técnicas extra que fueron utilizadas. Por último, la fijación del motor se centra en aspectos relevantes sobre el propio motor, es decir, la implementación del sistema de refrigeración, escape y la propia fijación.

3.1.1 Chasis inferior

De acuerdo con la configuración que se presentó en el capítulo anterior la manufactura comenzó cortando los largueros que están conformados por un par de vigas C encontradas entre sí, y separadas una distancia suficiente para poder mover libremente las torres que estarán sobre ellos.

Para ello se cortó una viga C en varios tramos para posteriormente unirlos; se cortaron dos pares de vigas de 2.7m y dos pares de 1.26m (largueros y soportes para motor respectivamente). Para hacer esto se utilizaron dos herramientas diferentes: sierra recíproca y arco con segueta. La primera

mueve de manera reciprocante, mediante un motor, una segueta para metal a una velocidad deseada para tener un avance en el corte adecuado. En cuanto al arco con segueta el principio de funcionamiento es el mismo, solamente que en este caso la potencia está dada por el mismo usuario. De manera similar se cortaron otros dos pares de la misma viga, de 0.98m de largo para los travesaños donde estará reposando el freno. imagen 3.1



imagen 3.1: corte con sierra reciprocante

Una vez hechos los cortes, lo siguiente fue unir pares de vigas para crear los largueros, soportes de motor y travesaños. Dado que estas piezas van a ser la base del dinamómetro se busca una unión permanente y para ello se utilizó el tipo de soldadura SMAW o soldadura por electrodo revestido, por sus siglas en inglés. Se soldó bajo los siguientes parámetros:

Electrodo E6013 de 1/8 de pulgada: electrodo de uso general, su diámetro permite depositar el suficiente material como para tener una penetración adecuada en las piezas.

Corriente de 125 A y polaridad directa: como muestran los resultados en Comparison of penetration depth based on effect of DCEP and DCEN polarity on SMAW process using E6013 with ASTM A36 [14]. Esta configuración permite tener una penetración lo suficientemente profunda.

El equipo utilizado para soldar estuvo constituido por careta electrónica, guantes para soldar, bata, botas y la soldadora de arco MI 265L CD. Se procuró hacer cordones de la mejor calidad posible, con un avance adecuado para tener una buena penetración, removiendo la escoria generada antes de continuar con un cordón, y revisando constantemente la aparición de cavidades, fusión incompleta, grietas, además de mantener limpia la superficie de trabajo para evitar inclusiones de otros materiales [15] (imagen 3.2).



imagen 3.2: equipo y muestra de cordón hecho

Para unir los largueros se cortaron 6 tramos de solera (3 para cada larguero) de 0.15m, haciendo uso de un esmeril de corte, herramienta conformada por un disco de material abrasivo que gira a grandes RPM; este material desbasta el acero, quebrando los granos de los que está conformado y creando nuevos granos afilados para continuar con la tarea [15]. Puesto que los soportes para el motor y los travesaños tuvieron el mismo proceso que los largueros se cortaron sus respectivos 4 y 6 tramos de solera. Para esta tarea se agregaron los guantes de carnaza y lentes de seguridad al equipo de seguridad utilizado.

Los tramos de solera antes cortados se superpusieron entre las dos vigas, con doble filete en cada viga [15]. Previendo el principal efecto de la zona afectada

por el calor (HAZ por sus siglas en ingles), es decir, la dilatación térmica y su posterior contracción. Se agregaron tramos de HSS como se muestra en la imagen 3.3 para evitar en la medida de lo posible exceder las tolerancias de la estructura final.



imagen 3.3: largueros

De acuerdo con el diseño presentado en el capítulo anterior, para darle más rigidez a la estructura, los largueros, así como los travesaños internos, tienen soldados perfiles en ángulo con un barreno (cuyo proceso se expondrá en breve) para anclar la estructura al suelo mecánicamente (con tornillos, taquetes de expansión y tuercas). Estos ángulos se soldaron superpuestos con cordón intermitente a la mitad de cada travesaño. De cada lado y con una separación de 950mm entre ángulos para los largueros por ambos lados (imagen 3.4).

Una vez terminados los travesaños y largueros se procedió a hacer los barrenos necesarios en el marco para poder unir las piezas antes mencionadas. Esta operación se realizó tanto con un taladro de columna dc

dp16nf, como con uno de mano. Los barrenos se hicieron de $\frac{3}{4}$ de pulgada (imagen 3.5).



imagen 3.4: ángulos para anclar la estructura al suelo

Todos los barrenos hechos para la estructura del chasis inferior tienen un diámetro de $\frac{3}{4}$ de pulgada. Se cortaron y barrenaron 20 segmentos de un perfil en ángulo (12 para los largueros, 4 para el exterior de los travesaños y 4 para el interior de estos); además de 4 soleras para la unión de los travesaños. Todas ellas bajo el mismo procedimiento, con las mismas brocas y el mismo taladro.



imagen 3.5: barrenado de solera para unir larguero con travesaño

A las soleras barrenadas se les soldó una tuerca alineada al centro para distribuir la carga del tornillo en una mayor superficie. Dichas soleras con su tuerca serán, como ya se mencionó con anterioridad, para unir los largueros a los travesaños mediante tornillos. Ocho de esos ángulos se soldaron en los extremos de los travesaños para ser el medio de unión con los largueros como se ve en la imagen 3.6, soldándoles su respectiva tuerca que servirá para poder apretar toda la estructura (imagen 3.7).



imagen 3.6: travesaños con ángulos para poder unirlos a los largueros



imagen 3.7: placas con tuerca y tornillo

3.1.2 chasis superior y fijación de la PAU

El chasis superior está conformado, como se puede ver en la imagen 2.15, por dos soportes, uno para cada chumacera sobre una placa de acero.

La placa se tuvo que cortar a las medidas de 0.91m x 0.70m con un espesor de 3/8 de pulgada. Para ello se hizo uso de un proceso de corte por calor con oxcombustible, donde el combustible utilizado fue acetileno (C_2H_2). Si bien se pudo haber utilizado la cortadora de plasma con la que cuenta el laboratorio o inclusive el esmeril de corte, no se hizo porque la cortadora de plasma con la que se cuenta no es capaz de cortar el espesor de la placa por sus especificaciones técnicas. Con respecto al esmeril de corte, aunque se tienen los discos el tiempo invertido para hacer la tarea es significativamente mayor comparado con el corte con oxiacetileno (imagen 3.8).



imagen 3.8: corte con oxiacetileno

Un aspecto relevante de este tipo de corte es que el terminado suele ser bastante irregular por el avance que se tenga, así como por la orientación de la boquilla. Para nuestro corte las rebabas resultantes fueron relativamente pocas por lo que para quitarlas se utilizó el Bosch gws 18-230 con su disco de desbaste (imagen 3.9).

A esta placa de acero, se le hicieron barrenos de 1 1/8 de pulgada con una separación del borde del material de 1 ½ pulgada (imagen 3.10); para poder fijarlas a los travesaños y dejando la posibilidad de ponerla sobre las torres de nivelación si llegara a ser necesario en el futuro.



imagen 3.9: desbaste de placa de acero



imagen 3.10: barrenado de la placa de acero

Las chumaceras utilizadas para el freno se componen de dos partes, el soporte para rodamientos modelo SY 509 M y los rodamientos UC210 [16]; El freno utilizado para este trabajo fue entregado por la unidad con sus respectivas bridas para las chumaceras. Por lo que solo se buscó el modelo de chumacera indicada para el freno; chumaceras con las que también contaba la unidad, sin

embargo, el eje sobre el que está una de ellas resultó ser más grande que el diámetro de la brida, por lo que se tuvo que rectificar. Las chumaceras utilizadas están en la imagen 3.11.



imagen 3.11: chumaceras para la PAU

Con las chumaceras se marcaron los barrenos necesarios en los soportes de estas, centrándolas y haciéndolos por pasos de 1/8 de pulgada desde 1/4 hasta 1/2 pulgada; con el taladro de columna dc dp16nf.

Las patas del soporte se cortaron de un PTR que se tenía en el laboratorio y dado que las dimensiones del perfil son bastante más grandes como para utilizar de nuevo el esmeril de corte se optó por usar una cortadora de metal de 14 pulgadas. Dicha cortadora también utiliza un disco abrasivo pero de 14 pulgadas de diámetro y al tener una guía para cortes resultó en piezas de la misma medida y con la mínima rebaba posible. Imagen 3.12



imagen 3.12: corte de los PTR

Una vez entregadas las bridas con las chumaceras, se colocaron en el freno y se atornillaron a sus soportes. De esta manera se presentó el freno en la posición necesaria para montar la flecha cardán. Una vez en posición se soldó en filete, bajo los mismos parámetros descritos para los largueros y travesaños (imagen 3.13).



imagen 3.13: soldadura con electrodo revestido

3.1.3 Fijación del motor

El motor reposará sobre cuatro torres de nivelación distribuidas en los soportes del motor que está unido a los largueros. Si bien la fabricación de estos soportes ya se mencionó con anterioridad y es la misma que tuvieron los largueros, es importante resaltar que se tuvieron que fabricar placas con tuercas soldadas para poder unir todas las piezas. Placas cuyo parámetro más importante de diseño es una separación de por lo menos $\frac{3}{4}$ de pulgada de la circunferencia a las aristas de la solera (imagen 3.7).

Aunado a esto se tuvo que mandar a reparar el radiador del motor debido a unas fugas que se encontraron durante la inspección de las piezas que brindó la unidad y se mandaron a hacer las bridas necesarias para el escape del motor al mismo tornero que rectificó y ensambló las chumaceras con sus bridas.

3.2 Ensamble

El ensamble de todo el conjunto de piezas anteriormente fabricadas se realiza mediante uniones permanentes y uniones desmontables. Apoyándose en otros equipos como grúas y gatos hidráulicos para poder mover las piezas a su posición adecuada.

