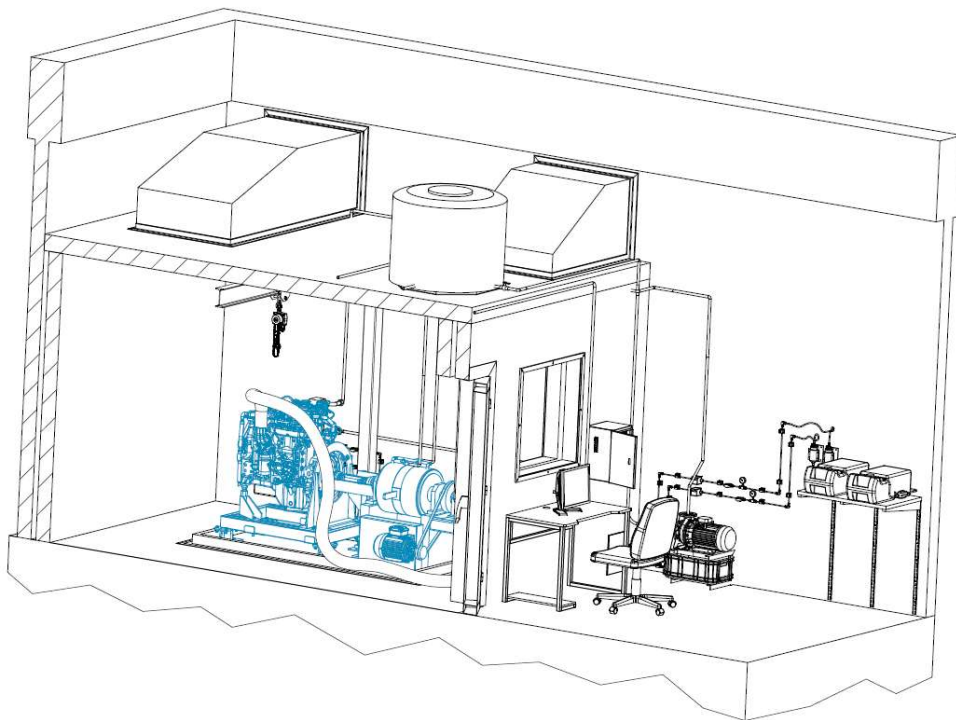


UTN FACULTAD
REGIONAL
DELTA


PROYECTO FINAL INGENIERÍA MECÁNICA

Banco de pruebas para Motores Combustión Interna (M.C.I)



Integrantes:

- Carcache, Pablo Alberto
- Gentile, Pablo Darío
- Ramírez, Damián Nazareno

Fecha:21/06/2021	ETAPA 1	Universidad Tecnológica Nacional	
REV: 03	Banco de pruebas para MCI	Facultad Regional Delta	

ETAPA 1

Contenido

1. Integrantes	1
2. Tema a desarrollar	1
3. Factores de selección	2
3.1 Interés por el tema.....	2
3.2 Capacidad para el desarrollo.....	2
3.3 Recursos necesarios	2
3.4 Utilidad	2
4. Visitas informativas	3
4.1 Taller de Mauro Santucho - Campana, Bs. As.	3
4.2 Taller de Héctor Bacaresa - Campana, Bs. As.....	4
4.3 Toyota Argentina – Zárate, Bs. As.	4
4.4 Taller de Juan José Tártara - Zárate, Bs. As.	4

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

1. Integrantes

En el presente documento y en la participación directa de las actividades vinculadas al proyecto final, estarán presentes los siguientes alumnos de la carrera de ingeniería mecánica:

- Carcache, Pablo
- Gentile, Pablo
- Ramírez, Damián

2. Tema a desarrollar

El tema seleccionado para el proyecto consta de la investigación, diseño, verificación y confección de planos de detalles de un banco de pruebas para motores de combustión interna (MCI) capaz de obtener las principales curvas características de los motores (ver figura 1), las cuales definen el comportamiento de un motor.

El banco debe ser capaz de obtener las curvas de:

- Potencia
- Torque
- Consumo específico

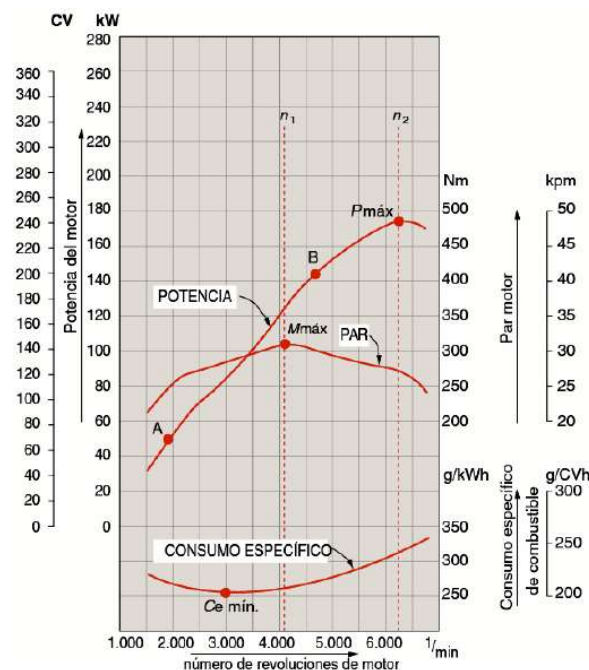



Figura 1 – Curvas características de los MCI

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

Fecha:21/06/2021	ETAPA 1	Universidad Tecnológica Nacional	
REV: 03	Banco de pruebas para MCI	Facultad Regional Delta	

3. Factores de selección

3.1 Interés por el tema

Ante la necesidad de la facultad, y al ser un tema de perfil mecánico que involucra contenido de automotores, diseño y cálculos de elementos mecánicos, se despertó el interés de todos los integrantes del grupo debido al desafío planteado; sumado a la responsabilidad y la motivación extra que se presentan por ser un proyecto a desarrollar y utilizar dentro de la institución.

3.2 Capacidad para el desarrollo

Las herramientas necesarias para poder encarar un proyecto de tal calibre fueron adquiriéndose a lo largo de la carrera de ingeniería mecánica. Por ello el grupo tiene la confianza y la capacidad para afrontar el desafío.

3.3 Recursos necesarios

Al ser un proyecto a desarrollar para un laboratorio dentro de la facultad está a disposición el personal del laboratorio y los elementos del mismo para su estudio o consulta.

3.4 Utilidad

Poder lograr la adquisición de las curvas características es muy importante para analizar el comportamiento de los motores, tanto para estudio como para controles en la industria automotriz.

Luego de investigar, notamos que en el país son escasos los fabricantes que se dedican a la confección de estos dispositivos, por lo tanto, es una buena oportunidad considerando la cantidad de automotrices radicadas en la zona, como Toyota, Honda, Ford, entre otras.

La ubicación de la facultad nos da la oportunidad de ofrecer el servicio a terceros, teniendo en cuenta que la demanda de automóviles en estos últimos años ha ido incrementándose.

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

4. Visitas informativas

Durante los primeros meses de investigación, se realizaron visitas a varios talleres de la zona que se encargan de realizar pruebas a motores para distintos tipos de clientes.

En cada una de estas visitas, se consultó información sobre el equipo utilizado, experiencias y todo lo referente a los ensayos en motores con el objetivo de recolectar información de campo como referencia para el desarrollo de nuestro trabajo.

A continuación, se listarán los lugares visitados:

4.1 Taller de Mauro Santucho - Campana, Bs. As.

Preparación de motores para kartings de competición.

Para la realización del ensayo de las curvas características (ver figura 2) se utilizó un banco con un freno dinamométrico hidráulico (ver figura 2)

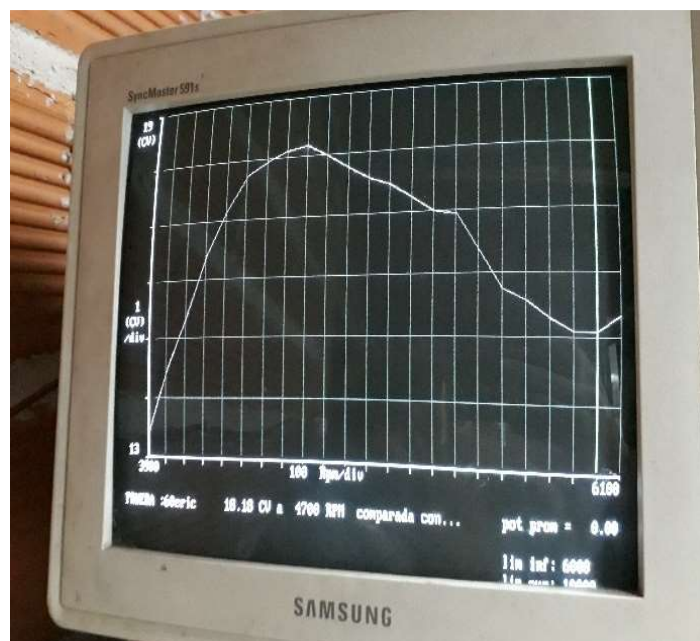


Figura 2 – Curvas de potencia motor



Figura 3 – Banco de ensayo con freno hidráulico

4.2 Taller de Héctor Bacaresa - Campana, Bs. As.

Taller de mecánica general que solía realizar preparación de motores de competición.

Tenía posesión de un banco de pruebas del tipo hidráulico. Actualmente solo cuenta con la sala (no se dispone de fotografías, pero si la experiencia transmitida por su dueño).

4.3 Toyota Argentina – Zárate, Bs. As.

Sector: Motores.

Sala de prueba para motores de producción. Banco de prueba dotado de un freno dinámico de corrientes parásitas Eddy (no se pudo tomar fotografías por cuestiones de confidencialidad de la empresa).

4.4 Taller de Juan José Tártara - Zárate, Bs. As.

Preparación de motores para autos de competición.

Sala de ensayos insonorizada (ver figura 4) con base para soportar motor sobre bloque flotante de hormigón (ver figura 5). Medición por medio de freno dinámico de tipo hidráulico refrigerado por agua.

Integrantes:

Carcache, Pablo

Gentile, Pablo

Ramírez, Damián



Figura 4 – Vista por fuera de la sala, durante el ensayo



Figura 5 – Motor de combustión listo para ensayar

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián


ETAPA 2

Especificación para el desarrollo del proyecto

1.	Alcance del proyecto	2
2.	Temas por desarrollar	2
3.	Contenidos generales de la especificación.....	3
3.1	Aspectos generales del proyecto:	3
3.2	Datos de ensayo:	3
3.3	Consideraciones legales	3
3.4	Tiempo total del proyecto.....	3
4.	Temas referentes a sala de ensayo	4
4.1	Tamaño.....	4
4.2	Cantidad - volumen de producción	4
4.3	Medio ambiente	5
4.4	Servicios.....	6
4.5	Normas y especificaciones mandatorias	6
4.6	Seguridad.....	6
4.7	Instalación	6
5.	Temas referentes a sistema de ventilación.....	7
5.1	Datos de operación	7
5.2	Especificación	7
5.3	Medio ambiente	7
5.4	Servicios.....	7
5.5	Mantenimiento	8
5.6	Normas y especificaciones mandatorias	8
5.7	Pruebas y ensayos	8
5.8	Seguridad.....	8
5.9	Instalación	9
6.	Temas referentes a sistema de izamiento motor	9
6.1	Datos de operación	9
6.2	Ergonomía	9
6.3	Instalación	9

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

Fecha:21/06/2021	ETAPA 2	Universidad Tecnológica	
REV: 05	Banco de pruebas para MCI	Nacional Facultad Regional Delta	

7.	Temas referentes a base soporte motor.....	9
7.1	Datos de operación	9
7.2	Medio ambiente.....	9
7.3	Instalación	10
8.	Temas referentes a sistema de transmisión	10
8.1	Datos de operación	10
8.2	Pruebas y ensayos.....	10
8.3	Seguridad.....	11
8.4	Instalación	11
9.	Temas referentes a freno dinamométrico	11
9.1	Datos de operación	11
9.2	Normas y especificaciones mandatarias.....	11
9.3	Servicios.....	11
9.4	Mantenimiento	11
9.5	Competencia	12
9.6	Calidad y confiabilidad	12
9.7	Pruebas y ensayos.....	12
9.8	Documentación	13
10.	Temas referentes a sistema de refrigeración.....	13
10.1	Datos de operación	13
10.2	Normas y especificaciones mandatarias.....	13
10.3	Servicios.....	13

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

1. Alcance del proyecto

El proyecto comprende el desarrollo de una sala de ensayo para motores de combustión interna mediante un freno dinamométrico capaz de determinar la potencia y el par en función del régimen de giro del motor del vehículo gráfica y numéricamente.