3.2.1 Chasis inferior

Lo primero que se hizo fue alinear los dos largueros principales, junto con los travesaños, como se puede ver en la imagen 3.14. Se nivelaron y presentaron las piezas de modo que estuvieran centrados los barrenos antes hechos en los largueros con los de los ángulos que tienen los travesaños para así poder colocar los tornillos, con su rondana de presión y placas con tuercas.



imagen 3.14: alineación del chasis inferior



imagen 3.15: presentación del chasis inferior

Los soportes para motor (imagen 3.15) se colocaron junto con sus placas con tuerca, tornillos y rondanas de presión, sin embargo, se tuvo que cortar una circunferencia en cada extremo de los soportes, de aproximadamente 1 1/4 de pulgada para poder utilizar el dado adecuado para la cabeza del tornillo y poder apretarlo. A continuación, se colocaron las torres de nivelación con sus respectivas placas para apretarlos. En la imagen 3.16 se ve con mayor claridad cómo se sujetaron las torres de nivelación y los soportes a los largueros.



imagen 3.16: torres de nivelación para el motor

Una vez atornillados los travesaños a los largueros, en el extremo contrario se unieron los largueros con una viga con electrodo revestido, bajo los mismos parámetros descritos anteriormente para soldar los largueros y travesaños, con la única diferencia de que se soldó en posición vertical, como se ve en la imagen 3.17.



imagen 3.17: unión del chasis inferior

3.2.2 Chasis superior y fijación de la PAU

La placa del freno se colocó sobre los travesaños con antelación, una vez cortada se consiguieron los tornillos, rondanas planas, de presión y se procedió a atornillarlos. Por lo que la fabricación y el ensamble del chasis superior y la fijación de la PAU fue de facto a la par. De manera adicional con una parte sobrante de la placa utilizada para esta sección se cortó a la medida de los soportes laterales del freno y se le soldó un HSS con electrodo revestido, bajo los mismos parámetros mencionados antes salvo la corriente, que ahora fue de 100 A. Esto con motivo de hacer el brazo de palanca necesario para colocar la celda de carga que requiere la instrumentación. El resultado se puede ver en la imagen 3.18.



imagen 3.18: PAU con brazo de palanca para la celda de carga

3.2.3 Fijación del motor

El motor se movió con una grúa para motores Erkco y con la ayuda de varios miembros de la unidad, ajustando la estructura para que las torres de nivel quedaran justo en la posición de los soportes del motor. Con el motor sobre las torres de nivel, estas se ajustaron con su respectiva tuerca; el resultado se puede observar en la imagen 3.19.

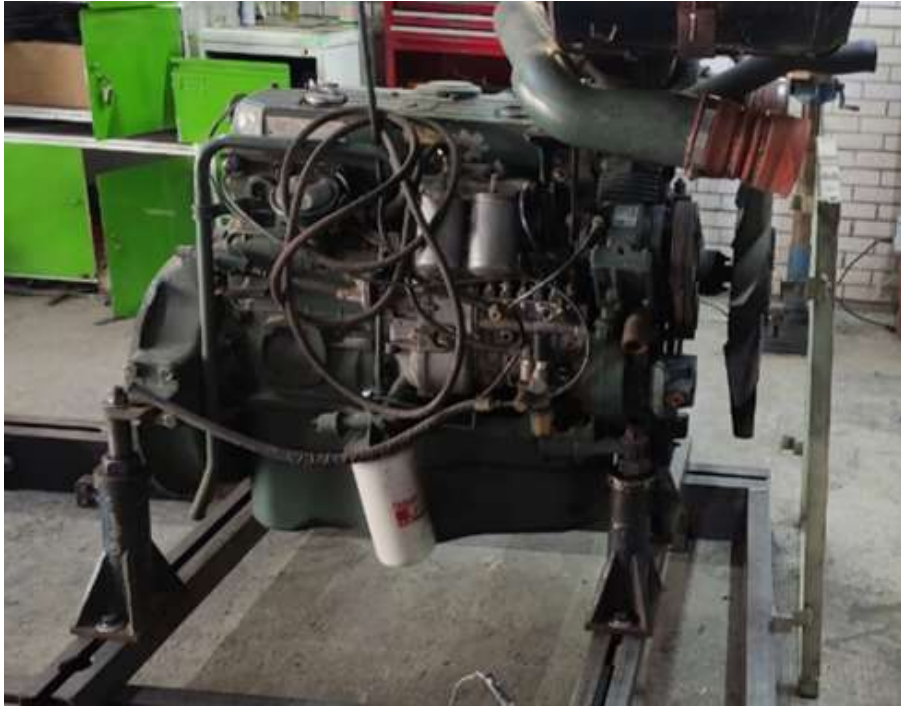


imagen 3.19: motor montado en el dinamómetro

Con respecto al motor una vez colocado en su posición se unió a la PAU por medio de la flecha cardán (imagen 3.20). Aunado a esto se colocó el radiador con el intercooler como se ve en la imagen 3.21.



imagen 3.20: dinamómetro armado



imagen 3.21: radiador e intercooler del motor

Finalmente se colocó el escape y se hizo una última inspección a todo, verificando que todas las uniones estuvieran en buen estado, que el radiador tuviera agua, la guarda estuviera fija, las conexiones del motor, la instrumentación y habiendo resuelto todo esto, se arrancó el motor.

CAPÍTULO 4: Caracterización del motor utilizado

El motor utilizado para realizar las pruebas tanto a la instrumentación como al dinamómetro se utilizó un motor de la marca Mercedes Benz modelo OM 366 LA, que tiene las especificaciones mostradas en la tabla 4.1:

Desplazamiento	5958 cc
Caballaje	170 HP
Torque	402 Nm a 1400 RPM
Número de cilindros	6
Número de válvulas	12
Diámetro del cilindro	97.5 mm
Carrera del pistón	133 mm
Compresión	10.5:1
Orden de encendido	1-5-3-6-2-4
Peso	515 kg

Tabla 4.1: Especificaciones técnicas del motor a utilizar [17]

El motor antes mencionado es utilizado en un camión de la misma marca, en específico el modelo L 1620 fabricado en Argentina en los periodos de 1992 a 1997; de 1998 al 2008 se fabricó en Brasil. El motor utilizado cumple con las normas ambientales EPA (Environmental Protection Agency) del año 1992.

Este es un motor turbodiésel, con un turbo compresor marca garret, con un enfriador de aire tipo aire-aire. Esto quiere decir que el aire comprimido en el

turbocompresor pasa al enfriador de aire, básicamente es un radiador para aire, el cual se enfría con un flujo de aire, que en este caso es provocado por el motoventilador del radiador del motor. La utilización de este intercooler es indispensable para que el aire se enfríe y tenga una menor densidad. Por ende, una mayor eficiencia, mayor caballaje y torque a comparación de un motor de aspirado natural.

4.1 Parámetros importantes

Como se mencionó en ocasiones anteriores para poder caracterizar cualquier motor es necesario medir la velocidad de giro del motor mejor conocido como revoluciones por minuto (RPM) así como el par generado por la PAU, con estos parámetros se puede calcular la potencia generada, ya sea en caballos de fuerza o en kilowatts.

Conociendo lo anterior para verificar el estado del motor se investigaron gráficas de consumo de combustible, potencia y par. Estas gráficas se encontraron en la ficha técnica del motor a utilizar la cual se puede ver en el apartado de anexo en el anexo 4. La gráfica se puede ver en la imagen 4.1

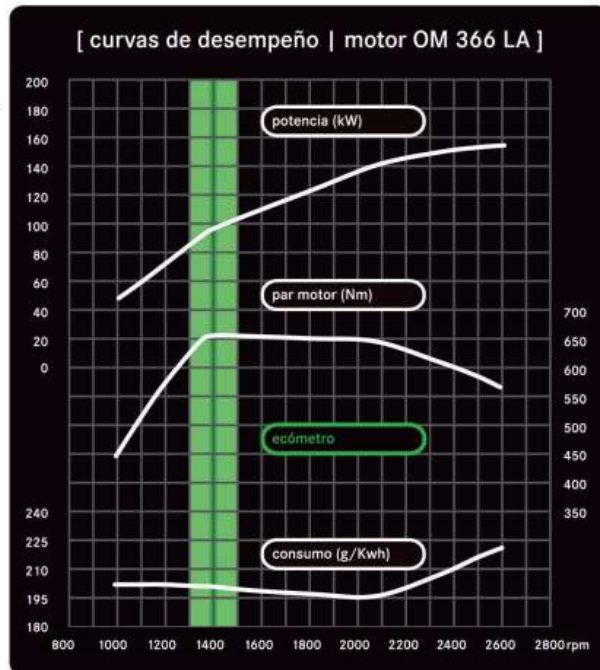


Imagen 4.1: Curvas de desempeño motor OM366 LA

En la imagen 4.1 se muestran las curvas de potencia relacionando la potencia producida a las distintas revoluciones del motor, lo mismo sucede con las curvas de par motor y consumo.

Con la información de las curvas de desempeño del motor, se tienen los valores esperados que se deberían de reportar con la instrumentación utilizada. Teniendo en cuenta que pueden llegar a existir ciertas discrepancias al no tener la certeza de que sean las mismas condiciones de operación. A saber, si los datos se sacaron a nivel del mar, bajo temperatura o humedad controlada, etc.

4.2 Emisiones contaminantes

Dentro de esta norma existen valores máximos de emisiones que se dividen en distintos grupos, dados los distintos componentes que las constituyen.

La EPA es una agencia regulatoria por su capacidad de escribir normas y reglamentos, autorizada por el congreso de EE. UU.[18]; tienen normas con respecto a la calidad del agua, control de sustancias tóxicas, del aire, etc. Entre esas se creó una con el fin de reducir la cantidad de contaminantes que emiten los motores diésel de trabajo pesado, empezando en el año 1988 y continuando hasta nuestros días. En la tabla 4.2 se pueden apreciar los estándares para estos motores, donde HC, CO, NOx, PM quieren decir hidrocarburos, monóxido de carbono, óxidos de nitrógeno y particulate matter (también conocido como particle pollution), respectivamente [19].

Año	HC	CO	NOx	PM
motores de camiones de trabajo pesado				
1988	1.3	15.5	10.7	0.6
1990	1.3	15.5	6.0	0.6
1991	1.3	15.5	5.0	0.25
1994	1.3	15.5	5.0	0.1
1998	1.3	15.5	4.0	0.1
motores de autobuses urbanos				
1991	1.3	15.5	5.0	0.25
1993	1.3	15.5	5.0	0.1
1994	1.3	15.5	5.0	0.07

1996	1.3	15.5	5.0	0.05*
1998	1.3	15.5	4.0	0.05*
* El estándar en uso de PM es 0.07				

tabla 4.2: Estándares de emisiones de la EPA para motores diésel de trabajo pesado, g/bhp-h [19]

La EPA tiene un sistema de clasificación de vehículos según el año de los mismos, estos son los Tier. El motor que vamos a utilizar entra por las características descritas en la tabla# en la Tier 1 y comparando con las Tier más recientes se puede ver cómo disminuyen la cantidad de emisiones de manera considerable en la tabla 4.3

Por otro lado, y para contrastar con los estándares de emisiones en EE.UU. se tiene a la norma europea, que designa a los estándares para vehículos de trabajo pesado diésel, haciendo uso de números romanos. La EURO I se introdujo por primera vez en 1992 y en esta se tienen como gases a considerar el CO (monóxido de carbono), HC(hidrocarburos), NOx(óxidos de nitrógeno), PN(número de partículas),PM (particulate matter) y humo. Como se ve en la tabla #[20].

Tier	fecha	prueba	CO <i>g</i> /kWh	HC <i>g</i> /kWh	NOx <i>g</i> /kWh	PN #/kWh	PM <i>mg</i> /kWh	humo <i>m</i> ⁻¹
euro I	1992(<8 5kW)	R-49	4.5	1.1	8.0	-	612	-
	1992(>8 5kW)		4.5	1.1	8.0	-	360	-

euro II	octubre de 1996		4.0	1.1	7.0	-	250	-
	octubre de 1998		4.0	1.1	7.0	-	150	-
euro III	EEV voluntario (octubre de 1999 a enero de 2013)	ESC& ELR	1.5	0.25	2.0	-	20	0.15
	octubre del 2000		2.1	0.66	5.0	-	100	0.8
euro IV	octubre del 2005		1.5	0.46	3.5	-	20	0.5
euro V	octubre del 2008		1.5	0.46	2.0	-	20	0.5
euro VI	enero del 2013		1.5	0.13	0.4	8.0×10^{11}	10	-
nota: EEV - enhanced environmentally-friendly vehicles								

tabla 4.3: Estándares europeos para motores diésel de vehículos de trabajo pesado [20]

CAPÍTULO 5: Resultados y Conclusiones

5.1 Resultados de la parte de diseño

Una vez terminado el proceso de diseño en la cual se obtuvo como resultado un diseño funcional, que cumple con los requisitos planteados inicialmente tales como la utilización del material disponible en la unidad, un factor de seguridad mayor de 2 entre otros.

Con lo anterior mencionado y teniendo las soluciones evaluadas y seleccionada la que tiene una mejor valoración en cuanto cómo responden a los requerimientos planteados. Todo ese proceso se menciona en el capítulo de diseño mecánico. Esto da el paso para poder comentar el diseño seleccionado y comprender la razón de dicha selección. Para poder iniciar el análisis de la selección es necesario conocer las condiciones de la unidad en cuanto a los equipos dinamométricos y motores disponibles, es decir que se tenía solo un banco dinamométrico para motores el cual está limitado por distintas cuestiones tales como las dimensiones, así como la PAU utilizada a motores hasta 350 HP, además que se tienen dos motores diésel de distintas dimensiones.

Este diseño buscaba utilizar los motores disponibles en la unidad al igual que el material con el que se ya se contaba, pero lo más importante desarrollar un banco dinamométrico para motores de uso pesado. Utilizando todos los datos obtenidos en la parte diseño mecánico y la parte de construcción se pueden hacer distintas observaciones a cada uno de los diseños propuestos y a su vez mencionar algunas posibles modificaciones para mejorar el diseño y la experiencia con el usuario.

El diseño obtenido es funcional y cumple con los requerimientos inicialmente planteados, con lo anterior dicho no significa que sea un diseño perfecto y como todo diseño tiene oportunidades de mejorar, esta mejora se puede ver en forma de reducción en el costo total de construcción o de mantenimiento, dentro de estas modificaciones están:

- Incorporar el uso de silentblock en la sujeción del motor.
- Rediseñar el método de anclaje de la placa de la pau (para un mantenimiento más sencillo)
- Incorporar un soporte para el tanque de combustible y radiador en el chasis inferior.
- Incorporar soportes para la guarda de protección para la flecha en el chasis inferior
- Incorporar una tapa removible o un faldón para evitar que la basura se junte en los largueros y travesaños del dinamómetro.
- Diseñar y calcular la base para el dinamómetro con la función de absorber las vibraciones.

Con estas modificaciones el diseño presentado mejoraría en el aspecto de mantenimiento y durabilidad de este. Para reducir el costo total del dinamómetro se proponen las siguientes mejoras:

- Reducir el tamaño de los PTR para la base del freno.
- Reducir el espesor de la placa que soporta a la PAU.

Al reducir el espesor y dimensiones de los elementos anteriores se disminuye el precio en mínima cantidad, pero además se disminuye el peso total del dinamómetro en función del espesor reducido manteniendo el factor de

seguridad solicitado, dicho espesor se puede obtener mediante un proceso de optimización del diseño.

En la sujeción después del análisis por elemento finito se ve que se pueden eliminar algunos de los puntos de anclaje, pero posterior a realizar algunas pruebas se observó un desplazamiento del dinamómetro y al analizar dichos puntos de anclaje se vieron que algunos se encuentran ocultos o de difícil acceso para su manipulación, por lo que la reubicación o la eliminación de estos puntos mejoraría la interacción con el usuario y los tiempos de mantenimiento pero al igual que en el caso del espesor de la placa de sujeción de la PAU es necesario realizar un proceso de análisis para verificar que dichos puntos de anclaje no afectan la seguridad del dinamómetro y de los operadores. Adicionalmente es necesario el desarrollo de algún sistema de nivelación del dinamómetro que soporte el peso del dinamómetro y las fuerzas que se experimentan en el mismo.

Un elemento necesario para el arranque más sencillo del motor y monitorización del estado motor es necesario la implementación de un tablero de información en el cual se despliegue la información acerca de temperatura del anticongelante, temperatura de aceite, presión de aceite, revoluciones, voltaje del alternador, etc. Además de incorporar un switch de encendido. Estos cambios permitirían vigilar estos parámetros de funcionamiento y conocer el estado del motor, la implementación del switch es necesario para evitar ya sea la unión de cables, o la realización de puente entre las terminales de la marcha y se arriesgue la creación de un corto circuito y con eso se pueda provocar alguna lesión.

5.2 Resultados de la parte de construcción

Con respecto al chasis inferior se tiene una estructura con un factor de seguridad mayor a 2, que demostró tener ciertas consideraciones al momento del ensamble dado nuestro entorno de trabajo; a saber, el uso de material adicional en puntos específicos del chasis para nivelar toda la estructura, pues la irregularidad del suelo resultó ser un aspecto importante a tomar en cuenta si se traslada la estructura de nuevo; porque en un momento determinado se movió toda la estructura de un lugar a otro y en su nueva ubicación el dinamómetro no se encontraba nivelado, como en su anterior ubicación.

Otro aspecto que hay que destacar es la importancia de tener cuidado al querer cambiar la configuración para el motor pues quitar las soleras hechas para ayudar a fijar los largueros pues llegar a quitarlos por completo, es decir, desatornillarlos implica una labor cuando menos incómoda de volver a atornillarlos para personas con manos grandes.

Si bien la estructura ya ensamblada da como resultado, en comparación al otro dinamómetro una mejora significativa al momento de alinear y nivelar el motor con el freno. El ensamble per se resulta ser bastante laborioso, en el que se necesita el trabajo en equipo; por ejemplo, al unir los travesaños de la base del freno a los largueros del chasis inferior, se está en una posición incómoda e incluso difícil de alcanzar con la mano si no se tiene el brazo lo suficientemente largo. Algo similar pasó con la instalación del radiador e intercooler, pues las uniones necesarias (hechas con tornillos y tuercas) es bastante difícil para ser hecha por una sola persona, debido a que radiador e intercooler están sujetos de cuatro y dos puntos respectivamente. Es decir, no hay algún punto de apoyo que facilite el fijar estos elementos.

5.3 Conclusiones

Este trabajo presenta un proceso detallado del diseño de un dinamómetro, siguiendo directrices muy claras y específicas para entregar un buen trabajo. Resultado que está respaldado por un análisis por elemento finito, así como de la investigación necesaria para asegurar que los componentes elegidos son los adecuados para cumplir con su propósito de la mejor manera. De igual modo el proceso para su construcción fue hecho con todas las medidas de seguridad necesarias. Para implementar lo mejor posible todos los procesos utilizados, además de garantizar la seguridad personal para evitar accidentes.

El resultado, es un dinamómetro funcional que cumple con la mayoría de los requerimientos solicitados, como lo es: la nivelación y el ajuste del banco en general nivelar, el acoplamiento del freno con el motor de una manera fácil y precisa, mejorando estas características del banco dinamométrico de 350 hp. Sin embargo, existen sistemas que pueden ser implementados en el futuro para poder obtener aún más parámetros como un sistema de alimentación de combustible instrumentado, la incorporación de silent block en la fijación del motor al piso para disminuir vibraciones, al igual que el diseño de la cimentación, etc.

Con respecto a la construcción, aunque ensamblar todo el dinamómetro puede ser algo tardado, incluso tedioso, una vez armado e instrumentado, incrementa la posibilidad para montar motores de una gama más amplia, dado su diseño modular. Dando pie a que sea utilizado por el personal de la UNICE para futuras investigaciones, encargos, experimentos y demás trabajos; ya que este equipo abre la posibilidad de estudiar motores de distintas capacidades, como se ha mencionado, tales como las que se utilizan en el transporte de carga.

De igual forma también aplica en el estudio de motores de encendido provocado utilizados en vehículos grandes como lo pueden ser las minivans, vehículos deportivos, pickups entre otros

Por otro lado, el problema que se tiene con los motores de estos vehículos es que muchos no tienen o cuentan con los dispositivos anticontaminantes necesarios, ya sea por su año de fabricación o por fallas en dichos sistemas, de tal modo que contar con un banco dinamométrico de estas características ayuda a determinar la forma de corregir o modificar tales problemas.

Además, este dinamómetro nos permitirá analizar el comportamiento de combustibles sintéticos, biocombustibles, hidrógeno y mezclas entre estos combustibles, en los diferentes motores a probar. Y experimentar con nuevas tecnologías anticontaminantes como: filtros de partículas, convertidores catalíticos, sistemas de aspersión de urea (conocido comercialmente como AdBlue o DEF (Diesel Exhaust Fluid)), etc. Dichos experimentos permitirán que se tengan posibles soluciones para controlar o disminuir las emisiones contaminantes de los vehículos. También abre la posibilidad de brindar la información de estos experimentos a los gobiernos tanto locales como al federal para mejorar las normativas relacionadas con los automóviles para obtener una mejora en el medio ambiente y con eso una mejor vida para los ciudadanos. Además de que puede ayudar a disminuir el costo de los vehículos debido al desarrollo de sistemas anticontaminantes más asequibles para las empresas en el ramo automotriz.

Al mismo tiempo que se obtuvo el producto terminado, es decir, el banco dinamométrico para motores de hasta 500 hp, se ganó experiencia en el proceso de diseño, que como se menciona, es un proceso iterativo. En dicho proceso se busca la solución que resuelva las necesidades de la Unidad de Investigación y Control de Emisiones.

También dentro de los diseños que se propusieron se enfocó en solucionar detalles en las iteraciones anteriores tales como falta de rigidez, falta de modularidad entre otros. Pero como se mencionó anteriormente, el proceso de diseño tuvo lluvias de ideas para poder encontrar el diseño que cumpliera con la mayor cantidad de necesidades expuestas de la mejor manera.