2. Temas por desarrollar

Para un mejor análisis del proyecto, el mismo se dividirá en los temas más significativos para poder desarrollarlos de manera individual (ver figura 1)

- 1) Sala de ensayo
- 2) Sistema de Ventilación
- 3) Sistema de izamiento motor
- 4) Base soporte motor a ensayar
- 5) Sistema de transmisión
- 6) Freno dinamométrico
- 7) Sistema de refrigeración

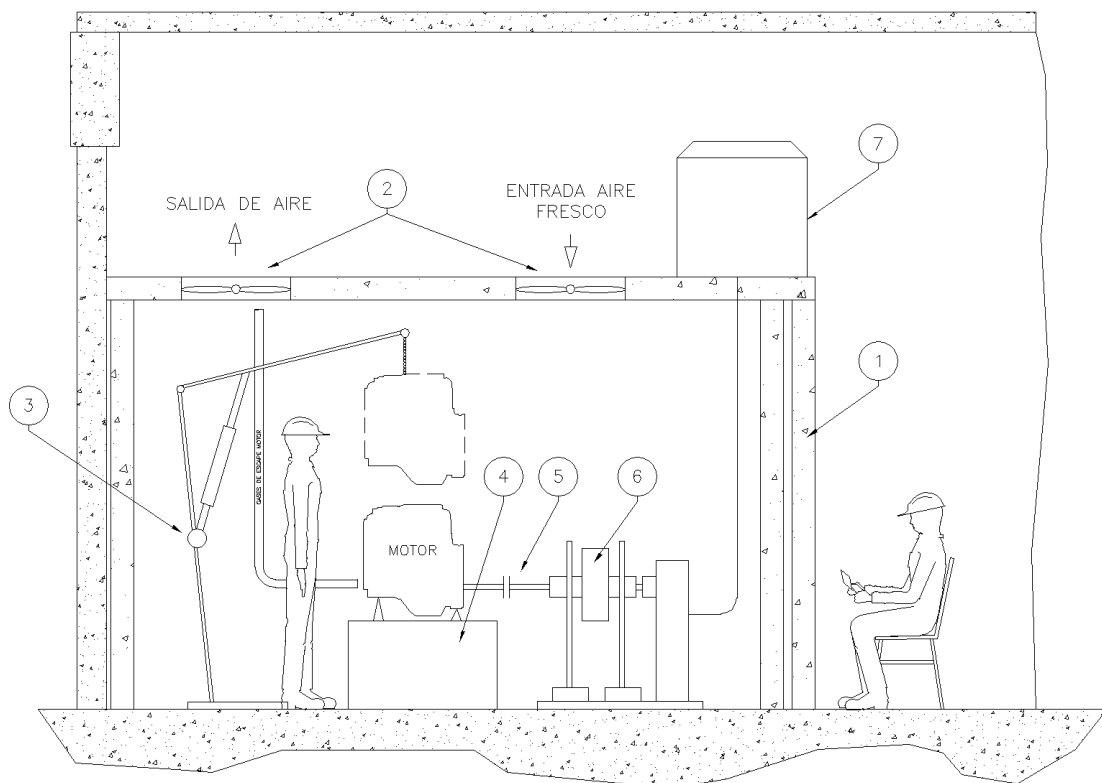



Figura 1 – Croquis esquema general – plano E2-2-03

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

Fecha:21/06/2021	ETAPA 2	Universidad Tecnológica Nacional	
REV: 05	Banco de pruebas para MCI	Facultad Regional Delta	

3. Contenidos generales de la especificación

3.1 Aspectos generales del proyecto:

Se realizará la ingeniería del proyecto con el fin de adecuarlo dentro del establecimiento (laboratorio de automotores UTN) y para que funcione de manera didáctica con el alumnado de la universidad.

El ensayo debe estar a cargo de personal capacitado, y fuera de la sala tener observación directa de por lo menos 6 alumnos.

3.2 Datos de ensayo:

- Duración: rango de 10 a 30 segundos
- Cantidad: Se realiza el ensayo entre 3 y 5 veces para tener datos suficientes de comparación
- Tiempo de marcha: el motor permanece en marcha 10 min durante todo el ensayo como máximo

3.3 Consideraciones legales

- La adquisición de los componentes comerciales deberá contar con un contrato legal y técnico.

El documento contará con información como la división de responsabilidad, listado de repuestos, personas de contacto en caso de falla del componente y garantía del producto.

3.4 Tiempo total del proyecto

Fecha inicio: Inicio de ciclo lectivo 2017

Fecha finalización (estimada): **Julio 2021**

4. Temas referentes a sala de ensayo

4.1 Tamaño

La sala se debe ubicar en el laboratorio de automotores de la propia universidad (ver figura 2) y no debe interferir con el funcionamiento de este.

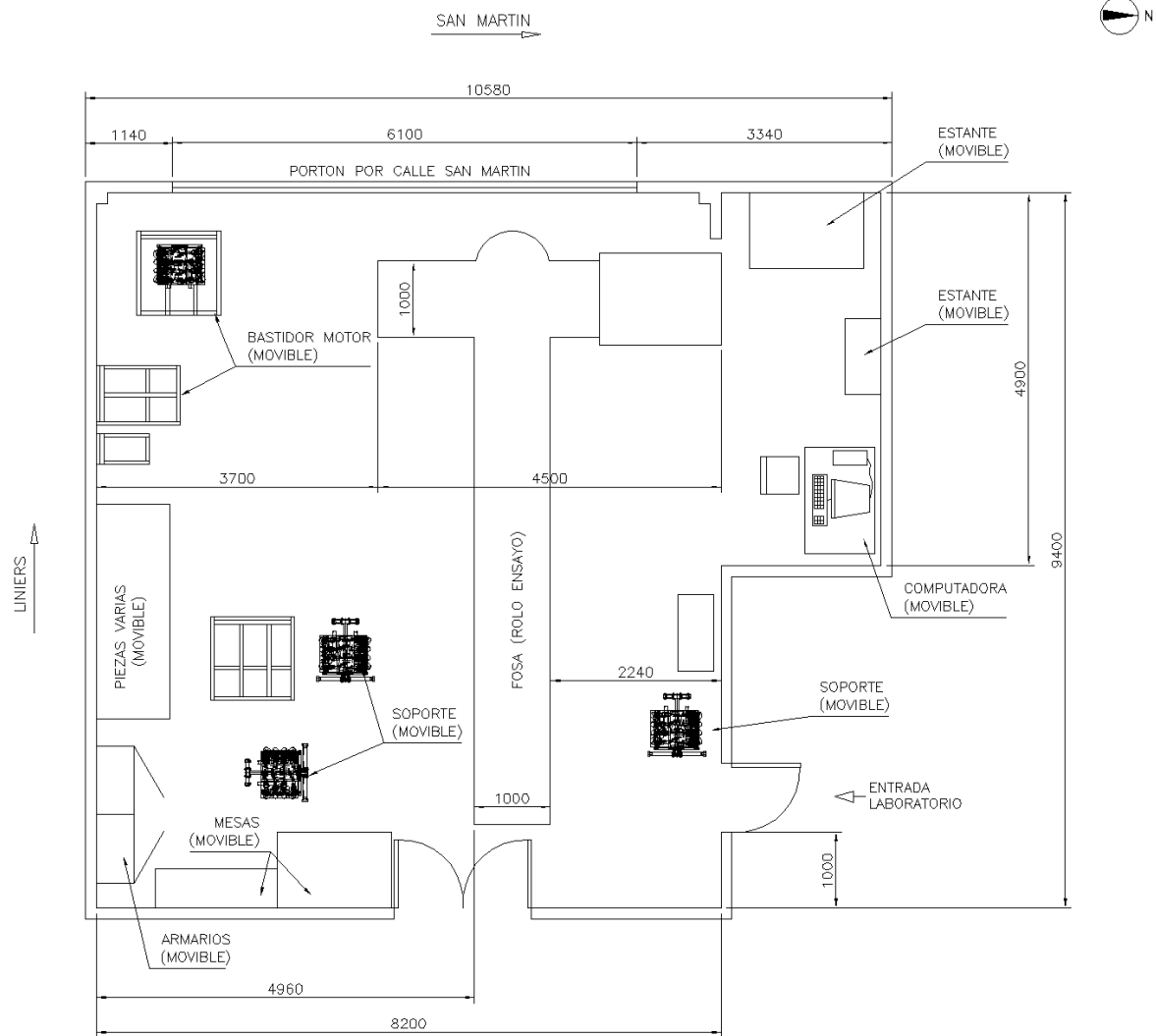


Figura 2 – Dimensiones laboratorio – plano E2-02-01


4.2 Cantidad - volumen de producción

Se realizará la ingeniería del proyecto con el fin de adecuarlo dentro del establecimiento (laboratorio de automotores UTN) y para que funcione de manera didáctica con el alumnado de la universidad.

El ensayo debe estar a cargo de personal capacitado, y fuera de la sala tener observación directa a por lo menos 6 alumnos.

Integrantes:


Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

Fecha:21/06/2021	ETAPA 2	Universidad Tecnológica Nacional	
REV: 05	Banco de pruebas para MCI	Facultad Regional Delta	

4.3 Medio ambiente

Consideraciones para tener en cuenta:

- Nivel de sonido: La sala tiene que absorber el ruido producido por los motores para no molestar al exterior. Dentro del marco legal de la ciudad de Campana, la secretaria de medio ambiente, anexo V de la resolución N° 295/2003 del Ministerio de trabajo, Empleo y Seguridad Social establece un nivel de presión acústica de 97 decibeles por 30 minutos de un impulso continuo.
Siendo que el ruido máximo de un motor promedio es de 120 decibeles, se deberán de absorber como mínimo 30 decibeles (contemplar las aulas en las cercanías de la sala).
Cabe aclarar que la norma hace referencia a ruidos de impulso continuos, y el ensayo posee duración corta pulsante (alrededor de 30-40 segundos por ensayo) y no serán ensayos de manera continua.
- Vibración: El principal problema en el diseño del montaje del motor es el de asegurar que los movimientos del motor y las fuerzas transmitidas al entorno se mantengan en niveles admisibles; en general las masas giratorias están cuidadosamente equilibradas, pero no se pueden evitar las fuerzas periódicas debidas a las masas en movimiento alternativo.
De acuerdo con la ley N°1540 “Control de la contaminación acústica en la ciudad de Buenos Aires”, ninguna fuente vibrante podrá transmitir vibraciones al ambiente interior cuyo índice de percepción de vibraciones K (parámetro subjetivo experimental que permite evaluar la sensación frente a las vibraciones) sea menor a 10 (parámetro tabulado para un área de trabajo – tipo VI)
Es por ello, y basándose en las condiciones del Libro “ENGINE TESTING – The desing, building, modification and use of powertrain test facilities” de A.J. Martyr (ISBN–13: 978-0-08-096949-7), se tendrán que utilizar soportes de anclaje en la misma posición que en el chasis del vehículo; y a su vez, el motor tendrá que descansar sobre un bloque de hormigón flotante de 0,6m de profundidad, y aislado perimetralmente con material tipo poliestireno, con el fin de evitar la propagación de las vibraciones del motor al piso del edificio.

Fecha:21/06/2021	ETAPA 2	Universidad Tecnológica Nacional	
REV: 05	Banco de pruebas para MCI	Facultad Regional Delta	

4.4 Servicios

Electricidad:

Luminarias: Red monofásica

4.5 Normas y especificaciones mandatorias

Diseño basado en:

- Libro “ENGINE TESTING – The desing, building, modification and use of powertrain test facilities” de A.J. Martyr (ISBN–13: 978-0-08-096949-7)
- Manual de uso Sáenz – banco de pruebas de motores flujómetros

4.6 Seguridad

Consideraciones:

- Para reducir los riesgos de accidentes y de perjuicios para la salud, se solicita que cualquier persona que ingrese a la sala, use los elementos de protección personal tales como protección visual, protección auditiva, zapatos de seguridad y guantes de nitrilo de manera obligatoria. La determinación de estos se basa en los factores de riesgo derivados de la carga de trabajo.
La utilización de los elementos de protección personal (EPP) está contemplada en nuestra legislación en: Decreto 351/79 – Título IV (Reglamentario de la ley 19.587)
- Existen partes rotando a gran velocidad, se prohíbe el ingreso de personal durante la duración de la prueba. En el diseño de la sala las ventanas y puertas deberán ser capaces de absorber impactos; y así brindarle al operador las condiciones seguras de trabajo.
- Durante el ensayo existen perdidas de combustibles y/o aceite, por lo tanto, el piso debe contar con una contención para prevenir cualquier tipo de derrame.
- Al trabajar con mezclas inflamables, como es el combustible líquido, los materiales que están en contacto directo con ello deben ser ignífugos o retardantes al fuego.


4.7 Instalación

Se debe facilitar para la instalación de la sala:

- Plano de montaje con dimensiones
- Plano Lay-out con recomendaciones de montaje

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

Fecha:21/06/2021	ETAPA 2	Universidad Tecnológica Nacional	
REV: 05	Banco de pruebas para MCI	Facultad Regional Delta	

5. Temas referentes a sistema de ventilación

5.1 Datos de operación

Los motores para ensayar en la sala deben cumplir las siguientes características:

- Motores de combustión interna (MCI) - Diesel y/o Gasolina
- Potencia máxima de medición = **350 HP = 260 kW**
- Los motores deben ser entregados con el correspondiente sistema electrónico necesario para que este pueda ser encendido.
- Los motores deben ser entregados con su sistema de escape incluyendo el catalizador.

5.2 Especificación

- Se debe realizar un circuito de ventilación considerando todos los elementos que generen carga de calor dentro de la sala.
- El circuito debe ser capaz de tener posibilidad de regulación según las condiciones atmosféricas de la sala de temperatura y presión.
- Se debe contar con una medición de las condiciones atmosféricas de la sala (presión, temperatura, humedad).

5.3 Medio ambiente

Consideraciones:


- Durante el ensayo los gases liberados son los equivalentes a un auto tipo, entre ellos nos encontramos con los gases no contaminantes (CO₂), como también los gases contaminantes (NO_x, CO, HC). Una elevada concentración de gases contaminantes puede originar enfermedades respiratorias.

Como objetivo de conservar una atmósfera limpia y respirable, se tendrán que prevenir la acumulación de niveles de gases, por lo cual tendrán que ser evacuados de la sala a través de un ducto flexible retráctil, conectado de un extremo directo a la salida del catalizador (responsable de neutralizar los gases contaminantes), y el extremo opuesto al ducto de escape.