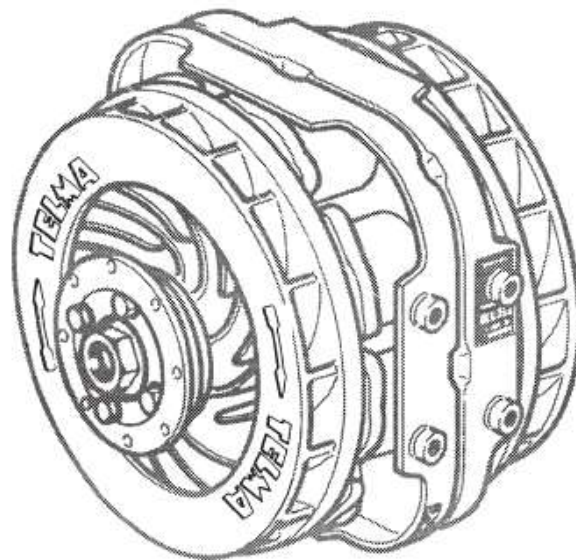
Con este trabajo se puede concluir que se cumplió de manera exitosa el objetivo planteado, además de que nos ofreció la posibilidad de obtener experiencia tanto en el aspecto del proceso de diseño, como la posibilidad de interactuar con el usuario final del producto. Además de obtener experiencia en el proceso de construcción, que involucró los procesos de manufactura, al igual que el trato con proveedores, porque esto es algo a lo que nos vamos a enfrentar continuamente en la vida laboral.

ANEXOS

ANEXO 1 Especificaciones del retarder Telma AC 61-25
Retarder



TECHNICAL SPECIFICATIONS

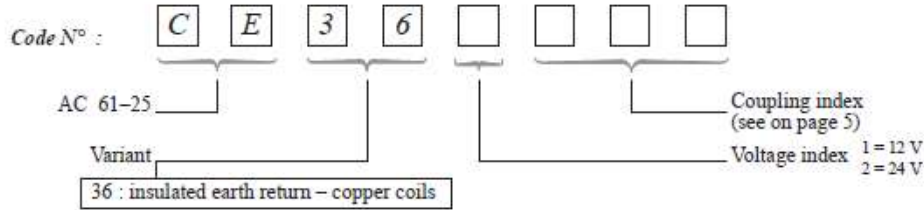


AC 61 – 25 Retarder

Model CE 36



Identification

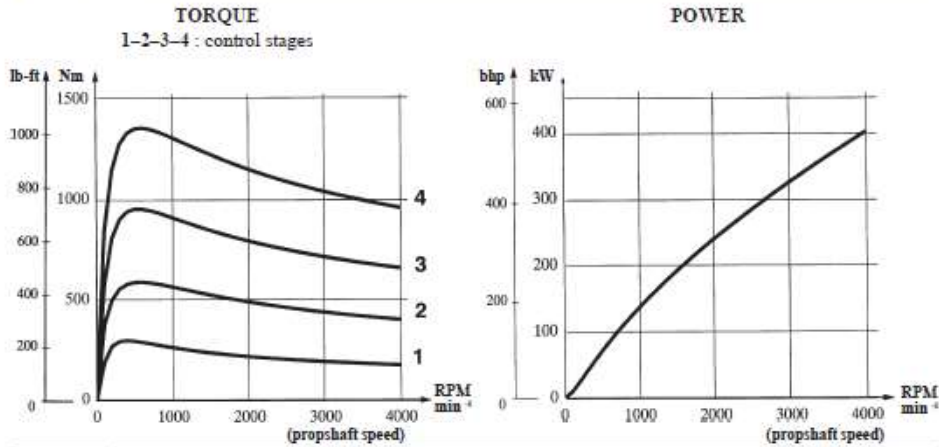


Specifications

MASS	Total : 192 kg 423 lb	Rotors : 50 kg 110 lb	Stator : 142 kg 313 lb
RANGE of application * G.C.W.	13 / 19 metric tons		
Maximum BRAKING TORQUE	1250 Nm / 921 lb-ft		
Rotors INERTIA	1.3 kgm ² / 30.88 lb-ft ²		
Maximum ROTATIONAL SPEED	4000 min ⁻¹		
Maximum TRANSMISSIBLE TORQUE	12800 Nm / 9430 lb-ft		

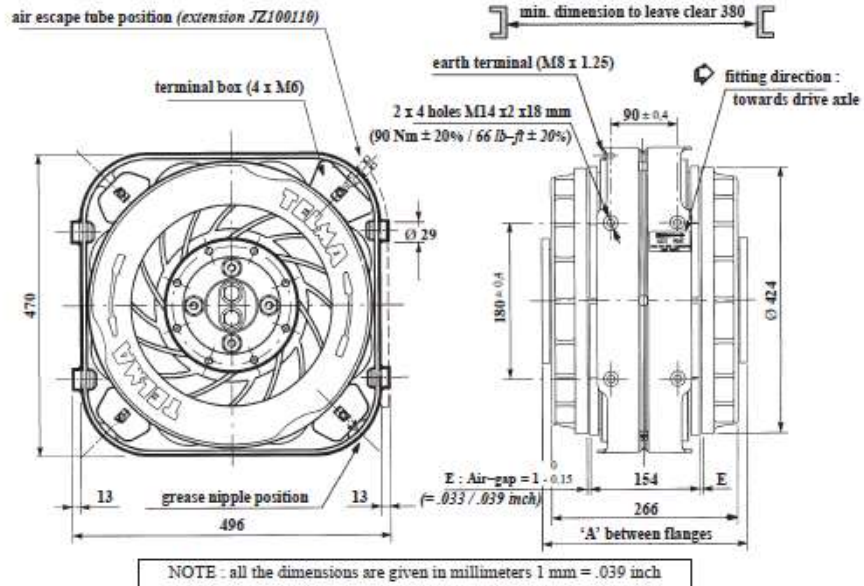
* for specific applications, consult our Technical Department

Curves

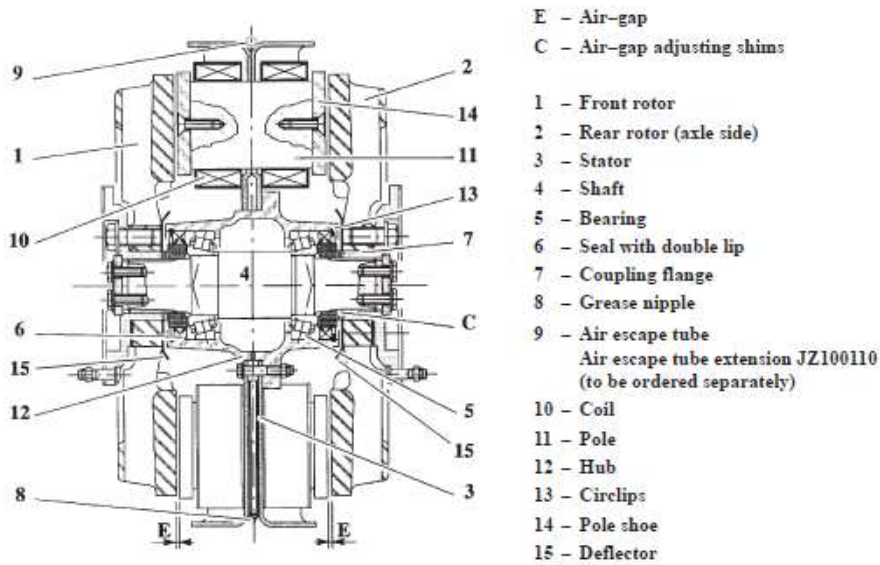


Dimensions

AC 61 – 25



Cross-section view

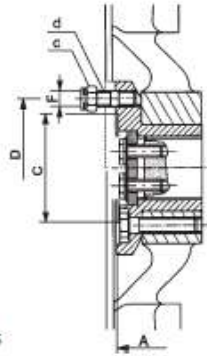


OC442077 – 09/2000

3

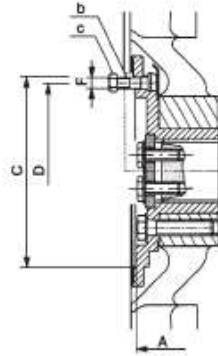


Cross-section views



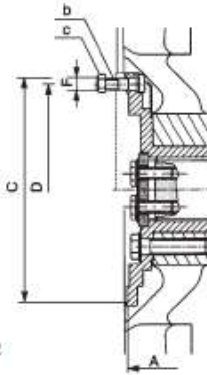
indexes 124/155

Figure 1



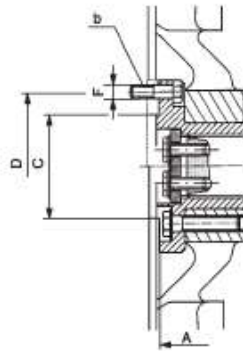
index 158

Figure 2



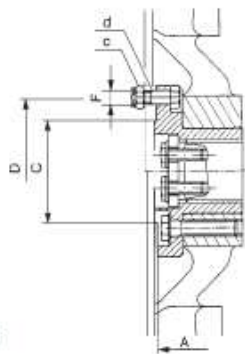
indexes 108/152

Figure 3



index 117

Figure 4



indexes 135

Figure 5

Coupling flanges

AC 61 – 25



Specifications

A	C	D	E	F	SUPPLIED FASTENERS	Fig.	Rotor securing	
							4 screws	5 screws
<i>index 108 : SAE 1800 – metric thread</i>						<i>Ref. 24 V : CE362108</i>		
296	196.85	184.12	12	M11x1.50	screws (b) nuts (c)	3	x	
<i>index 117 : DIN Ø 150 mm</i>						<i>Ref. 24 V : CE362117</i>		
296	90	130	8	M12x1.50	screws (b)	4	x	
<i>index 124 : Mercedes Ø 130 mm</i>						<i>Ref. 24 V : CE362124</i>		
296	82.56	112	8	M10x1.00	studs (d) nuts (c)	1	x	
<i>index 135 : Nissan Diesel Ø 165 mm</i>						<i>Ref. 24 V : CE362135</i>		
296	90	80x116	4	M16x1.50	screws (b) nuts (c)	5	x	
<i>index 152 : SAE 1700 – british/american thread</i>						<i>Ref. 12 V : CE361152</i>	<i>Ref. 24 V : CE362152</i>	
296	196.85	184.12	8	9.52	3/8" 24 UNF screws (b)	3	x	
<i>index 155 : SAE 1480/1550 – british/american thread</i>						<i>Ref. 12 V : CE361155</i>		
296	95.26	120.67	4	12.7	1/2" 20 UNF studs (d) nuts (c)	1	x	
<i>index 158 : SAE 1550/1610 – british/american thread</i>						<i>Ref. 12 V : CE361158</i>	<i>Ref. 24 V : CE362158</i>	
296	168.25	155.52	8	9.52	3/8" 24 UNF screws (b)	2	x	

- A – Distance between both coupling flanges (see on page 3)
- C – Centering diameter
- D – Pitch circle diameter
- E – Number of securing screws
- F – Specifications of the securing screws

NOTE : For all other couplings, please consult our Technical Department.
All the dimensions are given in millimeters 1 mm = .039 inch

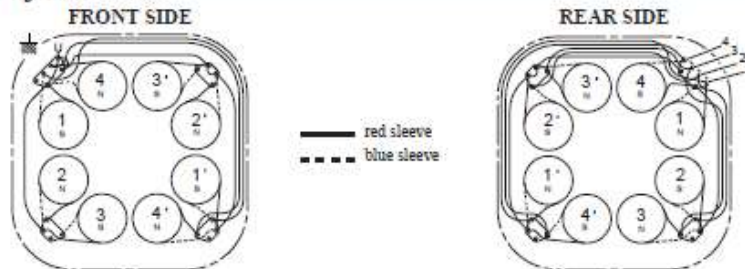
OC442077 – 09/2000

5



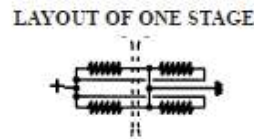
VOLTAGE (according to vehicle equipment)	12 V	24 V
Voltage INDEX	1	2
RESISTANCE per CIRCUIT ($\pm 5\%$) at 20 °C (68 °F)	0.4 Ω	1.6 Ω
RESISTANCE per COIL ($\pm 5\%$) at 20 °C (68 °F)	1.6 Ω	
INSULATION RESISTANCE	$> 1\text{ M}\Omega$	
Nominal average AIR-GAP	1 $^{-0}_{-0.15}$ mm (.033 / .039 inch)	

12 V specifications

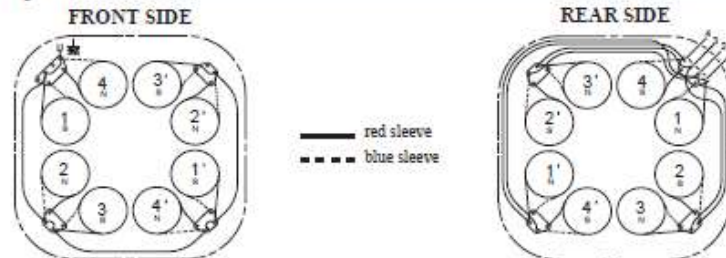


CURRENT CONSUMPTION
(at 20 °C (68 °F) according to control stage)

STAGE	1	2	3	4
CURRENT $\pm 5\%$ (A)	30	60	90	120

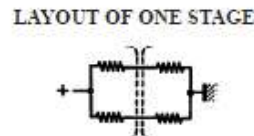


24 V specifications



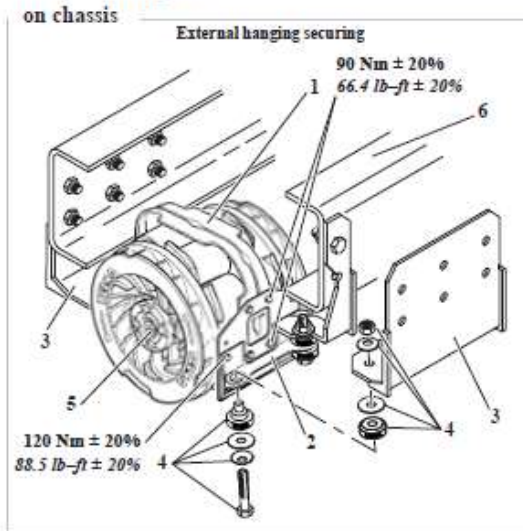
CURRENT CONSUMPTION
(at 20 °C (68 °F) according to control stage)

STAGE	1	2	3	4
CURRENT $\pm 5\%$ (A)	15	30	45	60





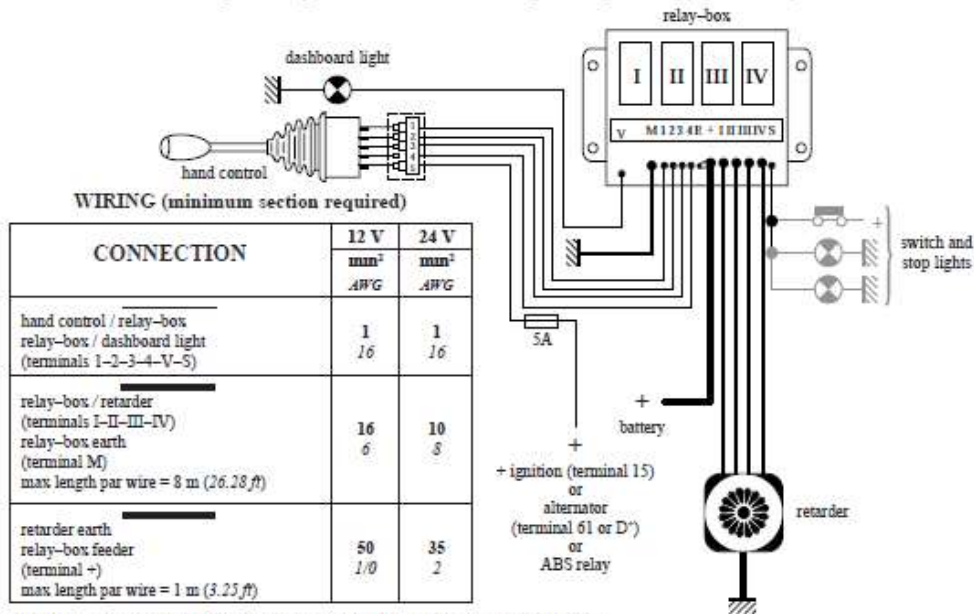
Fitting example



- 1 - Retarder
- 2 - Set of 2 side - plates
- 3 - Set of 2 consoles (JZ100743)
- 4 - Set of 4 rubber mounts with fasteners (230 Nm/169.6 lb-ft)
- 5 - Coupling flange
- 6 - Chassis

Wiring diagram (example with hand control)

Consult our Technical Department for automatic control and governing devices (ex.: ABS...)



NOTE : for longer lengths, please consult our Technical Department.


OC442077 – 09/2000

7



28, rue Paul Painlevé – Z.A. du Vert Galant
F – 95310 SAINT OUEN L'AUMONE – FRANCE
B.P. 692 – F – 95004 CERGY Cedex – FRANCE
Tel. (33) (0) 1 34 48 54 00 – Fax : (33) (0) 1 30 37 63 69

LABINAL S.A. au capital de 410 757 700 FRF
Siège Social : 5 avenue Newton – 78180 Montigny-le-Bretonneux
552 139 305 R.C.S. Versailles – N° d'identification TVA FR 46 552 139 305

GRUPE LABINAL
DIVISION RALENTISSEURS TELMA 

This technical data is supplied for your guidance in the use of the product and may be modified at any moment without prior notice.

Any reproduction, duplication or translation of this publication, also in the form of an abstract, is subject to the previous written permission of LABINAL, TELMA Retarders Division, Cergy.

Printed in France

ANEXO 2 Especificaciones de las chumaceras SKF

11/6/24, 11:20 a.m.

SY 509 M - Soportes para rodamientos de inserción | SKF



Image may differ from product. See technical specification for details.

SY 509 M

Soporte de pie para rodamientos de inserción, fundición, normas ISO

Los soportes de pie están diseñados para alojar un rodamiento de inserción. Los soportes de fundición son fuertes, rígidos y rentables. Son adecuados para la mayoría de las aplicaciones y pueden atornillarse directamente a una superficie de apoyo.

- Soportan cargas pesadas en diferentes sentidos
- Alto grado de rigidez
- Diseño estrecho

Descripción general

Dimensiones

Diámetro del asiento esférico	65 mm
Altura del centro (soporte de pie)	54 mm
Ancho total del soporte	46 mm
Distancia del centro entre los orificios para tornillos	143,5 mm

Propiedades

Tipo de soporte	Soporte de pie
Cantidad de agujeros para tornillos de fijación	2
Tipo de orificio para tornillos de fijación	Plano
Material, soporte	Fundición
Recubrimiento	Sin
Orificio de relubricación	Con
Boquilla de relubricación	Con

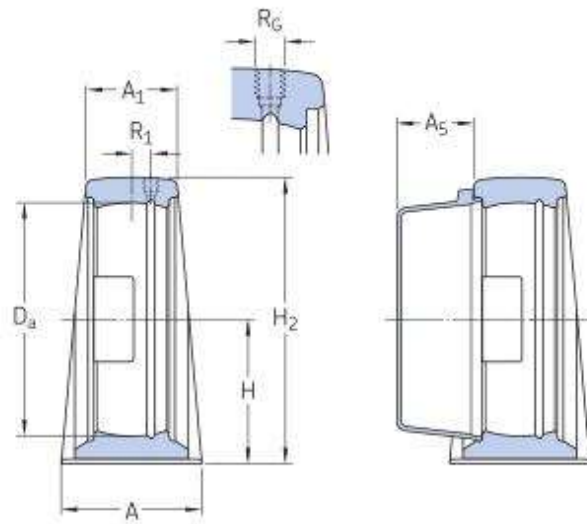
Logística

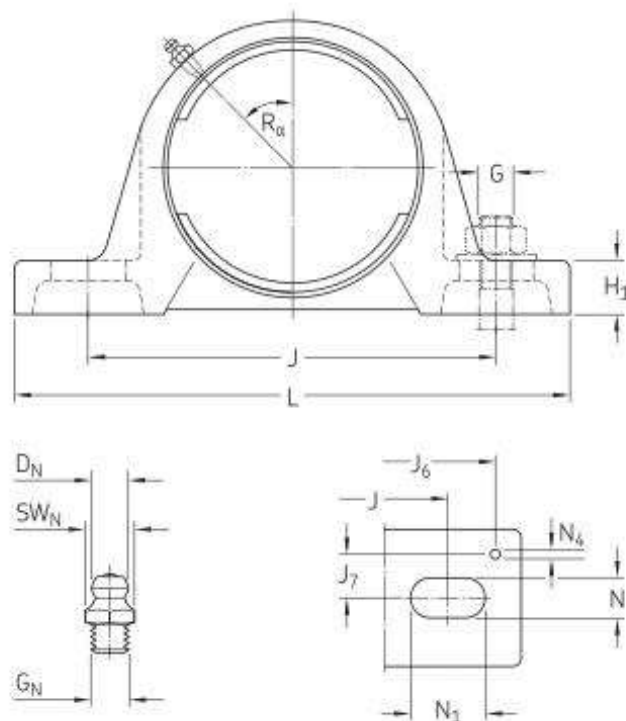
Peso neto del producto	1,47 kg
Código eClass	23-05-02-02
Código UNSPSC	31171536