5.4 Servicios

Electricidad:

Ventilación: Red Trifásica

Fecha:21/06/2021	ETAPA 2	Universidad Tecnológica Nacional	
REV: 05	Banco de pruebas para MCI	Facultad Regional Delta	

5.5 Mantenimiento

Se debe realizar mantenimiento a los siguientes componentes:

- Sistema de ventilación (Ej: Electroventiladores, extractores, sopladores industriales, etc.)

5.6 Normas y especificaciones mandatorias

Diseño basado en:

- Libro “ENGINE TESTING – The desing, building, modification and use of powertrain test facilities” de A.J. Martyr (ISBN–13: 978-0-08-096949-7)
- Manual de uso Sáenz – banco de pruebas de motores flujómetros

5.7 Pruebas y ensayos


Antes de poner en marcha el banco de pruebas se debe realizar una serie de pruebas y ensayos para poder calibrar y poner a punto el equipo:

- Realizar una prueba para verificar la correcta circulación de aire en la sala

5.8 Seguridad

Consideraciones:

- Durante el ensayo los gases liberados son los equivalentes a un auto tipo, entre ellos nos encontramos con los gases no contaminantes (CO₂), como también los gases contaminantes (NO_x, CO, HC). Una elevada concentración de gases contaminantes puede originar enfermedades respiratorias.
Como objetivo de conservar una atmósfera limpia y respirable, se tendrán que prevenir la acumulación de niveles de gases, por lo cual tendrán que ser evacuados de la sala a través de un ducto flexible retráctil, conectado de un extremo directo a la salida del catalizador (responsable de neutralizar los gases contaminantes), y el extremo opuesto al ducto de escape.
- Nivel de sonido: La sala tiene que absorber el ruido producido por los motores para no molestar al exterior. Dentro del marco legal de la ciudad de Campana, la secretaria de medio ambiente, anexo V de la resolución N° 295/2003 del Ministerio de trabajo, Empleo y Seguridad Social establece un nivel de presión acústica de 97 decibeles por 30 minutos de un impulso continuo.

Fecha:21/06/2021	ETAPA 2	Universidad Tecnológica Nacional	
REV: 05	Banco de pruebas para MCI	Facultad Regional Delta	

5.9 Instalación

Se debe facilitar para la instalación del sistema de ventilación:

- Plano de montaje con dimensiones
- Plano Lay-out con recomendaciones de montaje

6. Temas referentes a sistema de izamiento motor

6.1 Datos de operación

Los motores para ensayar serán vehículos de tipo liviano (Vehículo destinado al transporte de hasta cinco personas con un peso bruto de 2.700 kg excluidos los de tres o menos ruedas) el motor tendrá un peso de 300 kg como máximo.

6.2 Ergonomía

Preparación de ensayo:

- Durante el izamiento, el plano de trabajo tendrá que estar a la altura del pecho del operador, evitando la inclinación del tronco y la elevación de los brazos por encima de los hombros.
Los pies se tendrán que apoyar en una superficie plana y rugosa

6.3 Instalación

Se debe facilitar para la instalación del sistema de izamiento:

- Plano de montaje con dimensiones
- Plano Lay-out con recomendaciones de montaje

7. Temas referentes a base soporte motor


7.1 Datos de operación

Los motores para ensayar serán vehículos de tipo liviano (Vehículo destinado al transporte de hasta cinco personas con un peso bruto de 2.700 kg excluidos los de tres o menos ruedas) el motor tendrá un peso de 300 kg como máximo.

7.2 Medio ambiente

Consideraciones para tener en cuenta:

- Vibraciones: El principal problema en el diseño del montaje del motor es el de asegurar que los movimientos del motor y las fuerzas transmitidas al entorno se mantengan en niveles admisibles; en general las masas giratorias están cuidadosamente equilibradas, pero no se pueden evitar las fuerzas periódicas debidas a las masas en movimiento alternativo.

Fecha:21/06/2021	ETAPA 2	Universidad Tecnológica Nacional	
REV: 05	Banco de pruebas para MCI	Facultad Regional Delta	

De acuerdo con la ley N°1540 “Control de la contaminación acústica en la ciudad de Buenos Aires”, ninguna fuente vibrante podrá transmitir vibraciones al ambiente interior cuyo índice de percepción de vibraciones K (parámetro subjetivo experimental que permite evaluar la sensación frente a las vibraciones) sea menor a 10 (parámetro tabulado para un área de trabajo – tipo VI)

Es por ello, y basándose en las condiciones del Libro “ENGINE TESTING – The desing, building, modification and use of powertrain test facilities” de A.J. Martyr (ISBN–13: 978-0-08-096949-7), se tendrán que utilizar soportes de anclaje en la misma posición que en el chasis del vehículo; y a su vez, el motor tendrá que descansar sobre un bloque de hormigón flotante de 0,6m de profundidad, y aislado perimetralmente con material tipo poliestireno, con el fin de evitar la propagación de las vibraciones del motor al piso del edificio.

7.3 Instalación

Se debe facilitar para la instalación de la base soporte motor:

- Plano de montaje con dimensiones
- Plano Lay-out con recomendaciones de montaje

8. Temas referentes a sistema de transmisión

8.1 Datos de operación


Los motores para ensayar en la sala deberán cumplir las siguientes características:

- Motores de combustión interna (MCI) - Diesel y/o Gasolina
- Potencia máxima de medición = **350 HP**
- Torque máximo Freno Dinamométrico (a 4000 RPM): **569 Nm**

8.2 Pruebas y ensayos

Antes de poner en marcha el banco de pruebas se debe realizar una serie de pruebas y ensayos para poder calibrar y poner a punto el equipo:

- Verificar ajuste de tornillos de sujeción del motor y freno antes de cada ensayo con la correspondiente herramienta de trabajo (torquímetro)

Fecha:21/06/2021	ETAPA 2	Universidad Tecnológica Nacional	
REV: 05	Banco de pruebas para MCI	Facultad Regional Delta	

8.3 Seguridad

Consideraciones:

- Durante el ensayo existen elementos rotando a gran velocidad por ello la transmisión debe tener una protección que cubra dichas partes para evitar accidentes.

8.4 Instalación

Se debe facilitar para la instalación del sistema de transmisión:

- Plano de montaje con dimensiones
- Plano Lay-out con recomendaciones de montaje

9. Temas referentes a freno dinamométrico

9.1 Datos de operación

Los motores para ensayar en la sala deben cumplir las siguientes características:

- Motores de combustión interna (MCI) - Diesel y/o Gasolina
- Potencia máxima de medición = **350 HP**
- Vehículos de tipo liviano (Vehículo destinado al transporte de hasta cinco personas con un peso bruto de menos de 2.700 kg. excluidos los de tres o menos ruedas)
- Los motores deben ser entregados con el correspondiente sistema electrónico necesario para que este pueda ser encendido.

9.2 Normas y especificaciones mandatorias

Diseño basado en:


- Libro “ENGINE TESTING – The desing, building, modification and use of powertrain test facilities” de A.J. Martyr (ISBN–13: 978-0-08-096949-7)
- Manual de uso Sáenz – banco de pruebas de motores flujómetros

9.3 Servicios

Electricidad: Red monofásica

9.4 Mantenimiento

Se debe realizar mantenimiento periódico al freno dinamométrico según periodos recomendados por el fabricante.

Fecha:21/06/2021	ETAPA 2	Universidad Tecnológica Nacional	
REV: 05	Banco de pruebas para MCI	Facultad Regional Delta	

9.5 Competencia

Dentro de la competencia que provee la sala en su totalidad existe:

- Tylordino: Radicada en EEUU.

9.6 Calidad y confiabilidad

Al ser el proyecto un equipo de medición, para asegurar calidad y confiabilidad se debe tener en cuenta los siguientes lineamientos:

Calidad:

Freno dinamométrico

- Velocidad máxima = 10000 RPM
- Torque máximo = 60 kg.m (a partir de 4000 RPM)
- Precisión de control de velocidad mayor a 1 RPM
- El fabricante debe contemplar la calibración del freno mediante personal capacitado según plazos recomendados.
- El equipo debe estar montado sobre un piso flotante para absorber las vibraciones propias del ensayo y evitar que estas se propaguen al resto de la sala.

Las condiciones de uso serán verificadas con lo descrito en el contrato legal (ver apartado 3.3 - Consideraciones legales)

9.7 Pruebas y ensayos

Antes de poner en marcha el banco de pruebas se debe realizar una serie de pruebas y ensayos para su control de medición:

- En una frecuencia quincenal, se tendrá que controlar que las mediciones de las RPM sean efectivamente correctas. Para ello, poner el motor en un régimen fijo durante 30 segundos con un instrumento óptico de resolución de 0.1 RPM, y una precisión de 0.04%.
- Verificación del Torque: En una frecuencia quincenal, en conjunto con un voltímetro con escala en mV (con un error del 2% del rango de medición), una fuente y pesos calibrados de 1kg de calidad M3 (+/-500mg) según norma OIML R111:200, se tendrá que verificar el correcto funcionamiento de la celda de carga.

Los instrumentos de medición además tendrán que ser calibrados y certificados por un ente externo que cumpla con ISO 17025, con una frecuencia semestral.

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

Etapa 3

Diseño conceptual, ingeniería básica

1.	Sala de ensayo.....	3
1.1	Descripción	3
1.2	Parámetros de diseño	3
1.2.1	Tamaño.....	3
1.2.2	Medio ambiente.....	5
1.3	Desarrollo.....	6
1.3.1	Tamaño	6
1.3.2	Visualización del ensayo.....	7
1.3.3	Ingreso y egreso de personal a sala	8
1.3.4	Sonido.....	8
1.3.5	Derrames.....	8
1.4	Criterios de evaluación y selección	8
1.4.1	Tamaño.....	8
1.4.2	Visualización del ensayo.....	9
1.4.3	Ingreso y egreso de personal a sala	9
1.4.4	Sonido.....	9
1.4.5	Vibraciones.....	10
1.4.6	Derrame	10
1.5	Documentos de consulta	10
2.	Base soporte motor.....	11
2.1	Descripción	11
2.2	Parámetros de diseño	11
2.2.1	Tamaño.....	11
2.2.2	Medio ambiente.....	12
2.3	Desarrollo.....	12
2.3.1	Tamaño.....	12
2.3.2	Alternativa 1: Base soporte motor móvil	13
2.3.3	Alternativa 2: Base soporte motor fijo.....	13
2.3.4	Alternativa 3: Base soporte motor fijo.....	14

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

2.4	Criterios de evaluación y selección	15
2.4.1	Diseño final.....	15
2.5	Documentos de consulta	16
3.	Freno dinamométrico.....	17
3.1	Descripción	17
3.2	Parámetros de diseño	17
3.2.1	Datos de operación	17
3.3	Desarrollo.....	18
3.3.1	Alternativa 1: Dinamómetros Eléctricos de Corrientes Parásitas (Eddy).....	18
3.3.2	Alternativa 2 - Dinamómetros Eléctricos	19
3.3.3	Alternativa 3: Dinamómetros Hidráulicos.....	20
3.4	Criterios de evaluación y selección	22
3.5	Operación del freno	23
3.5.1	Configuración del freno.....	24
4.	Sistema de transmisión	25
4.1	Descripción	25
4.2	Parámetros de diseño	25
4.2.1	Datos de operación	25
4.2.2	Seguridad.....	25
4.3	Desarrollo.....	25
4.3.1	Alternativa 1 – Diseño	25
4.3.2	Alternativa 2 – Selección componente comercial.....	26
4.4	Criterios de evaluación y selección	27
4.4.1	Componente comercial.....	27
4.4.2	Componente por diseñar	28
4.5	Documentos de consulta	28
5.	Sistema de ventilación	29
5.1	Descripción	29
5.2	Parámetros de diseño	29
5.2.1	Medio ambiente.....	29
5.2.2	Seguridad.....	29
5.3	Desarrollo.....	29


Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

5.3.1	Disposición entrada-salida de aire	30
5.3.2	Ductos de ventilación	32
5.3.3	Sistemas de admision y extraccion de aire	32
5.4	Criterios de evaluación y selección	33
5.4.1	Disposición entrada-salida de aire	33
5.4.2	Ductos de ventilación	33
5.4.3	Sistemas de admision y extraccion de aire	33
5.4.4	Seguridad - Gases de escape	35
5.5	Documentos de consulta	36
6.	Sistema de izamiento de motor	37
6.1	Descripción	37
6.2	Parámetros de diseño	37
6.3	Desarrollo.....	37
6.3.1	Alternativa 1: Pluma hidráulica	37
6.3.2	Alternativa 2: Pórtico	38
6.4	Criterio de elevación y selección.....	39
6.5	Documentos de consulta	39
7.	Distribución de combustible	40
7.1	Descripción	40
7.2	Parámetros de diseño	40
7.2.1	Datos de operación	40
7.2.2	Seguridad y medio ambiente	40
7.3	Desarrollo.....	40
7.3.1	Depósito de combustible	40
7.3.2	Líneas de combustibles	41
7.3.3	Presión de línea adecuada a las condiciones de operación	42
7.4	Criterio de evaluación y selección.....	43
7.4.1	Depósito de combustible	43
7.4.2	Líneas de combustible.....	43
7.4.3	Presión de línea adecuada a las condiciones de operación	43
7.5	Documentos de consulta	43
8.	SISTEMA DE REFRIGERACIÓN	43

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

Fecha:21/06/2021	ETAPA 3	Universidad Tecnológica	
REV: 04	Banco de pruebas para MCI	Nacional Facultad Regional Delta	

1. Sala de ensayo

1.1 Descripción

Las salas de ensayo son espacios preparados para realizar mediciones de potencia y torque de manera cómoda y segura. Por lo general son lugares con suficiente espacio, preparación sonora y equipamiento adecuado.