Especificación técnica

Material

Función





Dimensiones

D_a	60 mm	Diámetro del asiento esférico
A	46 mm	Ancho de la base
A_0	32 mm	Ancho superior
A_0	26,5 mm	Parte que sobresale de la tapa lateral
H	54 mm	Altura del centro del asiento esférico
H_1	21 mm	Altura del pie
H_2	107 mm	Altura total
J_1	143,5 mm	Distancia entre los tornillos de fijación
J_2	max. 152 mm	Distancia entre los tornillos de fijación
J_3	min. 135 mm	Distancia entre los tornillos de fijación
L	167 mm	Longitud total
N	14 mm	Ancho del agujero del tornillo de fijación
N_1	22,5 mm	Longitud del agujero del tornillo de fijación

ORIFICIO ROSCADO

R_0	1/4-20 UNF	Rosca del soporte para la boquilla engrasadora
R_1	4 mm	Posición axial de la rosca del soporte
R_0	45 °	Posición angular de la rosca del soporte

BOQUILLA ENGRASADORA

D_H	0.5 mm	Diámetro de la cabeza esférica de la boquilla engrasadora
SW_H	7 mm	Tamaño de la llave hexagonal para la boquilla engrasadora
G_H	1/4-20 SAE-LT	Rosca de la boquilla engrasadora

FIJAS DE SITUACIÓN

J_0	173 mm	Distancia entre fijas de situación
J_T	17 mm	Desplazamiento axial de las fijas de situación
N_4	4 mm	Diámetro recomendado para las fijas de situación

Información de montaje

Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, mm	G	12 mm
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, pulgadas	G	0.5 in

Productos asociados

Tapa lateral

 EGY 209




Productos compatibles

Producto recomendado

Tapa lateral para unidad de rodamientos de bolas

ECY 209

Más información

 Detalles del producto	 Información sobre ingeniería	 Herramientas
<p>Unidades de soportes de pie según las normas ISO</p>		<p>Bearing Select (Herramienta para la selección de rodamientos)</p>
<p>Unidades de soportes de pie según las normas norteamericanas</p>	<p> Principios para la selección y la aplicación de las unidades de rodamientos de bolas. Descargar catálogo (4,9 MB)</p>	<p>Engineering Calculator (Herramienta para cálculos de Ingeniería)</p>
<p>Unidades de soportes de pie según las normas industriales japonesas (JIS)</p>	<p>Principios para la selección de soluciones de rodamientos montados.</p>	<p>Instrucciones de montaje y desmontaje de rodamientos</p>
<p>Unidades de soportes de pie, no estandarizadas (incl. línea de procesamiento de alimentos SKF)</p>	<p>Falla del rodamiento y cómo prevenirla</p>	
<p>Desalineación admisible</p>		
<p>Apoyo del lado fijo/libre</p>		
<p>Cargas</p>		
<p>Límites de temperatura</p>		
<p>Velocidad admisible</p>		
<p>Lubricación</p>		
<p>Montaje y desmontaje</p>		
<p>Información para los pedidos</p>		
<p>Sistema de designación</p>		



Términos de uso

Al visitar y utilizar esta página web/aplicación, publicada por AB SKF (publ.) (556007-3495 · Gotemburgo) ("SKF") y de su propiedad, usted acepta cumplir con los siguientes términos y condiciones:

Limitación de la garantía y de la responsabilidad

Aunque se ha puesto el máximo empeño en asegurar la exactitud de la información incluida en esta página web/aplicación, SKF proporciona dicha información "TAL CUAL", y DENIEGA CUALQUIER GARANTÍA, EXPRESA O IMPLÍCITA, INCLUIDAS, ENTRE OTRAS, LAS GARANTÍAS IMPLÍCITAS DE COMERCIABILIDAD Y APTITUD PARA FINES ESPECÍFICOS. Usted reconoce que utilizará esta página web/aplicación bajo su entera responsabilidad, que asume la responsabilidad absoluta de todos los costos asociados al uso de esta página web/aplicación y que SKF no será responsable de ningún daño directo, incidental, consecuente ni indirecto de ningún tipo, derivado de su acceso a la información o los programas informáticos disponibles en esta página web/aplicación o del uso de estos.

Todas las garantías y manifestaciones incluidas en esta página web/aplicación acerca de los productos o servicios de SKF que usted adquiera o use estarán sujetas a los términos y condiciones acordados en el contrato del producto o servicio en cuestión.

Asimismo, en lo que respecta a las páginas web/aplicaciones no pertenecientes a SKF mencionadas en nuestra página web/aplicación o donde se incluya un hipervínculo, SKF no ofrece garantía alguna respecto de la exactitud o la confiabilidad de la información incluida en dichas páginas web/aplicaciones y no asumirá ninguna responsabilidad sobre el material creado o publicado por terceros incluido en dichas páginas y aplicaciones. Además, SKF tampoco garantiza que esta página web/aplicación ni que esas otras páginas web/aplicaciones vinculadas estén libres de virus u otros elementos perjudiciales.

Servicios de terceros

Cuando mire contenido de YouTube a través de los sitios web de SKF (es decir, utilizando [Servicios API de YouTube](#)), usted acepta los [Términos de servicio de YouTube](#).

Derechos de autor

Los derechos de autor de esta página web/aplicación y el derecho de autor de la información y los programas informáticos disponibles en esta página web/aplicación pertenecen a SKF o a los otorgantes de su autorización de uso. Quedan reservados todos los derechos. Todo el material autorizado para su uso mencionará al otorgante que haya concedido a SKF el derecho a utilizar el material. La información y los programas informáticos disponibles en esta página web/aplicación no podrán reproducirse, duplicarse, copiarse, transmitirse, distribuirse, almacenarse, modificarse, descargarse ni explotarse de ningún otro modo para uso comercial sin la autorización previa por escrito de SKF. No obstante, sí podrán reproducirse, almacenarse y descargarse para su uso por parte de particulares sin la autorización previa por escrito de SKF. En ningún caso se podrá facilitar esta información o programas informáticos a terceros.

Esta página web/aplicación incluye determinadas imágenes que se utilizan bajo licencia de Shutterstock, Inc.

Marcas comerciales y patentes

Todas las marcas comerciales, nombres de marcas y logotipos de empresas que aparecen en la página web/aplicación son propiedad de SKF o de los otorgantes de su autorización de uso, y no podrán ser utilizados de ningún modo sin la autorización previa por escrito de SKF. Todas las marcas comerciales autorizadas publicadas en esta página web/aplicación mencionan al otorgante que haya concedido a SKF el derecho a utilizar la marca comercial. El acceso a esta página web/aplicación no concede al usuario ningún derecho sobre las patentes propiedad de SKF o autorizadas a SKF.

Cambios

SKF se reserva el derecho a introducir cambios o ampliaciones de esta página web/aplicación en cualquier momento.

ANEXO 3 Especificaciones Rodamiento UC210



View product details on medias

11.06.2024, 11:19:29 CST

SCHAEFFLER



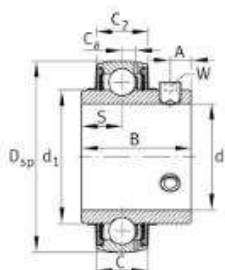
FAG

UC210

Rodamiento insertable

Rodamientos insertables UC; anillo exterior esférico, fijación mediante tornillos prisioneros, obturaciones RSR en ambos lados

Información técnica



Medidas principales y datos de rendimiento

d	50 mm	Diámetro del agujero
D _{sp}	90 mm	Diámetro exterior
B	51,6 mm	Anchura
C _{10r}	990 N	Límite de carga por fatiga, radial
C _r	37.500 N	Capacidad de carga dinámica, radial
C _{10i}	23.200 N	Capacidad de carga estática, radial
m	0,803 kg	Peso

Medidas

C	24 mm	Ancho del anillo exterior
C ₂	24,8 mm	Anchura total de obturación
S	19 mm	Distancia pista de rodadura
d ₁	82,84 mm	Diámetro del borde del anillo interior
C ₃	6,5 mm	Distancia al agujero de engrase
A	10 mm	Distancia rosca
W	5 mm	Anchura entrecaras

Rango de temperatura

T _{min}	-20 °C	Temperatura mín. de funcionamiento
T _{max}	100 °C	Temperatura máx. de funcionamiento

Factores de cálculo

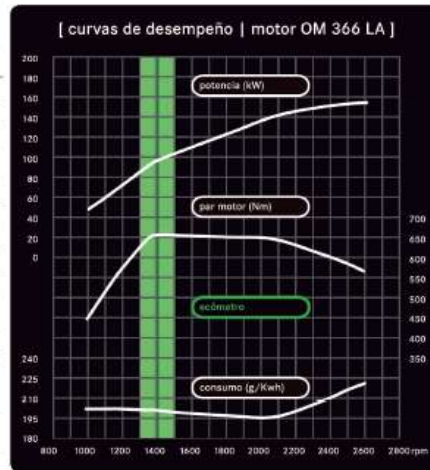
f _D	14,4	Factor de cálculo
----------------	------	-------------------

La ficha técnica es sólo un resumen de las dimensiones y las capacidades de carga de los productos seleccionados. Por favor, consulte siempre más información y normativas de este producto. Para más información, consulte contact form on our website.

ANEXO 4 Especificaciones del motor

Motor	
OM 366 LA Euro II 6 cilindros verticales en línea, turbocooler	
potencia máxima [NBR ISO 1585]	155 kW (211 cv) @ 2.600 rpm
par motor máximo [NBR ISO 1585]	660 Nm (67 mkgf) @ 1.400 rpm
cilindrada total	5.958 cm
consumo específico	197 g/kWh @ 1.950 rpm
filtro de aceite - tipo	filtro de aceite con elemento de papel
	intercambiable
filtro de aire - tipo	seco, con elemento de papel
sistema de enfriamiento	por circulación de agua con termostato
unidad inyectora	Bosch, de émbolos con avance automático
	P3000
sistema de inyección	con regulador RQVK y LDA
compresor (accionamiento)	por correa en V

Transmisión	
MB G 60 - 6 (accionamiento por palanca) 6 marchas sincronizadas	
relación de transmisión	i = 9,201 / 5,230 / 3,145 / 2,034 / 1,374 / 1,00 marcha atrás = 8,649
embrague	GMF 350 • monodisco, seco • accionamiento hidroneumático



Imágenes referenciales, especificaciones sujetas a cambio sin previo aviso.

Ejes	
eje delantero	MB VL 3/8 D - 6,5 tipo puño
eje trasero	MB HL 5/60 DZ- corona D42/ armadura central con tubos de acero insertados
reducción	i=4,875 (39:8)

Suspensión • Neumáticos • Dirección • Chasis [tipo: escalera, remachado]	
suspensión eje delantero	ballestas semi elípticas con 2 amortiguadores telescópicos de doble acción y barra estabilizadora
suspensión eje trasero	ballestas semi elípticas con 2 amortiguadores telescópicos de doble acción y barra estabilizadora
ruedas	7.50 X 22.5
neumáticos	11R 22,5"
dirección hidráulica	ZF 8097 i máx. = 20,6 : 1

Desempeño	
OF 1721 MB G 60 - 6 MB HL 5/60 DZ - corona D427 11R 22,5"	
reducción	i=4,875 (39:8)
velocidad máxima (km/h)	101
pendiente máximo (PBV)	34

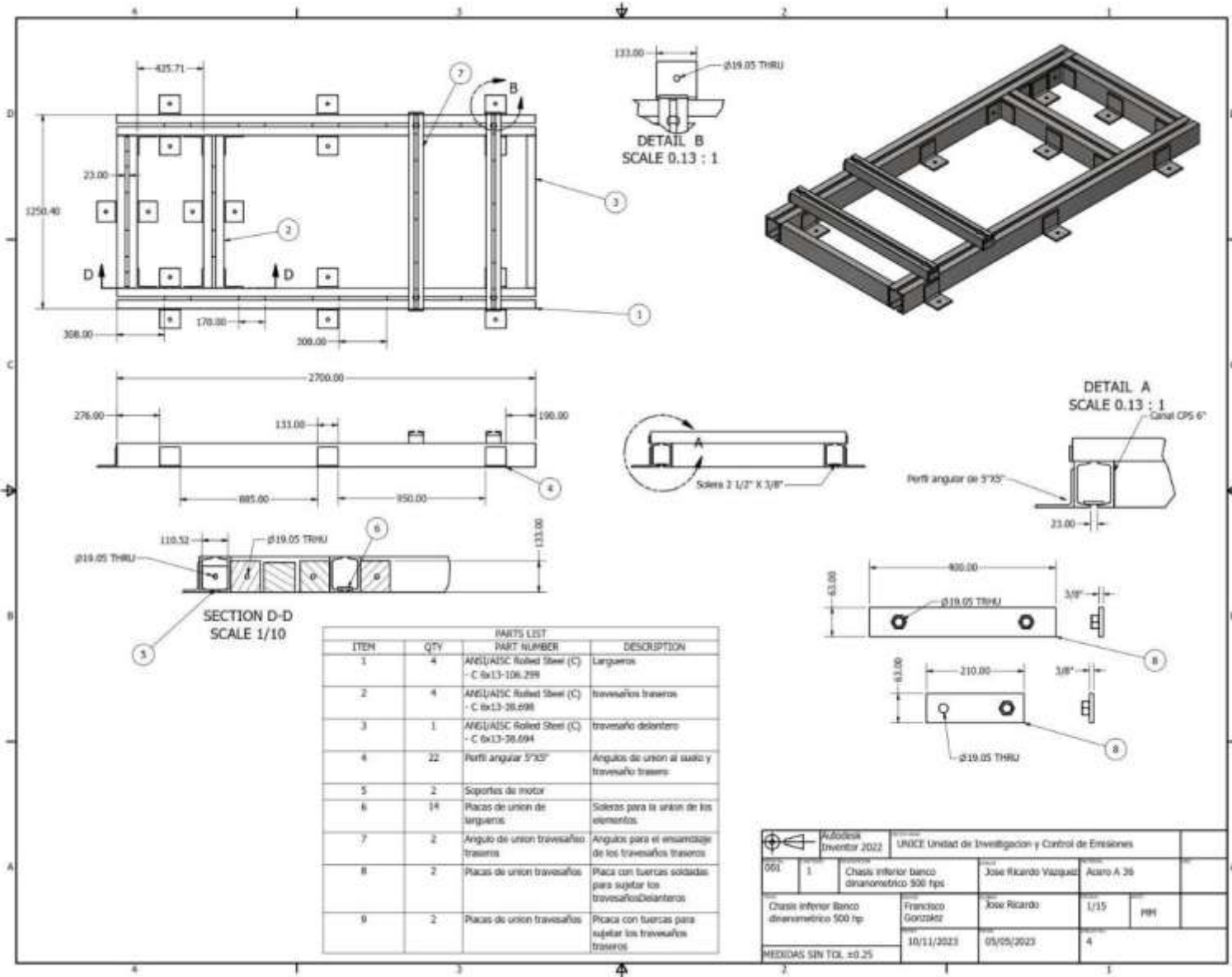
Sistema eléctrico	
tensión normal	24 V
alternador [capacidad]	28 V / 80 A
batería	2 x 12 V / 135 Ah

Frenos	
a aire comprimido, de dos circuitos tambor en la delantera y tambor en la trasera	
área de frenado (min./máx.)	4.258 cm ² (2.129 + 2.129)/ 4.541 cm ² (2.129 + 2.412)
regulador automático de freno	sí
freno de estacionamiento	cámara de muelle acumuladora
freno motor	mariposa en el tubo de escape • accionamiento electro-neumático; puede actuar con el freno de servicio
Top Brake	no

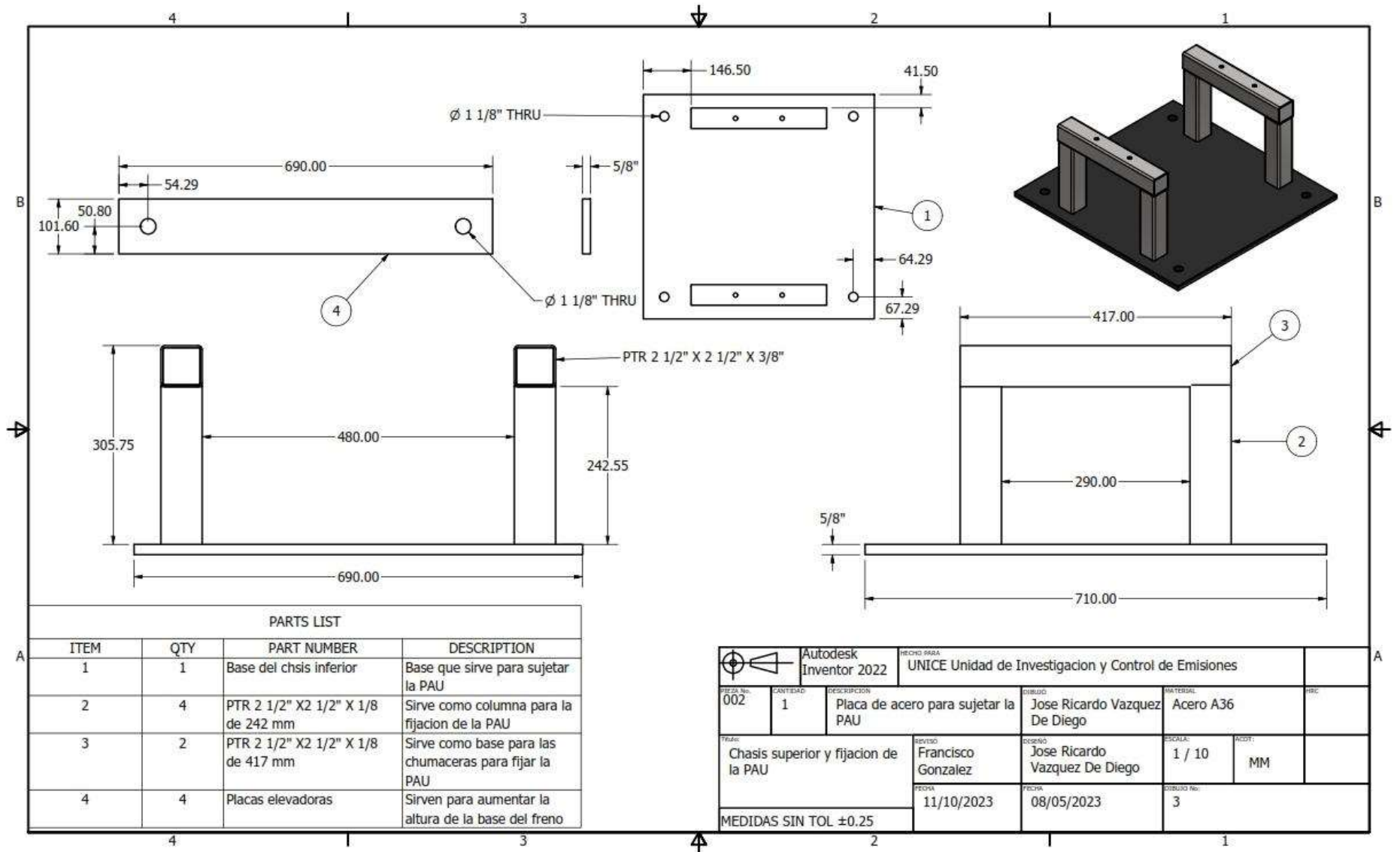
Volúmenes de suministro [l]	
tanque de combustible	300
aceite en el carter	[máx] 15 [mín] 11
caja de cambios	9,0
carcasa del diferencial	[eje trasero] 10
dirección hidráulica	3,5
sistema de enfriamiento	27

MATRIZ QUITO: Av. Galo Plaza Lasso 5898 y Manuel Zambrano, Panamericana Norte Km 3 PBX: (593 2) 3930780
QUITO SUR: Av. Pedro Vicente Maldonado S57-254 y Transversal No. 3 (Guamaní) PBX: (593 2) 3930780
GUAYAQUIL: Av. de las Américas 313 y Eugenio Almazan, Edificio de Las Américas PBX: (593 4) 3713080
CUENCA: Av. Gil Ramirez Dávalos 295 y Elia Liut (Frente a Kywi) Telf: (593 7) 2861732
www.mercedes.benz.com.ec