Es importante que una sala de ensayo sea un lugar diseñado y acondicionado para tal fin, de manera de facilitar y optimizar la realización del ensayo.

1.2 Parámetros de diseño

1.2.1 Tamaño

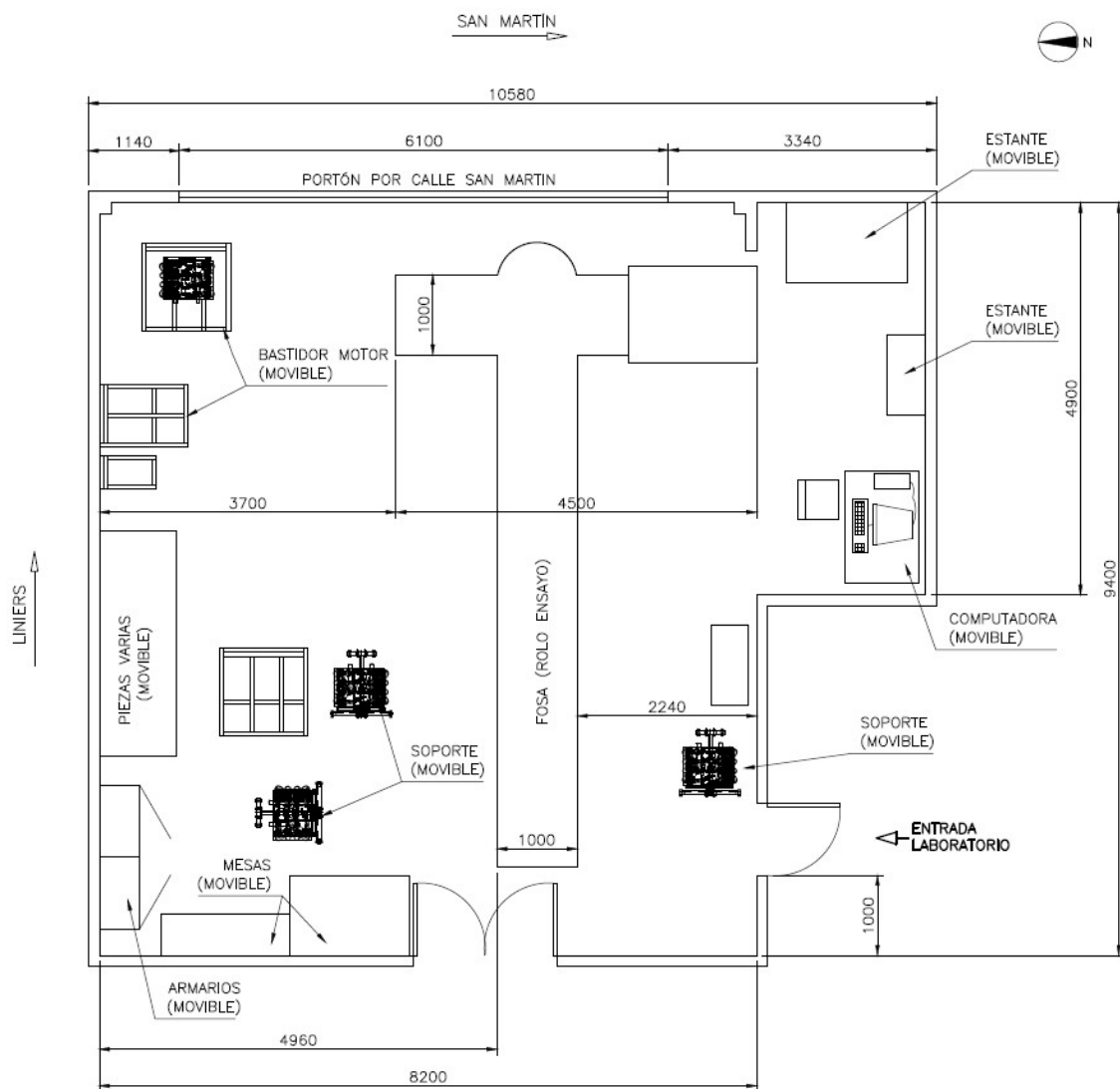
Para el estudio de la ubicación, se relevaron las dimensiones del laboratorio de automotores existente en la Facultad Regional Delta y los componentes que se encuentran en él.

Integrantes:

Carcache, Pablo

Gentile, Pablo

Ramírez, Damián



Relevamiento laboratorio automotores (ver plano E2-1-01)

La sala no debe obstaculizar ni generar interferencia con el portón de entrada de vehículos (sobre calle San Martín), como tampoco con la fosa utilizada por el sistema de medición de rodillos.

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

Se realizó un promedio tomando como datos las medidas relevadas de las salas existentes visitadas en la investigación de campo (ver etapa 1 – visitas informativas), y se determinó las medidas generales de la sala.

DIMENSIONES SALA DE ENSAYO	ANCHO (m)	LARGO(m)	ALTO(m)
Taller de Juan José Tártara	5	4,5	3
Taller de Héctor Vacarezza	2,5	3,5	2
Talleres de Toyota	4,3	4,6	2,5
Taller de Mauro Santucho	2	2,8	2,5
Promedio	3,2	3,8	2,5

1.2.2 Medio ambiente

1.2.2.1 Sonido

La sala tiene que absorber el ruido producido por los motores para no molestar al exterior. Dentro del marco legal de la ciudad de Campana, la secretaria de medio ambiente, anexo V de la resolución N° 295/2003 del Ministerio de trabajo, Empleo y Seguridad Social establece un nivel de presión acústica de 100 decibeles por 15 minutos de un impulso continuo. Siendo que el ruido máximo de un motor promedio es de 120 decibeles, se deberán de absorber como mínimo 20 decibeles

1.2.2.2 Vibraciones

Basándose en las condiciones del Libro “ENGINE TESTING – The desing, building, modification and use of powertrain test facilities” de A.J. Martyr (ISBN–13: 978-0-08-096949-7) el motor tendrá que descansar sobre un bloque de hormigón flotante de 0,6m de profundidad, y aislado perimetralmente con material tipo poliestireno, con el fin de evitar la propagación de las vibraciones del motor al piso del edificio.

1.2.2.3 Ingreso y egreso de personal a sala

Es necesario una puerta robusta y del tamaño necesario para poder ingresar los motores a ensayar (medidas máximas 800x800x800 milímetros), además de permitir al operador salir de la sala ante cualquier emergencia o pánico.

1.2.2.4 Derrames

Considerando la posible pérdida de fluidos por parte del motor, se debe contener los mismos (aceites lubricantes, fluido refrigerante, etc), de manera que

no se expanda dentro de la sala.

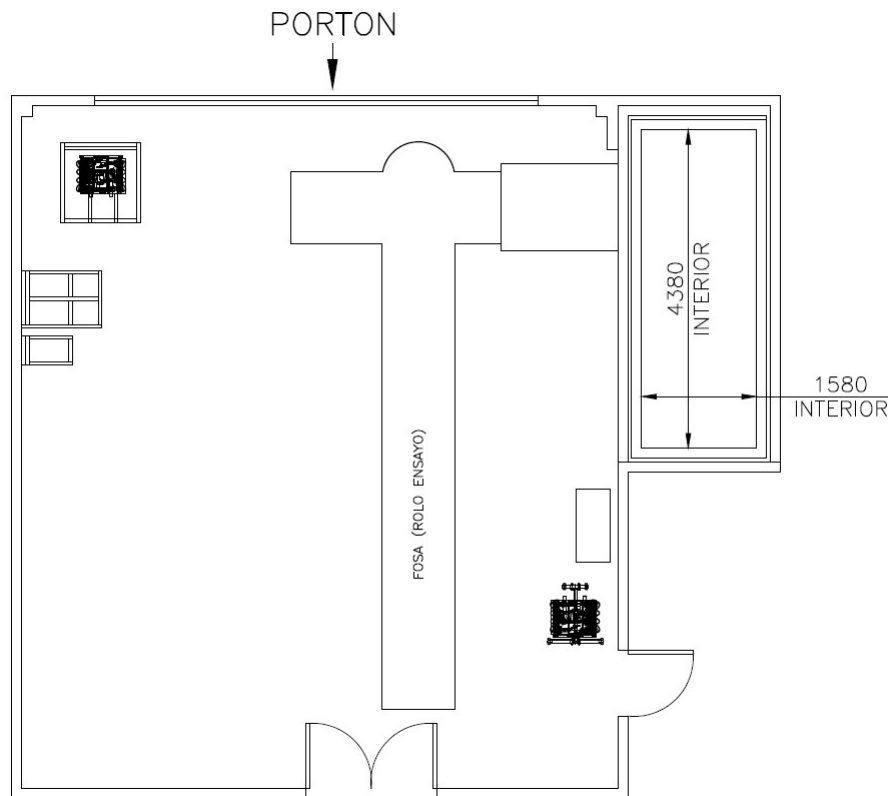
1.3 Desarrollo

Se brindan ideas y alternativas para la generación de soluciones a fin de satisfacer las necesidades establecidas en la especificación de diseño de proyecto EDP (ver etapa 2) y mencionadas anteriormente.

1.3.1 Tamaño

1.3.1.1 Alternativa 1 – San Martín & Andrés del pino

La sala de ensayo tendrá una superficie 8.40m^2 (4380mm largo x 1580mm ancho x 2500mm alto). El operador compartirá la ventana de inspección en conjunto con alumnos que participen en el ensayo.

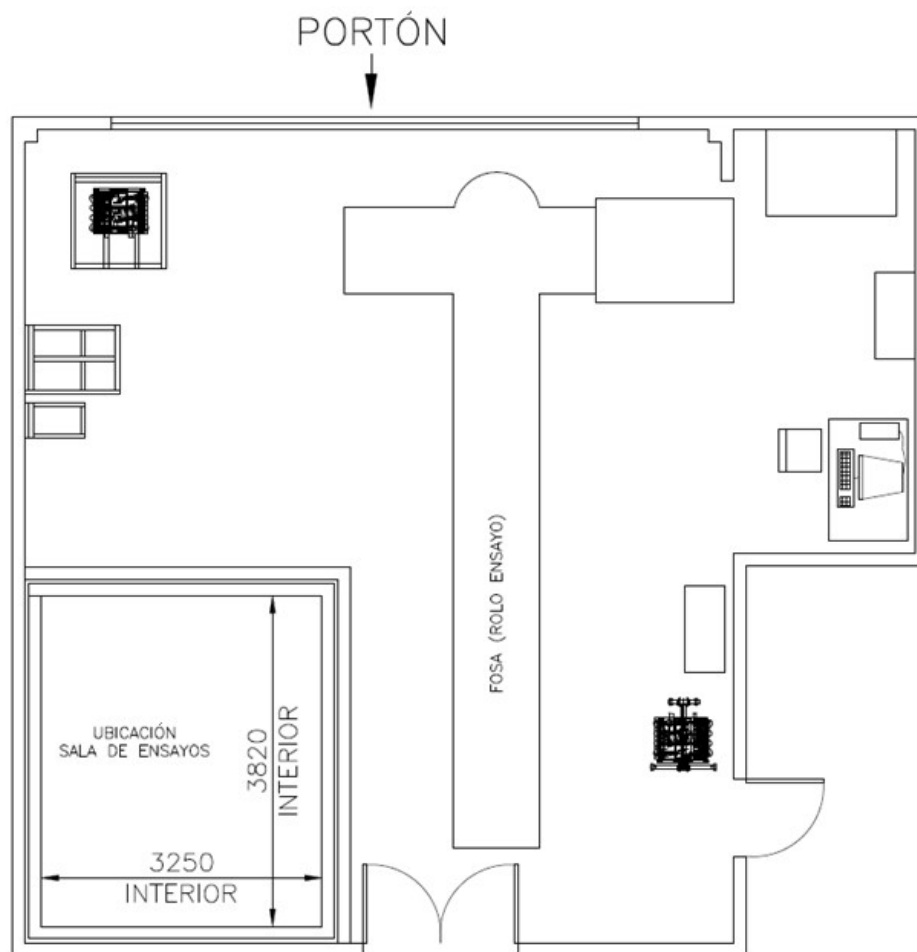


1.3.1.2 Alternativa 2 – Rawson & Liniers

La sala de ensayo tendrá una superficie de 12.415m^2 (3820mm largo x 3250mm ancho x 2500mm alto). La sala cuenta con dos lados para su observación visual.

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián



1.3.2 Visualización del ensayo

1.3.2.1 Alternativa 1

Permitir la visualización por medio de ventanas, considerando que deberán absorber posibles impactos en caso de accidente. Se recomienda utilizar material resistente y transparente como policarbonato compacto, vidrio a prueba de balas o vidrios reforzados.

1.3.2.2 Alternativa 2

Colocar dentro de la sala cámaras de video en diferentes ángulos y pantallas por fuera para poder observar y grabar el ensayo de manera digital.

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

Fecha:21/06/2021	ETAPA 3	Universidad Tecnológica	
REV: 04	Banco de pruebas para MCI	Nacional Facultad Regional Delta	

1.3.3 Ingreso y egreso de personal a sala

1.3.3.1 Alternativa 1

Diseño y construcción de una puerta adecuada (ancho > 1000mm) considerando cerradura antipánico.

1.3.3.2 Alternativa 2

Puerta comercial simple de doble chapa reforzada, ciega y cerradura de seguridad doble paleta (ancho > 1000mm).

1.3.4 Sonido

1.3.4.1 Alternativa 1

Realizar la sala con doble pared y entre ellas colocar material acústico (lana de vidrio/Poliestireno expandido) (recomendación extraída de manual de uso SAENZ).

1.3.4.2 Alternativa 2

Colocar paneles acústicos ignífugos fonoabsorbentes sobre las paredes de la sala

1.3.5 Derrames

1.3.5.1 Alternativa 1

Realizar sobre el perímetro del motor una contención que limite el avance del fluido.

1.3.5.2 Alternativa 2

Colocar una batea de chapa debajo del bastidor del motor que recolecte los fluidos.

1.4 Criterios de evaluación y selección

Considerando las alternativas mencionadas anteriormente, la configuración final resulta:

1.4.1 Tamaño

Se selecciona la *Alternativa 2* (Rawson & Liniers, superficie de 12.415 m²) ya que cumple con las dimensiones mínimas que se calcularon en base al promedio calculado a partir de los diferentes talleres visitados.

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

1.4.2 Visualización del ensayo

Se avanza con la *Alternativa 1* dado que el costo de las cámaras es muy elevado en comparación con el policarbonato. A su vez la visualización del operador no interfiere con la observación de los alumnos.



Placas de policarbonato transparente comerciales

1.4.3 Ingreso y egreso de personal a sala

Se avanza con la *Alternativa 2* debido a que la oferta de mercado es amplia y las puertas cumplen bajo norma con los requisitos solicitados.




Puerta antipánico comercial

1.4.4 Sonido

Considerando la experiencia obtenida en visitas a salas de ensayos y recomendaciones de usuarios, se opta por insonorizar la sala con una doble pared y entre ellas material acústico (*Alternativa 1*).

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

Fecha:21/06/2021	ETAPA 3	Universidad Tecnológica	
REV: 04	Banco de pruebas para MCI	Nacional Facultad Regional Delta	



Lana de vidrio comercial

1.4.5 Vibraciones

En base a lo descrito en el libro ENGINE TESTING (ver apartado “Normas y especificaciones mandatorias” en EDP) el motor tendrá que descansar sobre un bloque de hormigón flotante de 0,6m de profundidad, y aislado perimetralmente con material tipo poliestireno, con el fin de evitar la propagación de las vibraciones del motor al piso del edificio.

1.4.6 Derrame

Una contención de hormigón resulta la solución más práctica para este caso (*Alternativa 1*) debido a que no se prevén pérdidas grandes (perdidas < 13l) y se puede drenar con facilidad.

1.5 Documentos de consulta

Por verificación numérica de insonorización ver “Anexo I – Memoria de cálculo – Sala de ensayo.

Por planos de estudios, ver planos nº E3-1-01 & E3-1-02

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

2. Base soporte motor

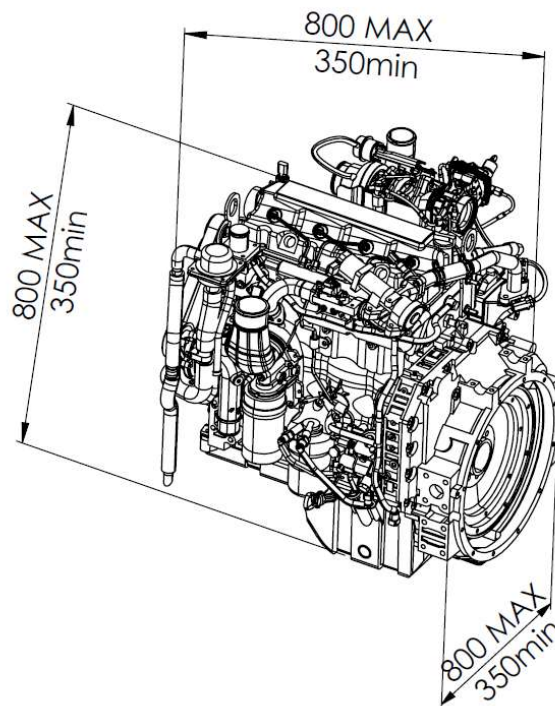
2.1 Descripción

Las bases de motor juegan un papel importante en hacer que el motor quede sujeto sin problemas independientemente del modelo que sea. Consta de una estructura resistente, que soporta los diversos esfuerzos del motor.

2.2 Parámetros de diseño

2.2.1 Tamaño

Los motores para ensayar serán vehículos de tipo liviano (Vehículo destinado al transporte de hasta cinco personas con un peso bruto de 2.700 kg excluidos los de tres o menos ruedas). El motor tendrá un peso de 300 kg como máximo y unas dimensiones promedio máximas de 800x800x800 (milímetros) y mínimas de 350x350x350 (milímetros).



Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

2.2.2 Medio ambiente

2.2.2.1 Vibraciones

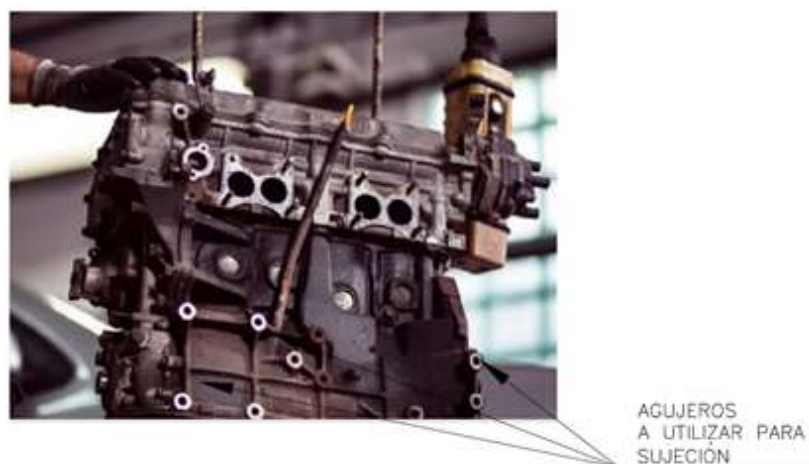
En base a lo descrito en el libro ENGINE TESTING (ver apartado “Normas y especificaciones mandatarias” en EDP) se tendrán que utilizar soportes de anclaje en la misma posición que en el chasis del vehículo; y a su vez, el motor tendrá que descansar sobre un bloque de hormigón flotante de 0,6m de profundidad, y aislado perimetralmente con material tipo poliestireno, con el fin de evitar la propagación de las vibraciones del motor al piso del edificio.

2.3 Desarrollo

2.3.1 Tamaño

Según la experiencia adquirida de los diferentes talleres concurridos, la unión entre el motor y la base suele ser sobre los mismos tornillos donde se ajustan los tacos de goma al chasis, o sujetado mediante una chapa aprovechando la distribución de agujeros que sirve para sujetar la caja de cambios.

El método de sujeción del motor se resuelve utilizando los anclajes propios de los motores. Debido a que los mismos tienen diversos tipos de anclaje, se diseña la base soporte para que sea adaptable. Esto tiene la ventaja de poder regular de acuerdo con diferentes tipos de motores de forma versátil.



Cada motor posee diferente distribución y cantidad de agujeros, así mismo, el plano lateral de sujeción puede estar en diferentes ángulos. Por ende, la pieza que sirva como anclaje debe tener el movimiento necesario para adaptarse angularmente.

Integrantes:

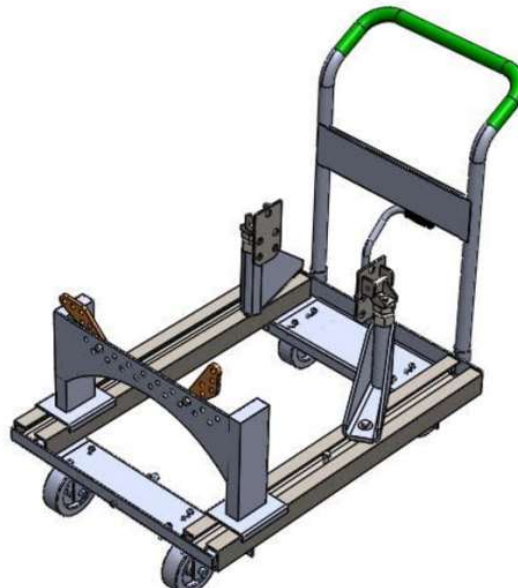
Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

2.3.2 Alternativa 1: Base soporte motor móvil

El motor se sujeta sobre un carro móvil de 4 ruedas que permite su traslado y movimiento.

El desarrollo cuenta con las siguientes características:

- Guías de perfiles cuadrados estructurales.
- Base con freno de pie, para fijar la posición una vez ubicado para el ensayo.
- Dos brazos en forma de L que corren dentro de las guías para dar agarre al motor lateralmente.
- Placa con agujeros para sujetar el motor desde el lado de la caja de cambios (la placa posee gran variedad de distribución de agujeros de manera de tener un gran abanico de modelos de motor).



Isometría alternativa 1

2.3.3 Alternativa 2: Base soporte motor fijo

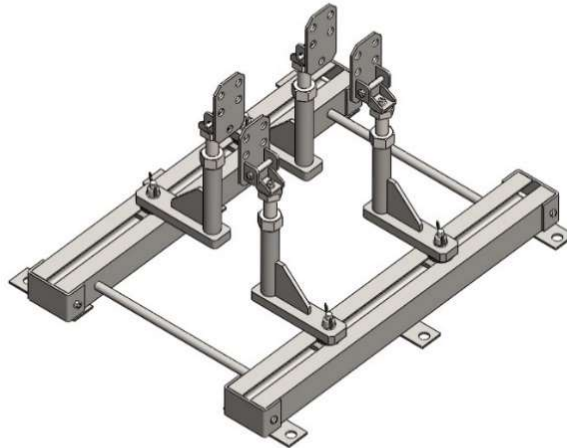
El motor se monta sobre un base fija al piso. La sujeción del motor se realizará sobre 4 brazos articulados.

El desarrollo cuenta con las siguientes características:

- Guías de perfiles UPN fijas sobre el piso.
- Cuatro brazos en forma de L que corren dentro de las guías para dar agarre al motor lateralmente. Estos brazos cuentan además con una barra roscada capaz de regular el motor en altura para su mayor comodidad.

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián



Isometría alternativa 2

2.3.4 Alternativa 3: Base soporte motor fijo

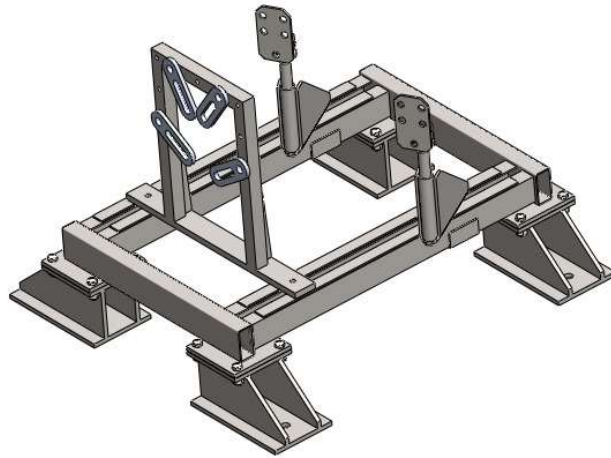
El motor se monta sobre una base que posee patas fijas al piso. La sujeción de la base es a través de 2 brazos articulados y una placa móvil.

El desarrollo cuenta con las siguientes características:

- Bases fijas al piso para darle altura a la base.
- Guías de perfiles rectangulares.
- Dos brazos en forma de L que corren dentro de las guías para dar agarre al motor lateralmente. Estos brazos cuentan además con una barra roscada capaz de regular el motor en altura para su mayor comodidad.
- Placa con 4 chapas regulables para sujetar el motor desde el lado de la caja de cambios.

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián



Isometría alternativa 3

2.4 Criterios de evaluación y selección

Considerando los puntos positivos y ventajas de cada prototipo, se llegó a un diseño integrador.

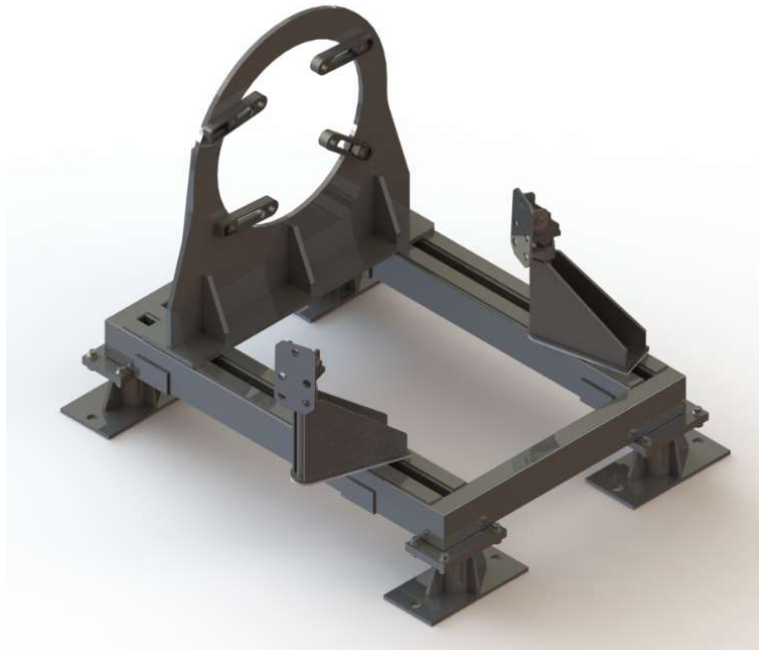
2.4.1 Diseño final.

El desarrollo final cuenta con las siguientes características:

- Las bases donde se encuentra el marco soporte se encuentran atornilladas mediante brocas al bloque flotante hormigón. Las bases son las encargadas de generar altura y mejorar la posición de trabajo.
- Sistema de corredera utilizando la parte inferior y superior de un perfil rectangular comercial.
- Una placa móvil con cuatro puntos de fijación regulables, abulonadas sobre el lado de la caja de cambios para mayor adaptación a los distintos tipos de motores.