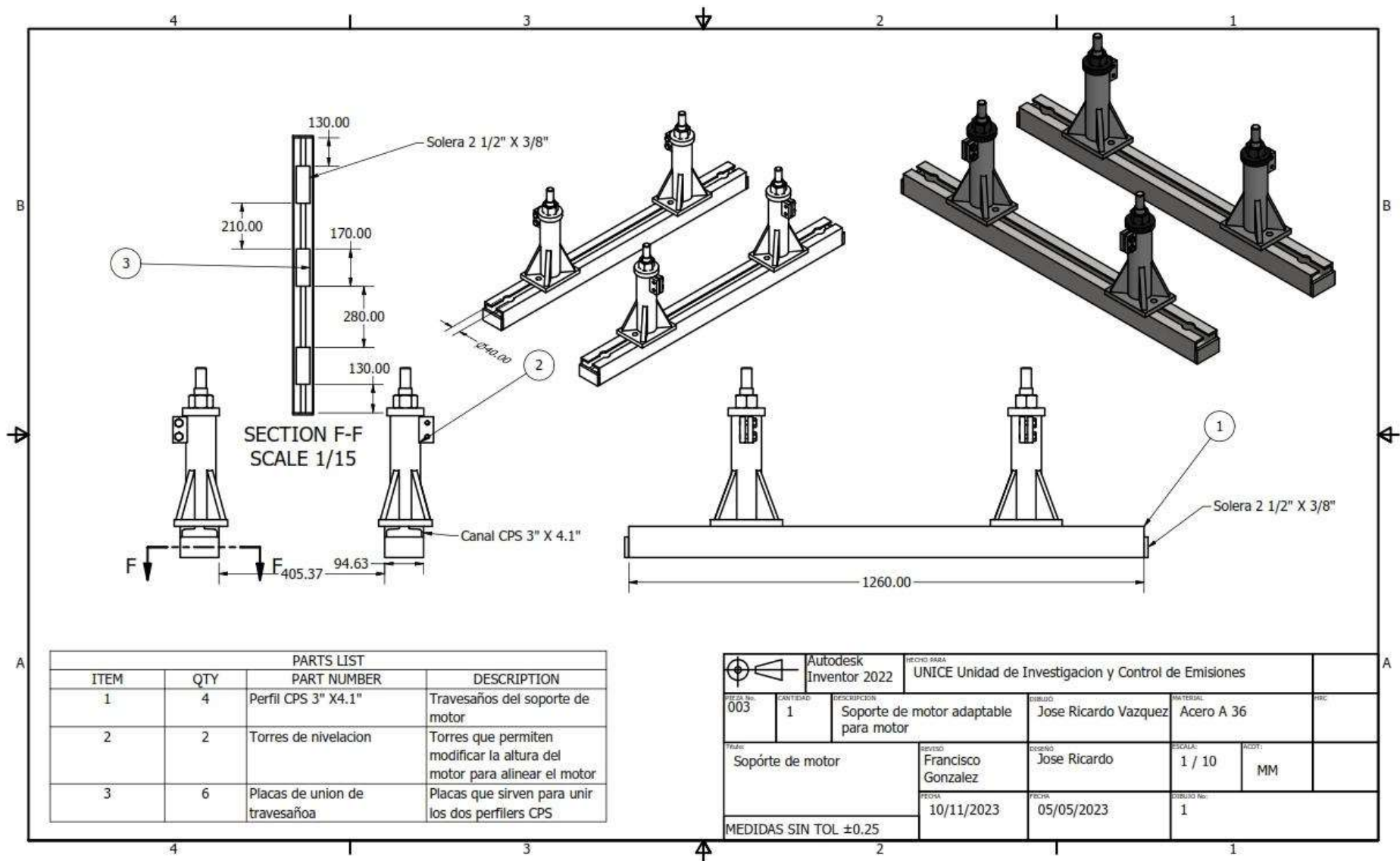
ANEXO 5 Plano chasis inferior



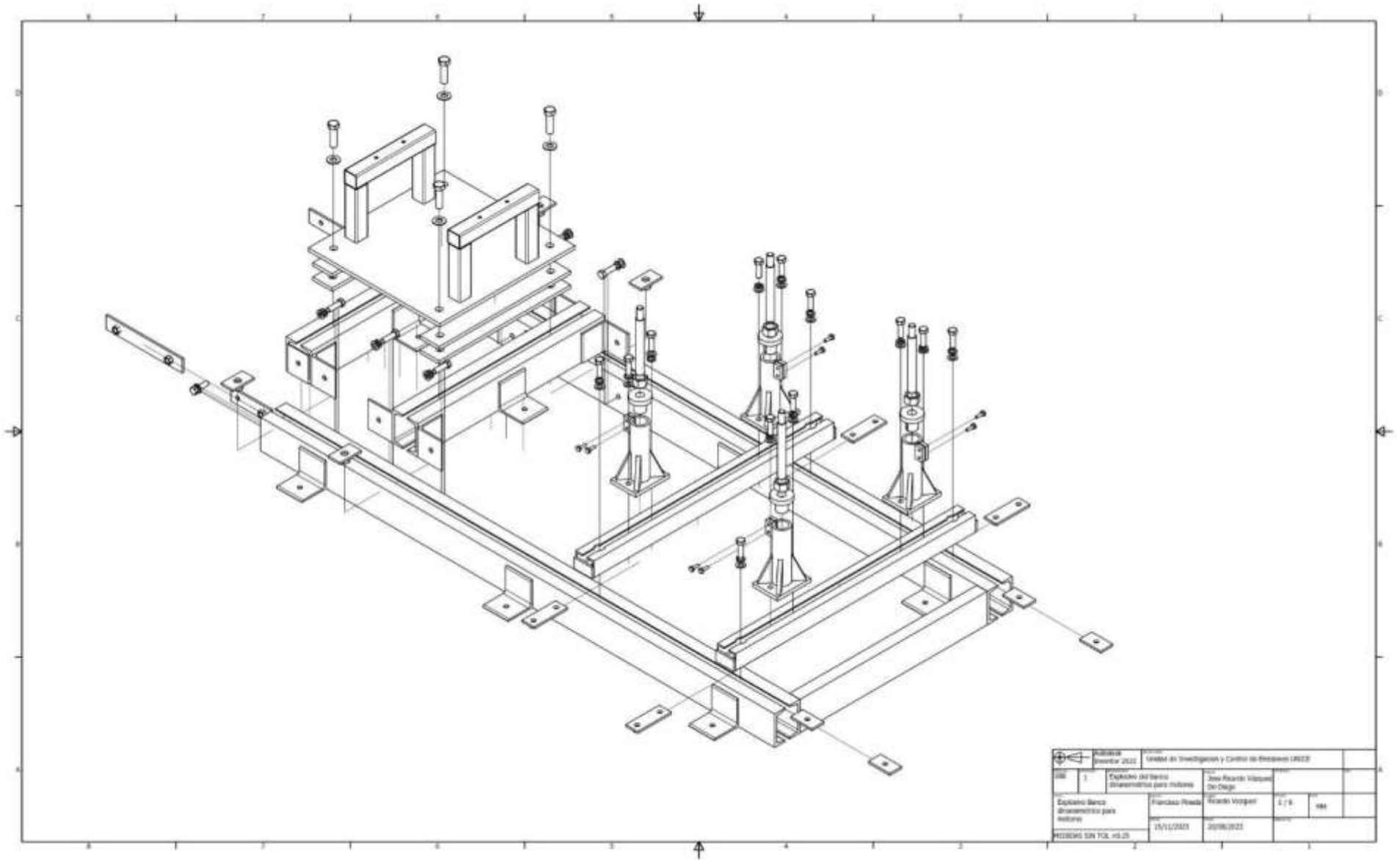
ANEXO 6 Plano chasis superior y fijación de la PAU



ANEXO 7 Plano fijación del motor



ANEXO 8 Explosivo Dinamómetro



BIBLIOGRAFÍA

- [1] Definiciona, “Dinamómetro”. Consultado: el 19 de octubre de 2023. [En línea]. Disponible en: <https://definiciona.com/dinamometro/>
- [2] H. L. Trietley, *Transducers in Mechanical and Electronic Design*. New York: CRC Press, 1986.
- [3] Sirohi R.S., *Mediciones Mecánicas*. Limusa, 1986.
- [4] Cercero Olivera Miguel Angel, “Diseño de un dinamómetro de chasis para vehículos de hasta 3500 kg de peso bruto vehicular”, Universidad Nacional Autónoma de México, 2012. Consultado: el 30 de noviembre de 2023. [En línea]. Disponible en: https://tesiunam.dgb.unam.mx/F/9K8IM98I7URL2V7AQVHH6TG5LTPGJA17ERGS SP8LG6I43DG8X9-30813?func=full-set-set&set_number=111382&set_entry=000009&format=999
- [6] Ge Huamin, Zhou Xingpeng, L. Qi, Intelligent Information Technology Application Research Association, M. International Conference on Computer, y CMCE 2010.08.24-26 Changchun, “International Conference on Computer, Mechatronics, Control and Electronic Engineering (CMCE), 2010 24-26 Aug. 2010, Changchun, China ; proceedings”, 2010, pp. 476–479.
- [9] Martyr A. J y Plint M.A, *Engine testing theory and practice*, 3 ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2007.
- [11] R. L. Norton, “Diseño de maquinaria”.
- [14] S. D. Ramdani, A. Subhan, H. Febnesia, y M. Hidayat, “Comparison of penetration depth based on effect of DCEP and DCEN polarity on SMAW process using E6013 with ASTM A36”, en *AIP Conference Proceedings*, American Institute of Physics Inc., mar. 2023. doi: 10.1063/5.0114540.
- [15] M. P. Groover, *Fundamentals of Modern Manufacturing Materials Processes and Systems*, 4a ed. John Wiley & Sons, Inc., 2010.

Referencias

- [5] ROTRONICS, “ROTRONICS”. Consultado: el 23 de noviembre de 2023. [En línea]. Disponible en: <https://bestdyno.com/en/truck-chassis-dynamometer/>
- [7] Power Test, “WHAT IS A DYNAMOMETER”. Consultado: el 16 de octubre de 2023. [En línea]. Disponible en: [https://powertestdyno.com/what-is-a-dyno/#:~:text=A%20dynamometer%2C%20also%20known%20as,or%20lb%2Dft\)%20requirements.](https://powertestdyno.com/what-is-a-dyno/#:~:text=A%20dynamometer%2C%20also%20known%20as,or%20lb%2Dft)%20requirements.)

- [8] Taylor Dynamometer, “Engine Dynamometers ”. Consultado: el 12 de noviembre de 2023. [En línea]. Disponible en: <https://www.taylordyno.com/products/engine-dynamometers/>
- [10] MWD, “FRA 280”. Consultado: el 23 de noviembre de 2023. [En línea]. Disponible en: <https://mwdyno.com/producto/fra-280/>
- [12] Real academia española, “Diseño”. Consultado: el 19 de octubre de 2023. [En línea]. Disponible en: <https://dle.rae.es/dise%C3%B1o>
- [13] FEMSAS, “CATALOGO DE TORNILLOS FEM SAS”.
- [16] “Cojinete de inserción, forma de orificio cilíndrico con tornillo de ajuste, tipo UC (UC210)”. Consultado: el 17 de enero de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://mx.misumi-ec.com/es/vona2/detail/221000611902/?HissuCode=UC210>
- [17] El Guardiola, “Engine Mercedes OM366LA”. Consultado: el 30 de noviembre de 2023. [En línea]. Disponible en: <https://mymotorlist.com/engines/mercedes/om366la/>
- [18] EPA, “Leyes y Normas – Reglamentos ambientales”. Consultado: el 14 de enero de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://espanol.epa.gov/espanol/leyes-y-normas-reglamentos-ambientales>
- [19] “US: Heavy-duty: Emissions”. Consultado: el 21 de enero de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.transportpolicy.net/standard/us-heavy-duty-emissions/>
- [20] “EU: Heavy-duty: Emissions”. Consultado: el 23 de enero de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.transportpolicy.net/standard/eu-heavy-duty-emissions/>