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián



Banco soporte motor – ver plano E3-2-01

2.5 Documentos de consulta

Por la verificación numérica de lo antes descrito ver Anexo 2 – Memoria de cálculo – Base soporte motor

Por plano de estudio, ver plano nº E3-2-01

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

Fecha:21/06/2021	ETAPA 3	Universidad Tecnológica	
REV: 04	Banco de pruebas para MCI	Nacional Facultad Regional Delta	

3. Freno dinamométrico

3.1 Descripción

Los frenos dinamométricos son los encargados de crear un par resistente que es el que proporciona la "carga" al motor. Esta carga ha de ser variable para ensayar distintas condiciones operativas del motor.

Las condiciones que debe cumplir un freno dinamométrico son:

- Facilidad de regulación
- Exactitud de la medición
- Estabilidad de funcionamiento
- Facilidad de disipar potencia del motor
- Soportar velocidades de rotación impuestas
- Límites de potencia de acuerdo con el tamaño

3.2 Parámetros de diseño

3.2.1 Datos de operación

Los motores para ensayar en la sala deben cumplir las siguientes características:

- Motores de combustión interna (MCI) - Diesel y/o Gasolina
- Potencia máxima de medición = **350 HP**
- Vehículos de tipo liviano (Vehículo destinado al transporte de hasta cinco personas con un peso bruto de menos de 2.700 kg. excluidos los de tres o menos ruedas)
- Los motores deben ser entregados con el correspondiente sistema electrónico necesario para que este pueda ser encendido.

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

3.3 Desarrollo

3.3.1 Alternativa 1: Dinamómetros Eléctricos de Corrientes Parásitas (Eddy)

Las corrientes parásitas son corrientes circulares inducidas en conductores que cruzan un campo magnético. Estas corrientes generan fuerzas electromagnéticas que actúan contra el movimiento del rotor.

En el dinamómetro de corrientes parásitas, la parte móvil es un rotor cilíndrico dentado. El campo magnético es creado por bobinas alimentadas por una fuente de corriente continua. El flujo magnético fluye a través de los dientes del rotor, no del espacio de aire, creando áreas magnetizadas y no magnetizadas dentro del estator.

Durante la rotación, los dientes del rotor generan corrientes de Foucault en el estator que crean una fuerza de frenado. El calor cinético generado en este proceso es absorbido por el circuito de refrigeración del estator.



Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none"> -Alto torque de frenado aún a muy bajas RPM -Alta precisión en el control aún en rangos muy distintos de torque y RPM -El control del frenado es independiente de la refrigeración (excepto en dinamómetros refrigerados por aire) -Permite un control automático preciso -Alta durabilidad, mantenimiento simple y menos frecuente -En el caso de los dinamómetros refrigerados por aire no requiere infraestructura adicional 	<ul style="list-style-type: none"> -Mayor inercia -En dinamómetros refrigerados por agua es necesaria una instalación de refrigeración (bombas, tanques, torre de enfriamiento) aunque ligeramente más sencilla que para un dinamómetro hidráulico

3.3.2 Alternativa 2 - Dinamómetros Eléctricos

Un AC y un DC son dos ejemplos de los dinamómetros eléctricos. Un dinamómetro DC es simplemente un motor de corriente continua o de un generador que convierte la energía creada por el cigüeñal de un motor en electricidad. Un dinamómetro de CA es simplemente un motor de corriente alterna o generador. Ambos son dinamómetros universales ya que pueden absorber tanto poder y potencia del motor.

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián



VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none"> -Alto torque de frenado aún a muy bajas RPM -Posibilidad de usarlos también como motor para ensayo de transmisiones y otros elementos pasivos 	<ul style="list-style-type: none"> -Elevado Costo -Solo disponibles para potencias bajas y moderadas

3.3.3 Alternativa 3: Dinamómetros Hidráulicos

El freno hidráulico es similar aun convertidor hidráulico de par, en el que se impidiese girar al eje de salida. Se compone de un rotor y una carcasa o estator llena de agua que sirve tanto de elemento frenante como refrigerante.

Tanto el rotor como el estator están provistos de una serie de alvéolos o cavidades, que tienen forma de elipsoide. Los del estator están enfrentados a los del rotor.

Durante el funcionamiento, el agua de los alvéolos del rotor es expulsada a gran velocidad por la acción de la fuerza centrífuga introduciéndose en los alvéolos del estator por el perímetro externo

Integrantes:


Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián



VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none"> -Tamaño reducido incluso para potencias elevadas -Permite realizar ensayos a carga estabilizada por tiempo indefinido (limitado sólo por la capacidad de disipación de calor de la torre de enfriamiento) 	<ul style="list-style-type: none"> -Bajo torque de frenado a bajas RPM -Infraestructura costosa (bombas, tanques de agua, torre de enfriamiento) -El elemento de enfriamiento (agua) interviene también en el frenado. -Rango de trabajo reducido (relacionado con el punto anterior). Un mismo dinamómetro puede regularse para trabajar a bajas RPM con alto torque o para altas RPM con bajo torque, pero no ambas -Desgaste elevado debido a la cavitación y turbulencias. -Mantenimiento más frecuente

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

Fecha:21/06/2021	ETAPA 3	Universidad Tecnológica	
REV: 04	Banco de pruebas para MCI	Nacional Facultad Regional Delta	

3.4 Criterios de evaluación y selección

Considerado el rango de motores a ensayar, las ventajas que ofrece el freno y que el mismo se refrigerará por agua (debido a la alta potencia a disipar), se decidió por utilizar la “Alternativa 1: **Freno dinamométrico de corrientes parasitas (Eddy)**” donde además podemos destacar:

- Alta velocidad de giro
- Funcionamiento idéntico en ambos sentidos de giro.
- Escaso par residual: la potencia absorbida en vacío es muy pequeña, por lo que se pueden probar motores en un rango amplio de potencia.
- Bajo desgaste del rotor: El mantenimiento del freno se reduce a una limpieza eventual del circuito de agua o al cambio de rodamientos.
- Velocidad de respuesta muy elevada: Las variaciones de excitación en la bobina se traducen rápidamente en cambio de par frenante.
- Facilidad de automatización: al ser la excitación del freno puramente eléctrica, es fácil su programación en ordenador.
- Los frenos solo precisan conexión a la red de 220V, 50 Hz, toma de agua de refrigeración y desagüe.

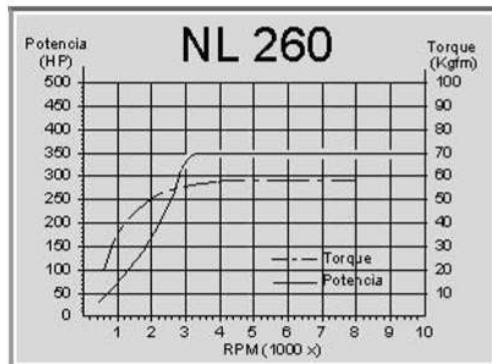
Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián



PRODUCTOS >> Dinamómetros de corrientes parásitas

DINAMOMETRO NL 260



Modelo seleccionado – Modelo NL260 de la marca MWD

Características	
Absorción de potencia	350 CV a 3500 rpm
Velocidad máxima	10000 rpm
Torque máximo	58 kgm
Principio de frenado	Corrientes parásitas
Refrigeración	Circulación de agua.
Lubric. de rodamientos	Grasa o niebla de aceite
Campo de Aplicación	
Motores de camiones livianos	
Turbinas	
Motores de vehículos livianos y medianos	
Motores Standards y de competición	
Requerimientos Técnicos	
Corriente monofasica	10 A
Caudal de agua	7000 l/h p/freno mas 5000 l/h p/motor
Presión del agua	2 bar
Suministro de aire	En caso de utilizar niebla de aceite como lubricante
Accesorios Incluidos	
Fuente de comando a lazo abierto	
Base de apoyo	
Rueda de 60 dientes para medición de rpm	
Palancas de calibración	
Manual de instalación en español	
Accesorios Recomendados	
Sistema de adquisición de datos	
Sistema de enfriamiento de agua	
Soporte de motor	
Amortiguador torsional	
Arrancador eléctrico por cono de fricción	
Columna mezcladora de agua	
Cardan	

3.5 Operación del freno

Se enciende el motor y se espera que este tome la temperatura de funcionamiento con algo de carga y a un régimen no muy bajo de vueltas. Un régimen de 1/3 de la máxima potencia y una carga de 5% al 10% de los kilogramos que corresponden a la máxima potencia esperada.

Si lo que se está haciendo es un asentamiento del motor, se colocara al régimen y carga deseada usando el acelerador y un potenciómetro (encargado de regular la excitación d, acelerando primero el motor hasta un régimen deseado y luego ajustando el freno (mediante la variación de la excitación de la bobina del estator); posteriormente el acelerador hasta el régimen deseado y luego el freno

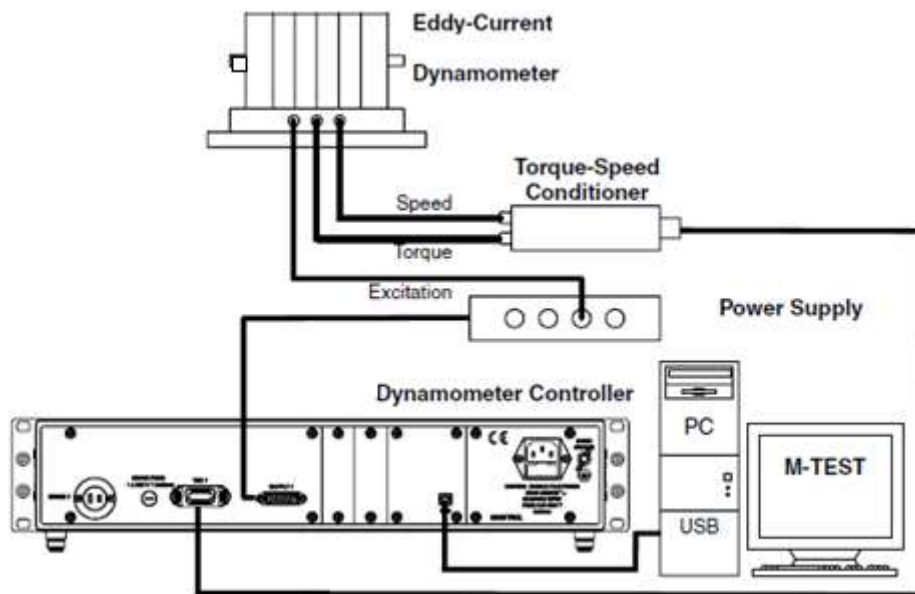
Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

para aumentar la carga y así hasta llegar a los kilogramos de carga y revoluciones deseadas.

Si lo que se está haciendo es una prueba de potencia se comenzará acelerando el motor y accionando el freno, cuidando que al acelerar no se sobrepase en régimen del motor. Hasta que el acelerador este en el límite se seguirá accionando alternativamente el acelerador y el freno. Cuando el motor este totalmente acelerado, solo accionando el freno, llevaremos el motor al régimen en que queremos medir la potencia.


3.5.1 Configuración del freno



Configuración típica de un dinamómetro de corrientes parásitas

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

Fecha:21/06/2021	ETAPA 3	Universidad Tecnológica	
REV: 04	Banco de pruebas para MCI	Nacional Facultad Regional Delta	

4. Sistema de transmisión

4.1 Descripción

La transmisión mecánica será la encargada de transmitir el par del motor al freno dinamométrico. La misma tendrá que absorber la posible desalineación entre el eje del motor y el eje del freno.

4.2 Parámetros de diseño

4.2.1 Datos de operación

Los motores para ensayar en la sala deberán cumplir las siguientes características:

- Motores de combustión interna (MCI) - Diesel y/o Gasolina
- Potencia máxima de medición = **350 HP**
- Torque máximo Freno Dinamométrico (4000 RPM): **569 Nm**

4.2.2 Seguridad

Durante el ensayo hay partes rotando a gran velocidad, por lo que se debe de diseñar una protección que cubra a la transmisión.

4.3 Desarrollo

4.3.1 Alternativa 1 – Diseño

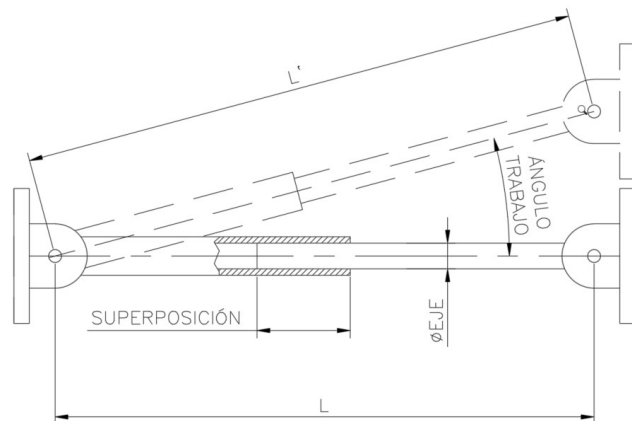
Realizar un diseño integro de transmisión que se adapte a las diferentes configuraciones de los motores.

Características:

- El componente principal se trata de un eje telescópico, que permite su longitud.
- La transmisión del torque es a través de un acople nervado
- La posible desalineación entre motor y freno es absorbida mediante juntas cardánicas.

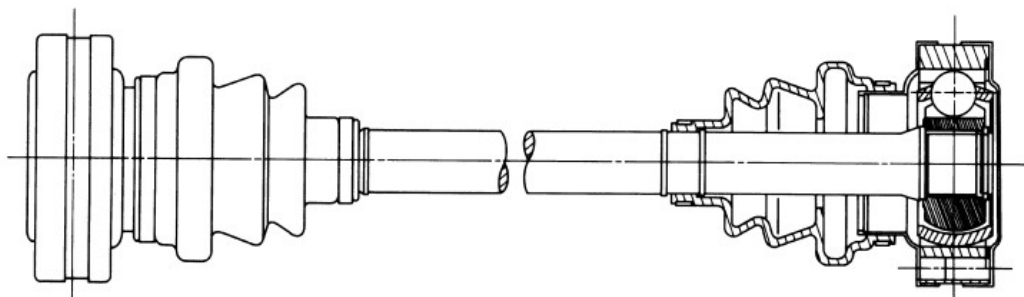
Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

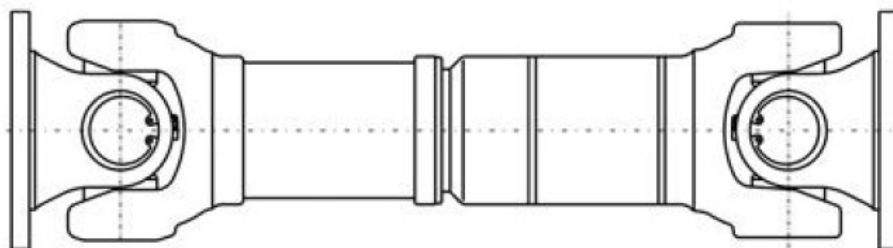


4.3.2 Alternativa 2 – Selección componente comercial

Seleccionar un sistema de transmisión comercial vehicular que verifique nuestros parámetros de diseño



Ejemplo 1 - palier semieje de automóvil (juntas homocinéticas)



Ejemplo 2 – eje cardánico industrial (juntas de crucetas)

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

4.4 Criterios de evaluación y selección

En la actualidad, un sistema de transmisión comercial posee un gran desarrollo y estudio ingenieril.

Considerando esto, y destacando las ventajas de trabajar con diseños comerciales, como ser:

- Confiabilidad
- Comercialización
- Disminuye el volumen de piezas en almacén
- Simplifica la gestión de compra
- Facilita la comparación con diferentes ofertas
- Costo en la producción

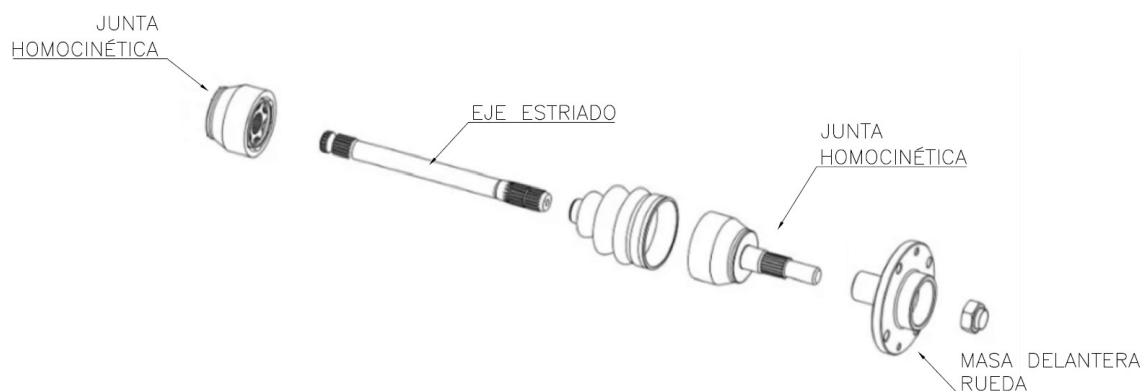
Se opta por la selección de un semieje o pallier comercial (Alternativa 2- Selección componente comercial).

4.4.1 Componente comercial

La transmisión seleccionada es un semieje de Pick Up Volkswagen Amarok con transmisión 4x4, siendo que dicho motor dispone de uno de los torques más elevados dentro de nuestro rango de ensayo.


El modelo seleccionado es comercial y utilizado para la camioneta Volkswagen Amarok (lado caja), comprende:

- Semieje 4x4 Volkswagen Amarok
- Masa De Rueda Delantera Volkswagen Amarok



Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

Fecha:21/06/2021	ETAPA 3	Universidad Tecnológica	
REV: 04	Banco de pruebas para MCI	Nacional Facultad Regional Delta	

4.4.2 Componente por diseñar

Se diseña un cobertor que sirva como contención en caso de desprendimiento de alguna parte rotante.

La protección permite abrirse y cerrarse para tener acceso a la transmisión y asegurar el cierre con ayuda de 2 pernos



Isometría protección transmisión


4.5 Documentos de consulta

Para la verificación numérica antes descripto ver Anexo 3 – Memoria de cálculo – Transmisión mecánica.

Por plano de estudio, ver plano nº E3-3-01

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

Fecha:21/06/2021	ETAPA 3	Universidad Tecnológica Nacional	
REV: 04	Banco de pruebas para MCI	Facultad Regional Delta	

5. Sistema de ventilación

5.1 Descripción

Dentro de la sala de ensayo se generan grandes cantidades de energía en un espacio relativamente pequeño. Para compensar esto, se debe asegurar una adecuada ventilación acorde a los aportes de calor del sistema.

5.2 Parámetros de diseño

5.2.1 Medio ambiente

Durante el ensayo los gases liberados son los equivalentes a un auto tipo, entre ellos nos encontramos con los gases no contaminantes (CO₂), como también los gases contaminantes (NO_x, CO, HC). Como objetivo de conservar una atmósfera limpia y respirable, se tendrán que prevenir la acumulación de niveles de gases, por lo cual tendrán que ser evacuados de la sala a través de un ducto flexible retráctil, conectado de un extremo directo a la salida del catalizador (responsable de neutralizar los gases contaminantes), y el extremo opuesto al ducto de escape.

5.2.2 Seguridad

La sala tiene que absorber el ruido producido por los motores para no molestar al exterior. Dentro del marco legal de la ciudad de Campana, la secretaria de medio ambiente, anexo V de la resolución N° 295/2003 del Ministerio de trabajo, Empleo y Seguridad Social establece un nivel de presión acústica de 100 decibeles por 15 minutos de un impulso continuo.

5.3 Desarrollo


Los sistemas de ventilación para la sala de prueba no solo eliminan el calor, sino que también previenen la acumulación de niveles peligrosos de gases y vapores.

Se brindan ideas y opciones de manera de satisfacer las necesidades establecidas en la especificación de diseño de proyecto (ver etapa 2 – EDP) y las mencionadas anteriormente.

Para el siguiente diseño se tomó como guía el Libro “ENGINE TESTING” de A.J. Martyr (ISBN–13: 978-0-08-096949-7).

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

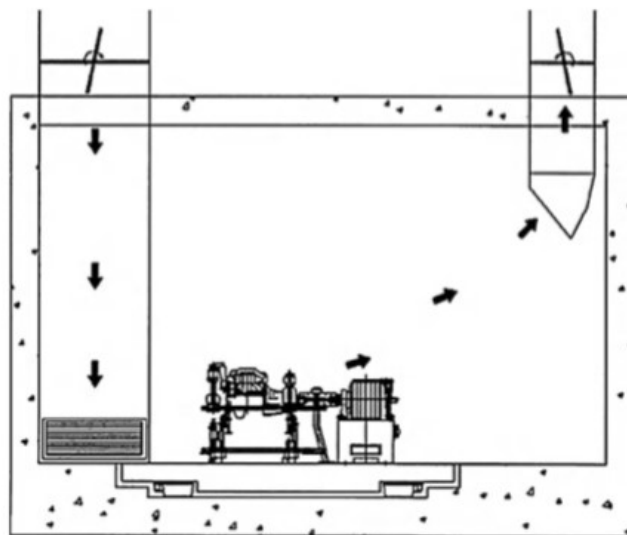
Fecha:21/06/2021	ETAPA 3 Banco de pruebas para MCI	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Delta	
REV: 04			

La disposición de las entradas y salidas de aire requiere una consideración cuidadosa. Hay muchos posibles diseños basados en combinaciones de conductos de dirección de alto nivel, bajo y superior.

5.3.1 Disposición entrada-salida de aire

5.3.1.1 Alternativa 1

Diseño donde el aire de admisión ingresa a la sala a bajo nivel, ya sea por ventilación forzada, o a través de un conducto atenuado que absorbe el aire ambiente del exterior. En ambos casos, el aire se arrastra sobre el motor y sale a alto nivel.



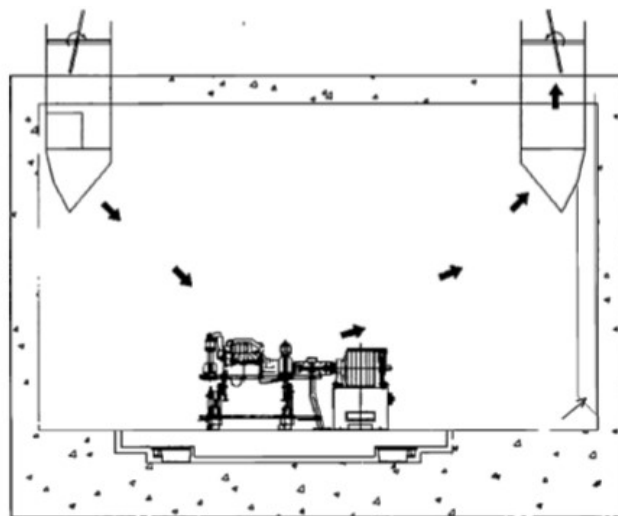
Croquis alternativa 1

5.3.1.2 Alternativa 2

Diseño donde el aire de admisión ingresa a la sala al mismo nivel que el aire de escape mediante ventilación forzada, o a través de un conducto atenuado que absorbe el aire ambiente del exterior.

Integrantes:

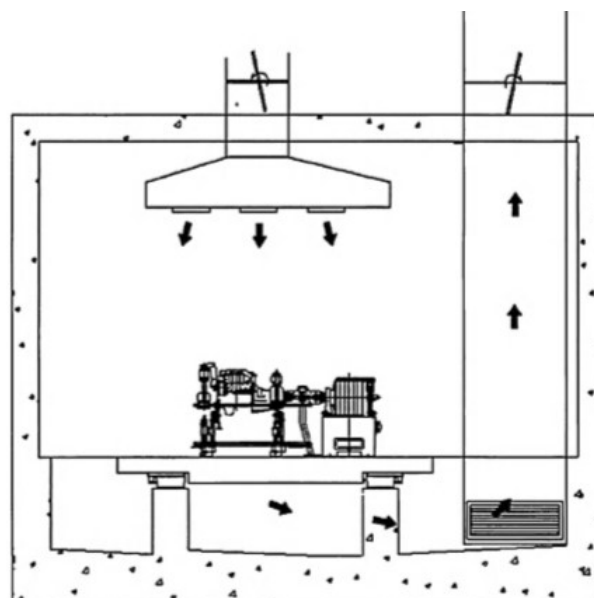
Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián



Croquis alternativa 2

5.3.1.3 Alternativa 3

Una campana de entrada sobre el motor, como se muestra en el croquis, provee aire fresco sobre el motor. Cuando hay un espacio sustancial en el piso, el aire de ventilación puede extenderse por debajo del nivel del piso y sobre el motor desde una cámara de ventilación de entrada superior. Está claro que la elección del diseño del sistema tiene una gran influencia en el diseño del equipo tanto en la sala como en el espacio de servicio de arriba.



Croquis alternativa 3

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

5.3.2 Ductos de ventilación

El acero en chapa galvanizada es el material utilizado, y los conductos están disponibles en una variedad de tamaños estándar en secciones rectangulares o circulares. Los conductos de sección rectangular tienen ciertas ventajas: se pueden instalar contra superficies planas y se evitan las costosas longitudes de transición.

5.3.3 Sistemas de admision y extraccion de aire

5.3.3.1 Alternativa 1 - Unidades de tratamiento de aire

La recirculación del aire de la sala se realiza a través de un sistema de Unidad de tratamiento de aire de acondicionamiento de temperatura.

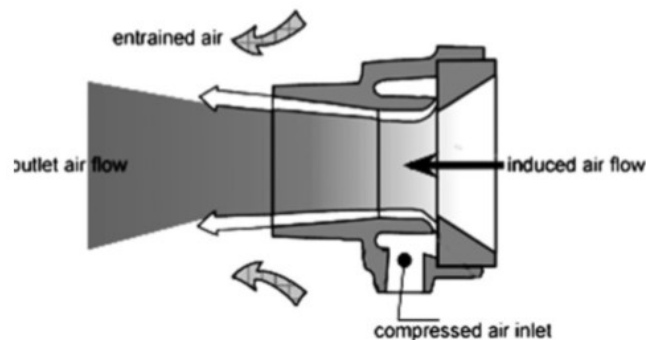
Consta de un circuito cerrado en el cual se trata y refrigeran los gases de escape del motor y para luego devolverlos nuevamente en la sala, pueden ser eficientes desde el punto de vista energético.



Unidad de tratamiento de aire comercial de la marca Airbox

5.3.3.2 Alternativa 2 - Air-move

Estos dispositivos utilizan un suministro de aire comprimido para inducir y arrastrar el aire circundante en un chorro acelerado hasta unas 100 veces el volumen libre del suministro comprimido.



Croquis alternativa 2 - Air move

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

5.3.3.3 Alternativa 3 – Ventiladores axiales

En los ventiladores axiales el aire es impulsado por una hélice dotada de un número variable de álabes o palas que están ancladas en un núcleo o cubo que es el elemento que transmite la energía del eje a los álabes.

Estos ventiladores tienen la ventaja de ser unidades independientes, de fácil montaje & mantenimiento.

Los ventiladores axiales, a diferencia de los centrífugos, son apropiados cuando se requiere mover mucho caudal de aire con una relativamente baja presión.



Ventilador axial de pared de la marca ChicagoBlower

5.4 Criterios de evaluación y selección

5.4.1 Disposición entrada-salida de aire

Por cuestiones de costo y espacio, la disposición de entrada/salida de aire será según la *alternativa 2*, ya que, al estar ubicados en el techo, deja espacio libre dentro de la sala.

5.4.2 Ductos de ventilación


Los conductos de ventilación serán de chapas de acero galvanizado.

5.4.3 Sistemas de admisión y extracción de aire

Un circuito cerrado (Unidad de tratamiento de aire) como un compresor (Air-move) son utilizados cuando se dispone de instalaciones multicelulares (más de una sala de ensayo). Por cuestiones de costo y prestaciones, la sala utiliza ventiladores para controlar los cambios de aire (Alternativa 3).

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

Fecha:21/06/2021	ETAPA 3	Universidad Tecnológica	
REV: 04	Banco de pruebas para MCI	Nacional Facultad Regional Delta	

La sala requerirá tanto un ventilador de tiro forzado para el suministro de aire como un ventilador de extracción para extraer el aire. Los dos ventiladores deben coincidir para mantener la presión de la sala lo más cerca posible de la atmosférica. Ya que el motor debe ser ensayado bajo las mismas condiciones de uso normal, y la presión del aire es un factor importante en el rendimiento.

Para evitar el ingreso de partículas que puedan dañar las aspas de los ventiladores, se coloca una rejilla de ventilación.

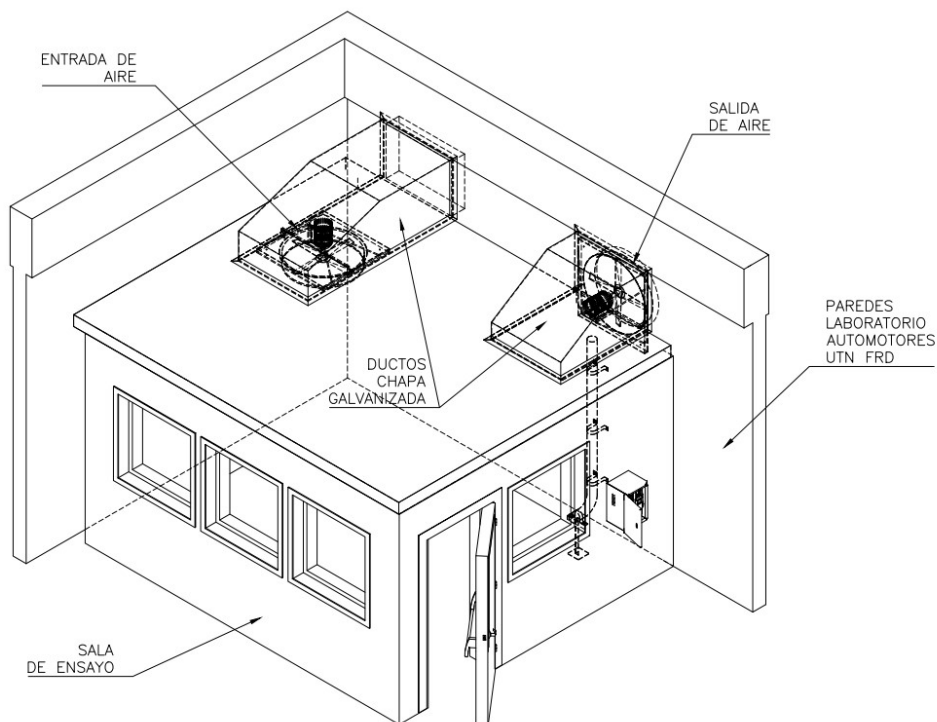


Rejilla metálica de metal desplegado comercial

Para controlar el caudal de aire que ingresa y egresa, la sala debe ser equipada con dos variadores de frecuencia capaz de regular la velocidad de los ventiladores independientemente.

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián



Isometría ingeniería básica ventilación (plano E3-4-01)

5.4.4 Seguridad - Gases de escape

Los gases de escape de un MCI salen a través del múltiple de escape. Este puede estar del lado derecho o izquierdo del motor dependiendo del modelo y marca. Para asegurar la evacuación de los gases de combustión, estos son conducidos a través de un conducto directamente desde el motor hacia el ventilador de escape de aire.

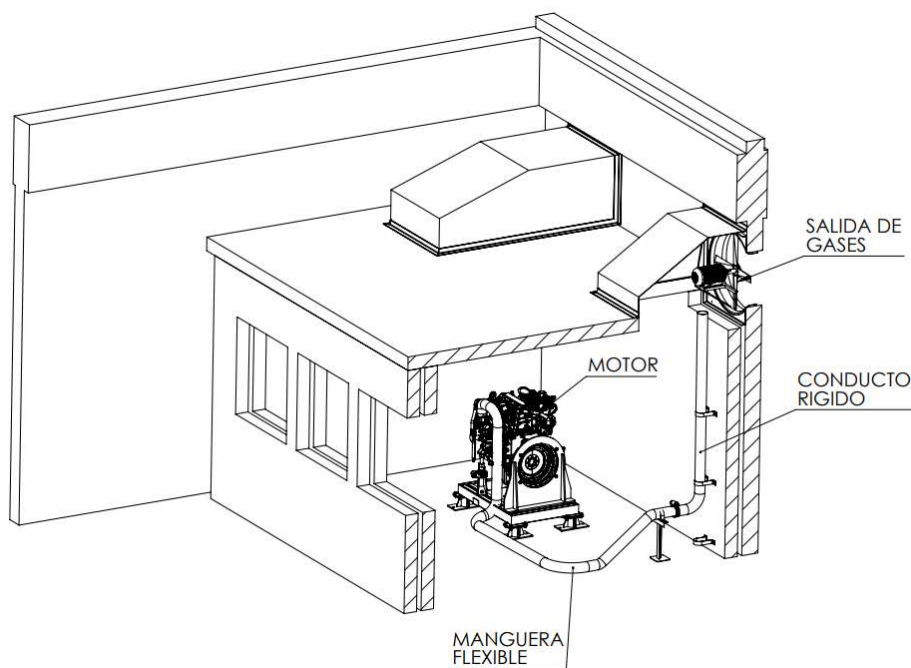
Por experiencia de los centros de testeo visitados mencionados en la etapa 1, el conducto debe contar con un tramo flexible y un tramo rígido. El tramo flexible será el nexo entre el motor y el tramo rígido, para una fácil adaptación a los diferentes motores testeados. El tramo rígido estará fijo a la pared para conducir los gases de escape al ventilador de salida de aire.

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián



Tubo flexible para gases de escape de la marca Kapton



Isometría conducción gases de escape

5.5 Documentos de consulta

Por la verificación numérica de lo antes descripto ver Anexo 4 – Memoria de cálculo – Ventilación

Por plano de estudio, ver plano nº E3-4-01

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

6. Sistema de izamiento de motor

6.1 Descripción

El Izamiento es la operación que permite el levantamiento y suspensión de cargas, en este caso motores de combustión interna. Permite elevar y/o bajar el motor de manera segura para sujetarlo a la base soporte motor.

6.2 Parámetros de diseño

El sistema de izamiento debe cumplir con las siguientes características:

- Soportar el peso de un motor de combustión interna con un peso máximo de 300kg.
- Posibilidad de regular altura.
- Versatilidad del montaje.
- Durante el izamiento, el plano de trabajo tendrá que estar a la altura del pecho del operador, evitando la inclinación del tronco y la elevación de los brazos por encima de los hombros.

6.3 Desarrollo

6.3.1 Alternativa 1: Pluma hidráulica

Una pluma hidráulica es una estructura de acero móvil con 4 ruedas giratorias para desplazarse.


Tiene la capacidad de elevar distintos tipos de carga, objetos pesados de forma fácil y segura. Cuenta un sistema plegable para regular altura.



Pluma hidráulica comercial

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

Fecha:21/06/2021	ETAPA 3	Universidad Tecnológica	
REV: 04	Banco de pruebas para MCI	Nacional Facultad Regional Delta	

6.3.2 Alternativa 2: Pórtico

Sistema de elevación fijo diseñado de acuerdo a las dimensiones de la sala. El desplazamiento consta de un carro de empuje.

La regulación de altura se ajusta mediante un aparejo manual de cadena.



Isometría pórtico, ver plano nº E3-6-01

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

6.4 Criterio de elevación y selección

Realizando un cuadro comparativo:

	<i>Pluma hidráulica</i>	<i>Pórtico</i>
Seguridad	Media	Alta
Ergonomía	Media	Alta
Costo	Bajo	Medio
Mantenimiento	Bajo	Bajo
Facilidad de uso	Bajo	Bajo
Adaptación a las condiciones de ensayo	No	Si

Al momento de seleccionar una alternativa no existen grandes diferencias, pero al evaluar el espacio disponible dentro de la sala de ensayo, el pórtico (*Alternativa 2*) resulta una opción compacta adecuada a las dimensiones disponibles, siendo que la pluma hidráulica no se adapta al espacio de la sala, generando una imposibilidad de uso.


6.5 Documentos de consulta

Por la verificación numérica de lo antes descripto ver “Anexo 5 – Memoria de cálculo – Sistema izamiento motor”.

Por plano de estudio, ver plano nº E3-5-01

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

Fecha:21/06/2021	ETAPA 3	Universidad Tecnológica	
REV: 04	Banco de pruebas para MCI	Nacional Facultad Regional Delta	

7. Distribución de combustible

7.1 Descripción

El sistema de distribución de combustible se encarga de proveer el combustible al motor durante la totalidad del ensayo.

7.2 Parámetros de diseño

7.2.1 Datos de operación

Proveer al motor combustible limpio ya que puede contener desperdicios sólidos; estos pueden obstruir y hasta averiar algunos de los componentes del sistema de combustible del motor. Además de esto, es necesario mantener el combustible a la presión requerida por el motor.

7.2.2 Seguridad y medio ambiente

- Contar con una línea resistente a las condiciones de operación y a los combustibles usados debido a que los combustibles son solventes capaces de corroer y disolver ciertos materiales.
- Contar con reservorios capaces de almacenar el combustible en condiciones seguras

7.3 Desarrollo

7.3.1 Depósito de combustible

7.3.1.1 Alternativa uno:

El almacenaje será en un tanque comercial apto para almacenaje de combustible automotor.



Tanque de gasolina de 6 galones de la marca Moeller

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

7.3.1.2 Alternativa dos:

Se realiza un diseño a partir de un tanque metálico para almacenaje de combustible.



Tanques metálicos de 55 galones comerciales

7.3.2 Líneas de combustibles

7.3.2.1 Alternativa uno:

Utilizar manguera flexible mallada de acero en todo el trayecto del circuito



Manguera flexible mallada de acero

7.3.2.2 Alternativa dos:

Se utiliza una combinación entre tubos de acero inoxidable y manguera flexible resistente al fuego.

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián



Tubing comercial acero inoxidable

7.3.3 Presión de línea adecuada a las condiciones de operación

7.3.3.1 Alternativa uno:

Se genera la presión necesaria por altura, por lo cual el almacenamiento de combustible debe estar ubicado a nivel superior que el motor.

7.3.3.2 Alternativa dos:


El sistema genera la presión necesaria para la dosificación de combustible mediante una bomba de combustible.



Bomba de combustible eléctrica comercial de la marca Bosch

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

Fecha:21/06/2021	ETAPA 3	Universidad Tecnológica	
REV: 04	Banco de pruebas para MCI	Nacional Facultad Regional Delta	

7.4 Criterio de evaluación y selección

Considerando las alternativas disponibles mencionadas anteriormente, la configuración final resulta:

7.4.1 Depósito de combustible

El almacenamiento del combustible será mediante un tanque plástico de 6 galones (*alternativa 1*) debido a que el consumo del motor no demanda tanta cantidad de combustible como para desarrollar la ingeniería partiendo de un tanque de metal de 55 galones.

7.4.2 Líneas de combustible

Al ser el circuito de una longitud considerable se avanza con la *alternativa 2* y utilizar manguera flexible solo cuando sea necesario dejando las mayores longitudes mediante tuberías rígidas de acero.

7.4.3 Presión de línea adecuada a las condiciones de operación

Se avanza con la alternativa 2 ya que al utilizar una bomba nos asegura la presión y caudal de los distintos motores y la capacidad de poder regularlo.

7.5 Documentos de consulta

Por plano de trazado de circuito, ver planos nº E3-6-01, E3-6-02, E3-6-03 y E3-6-04

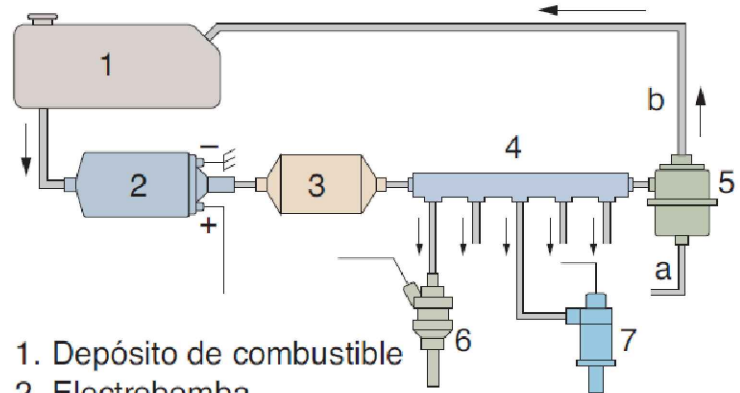
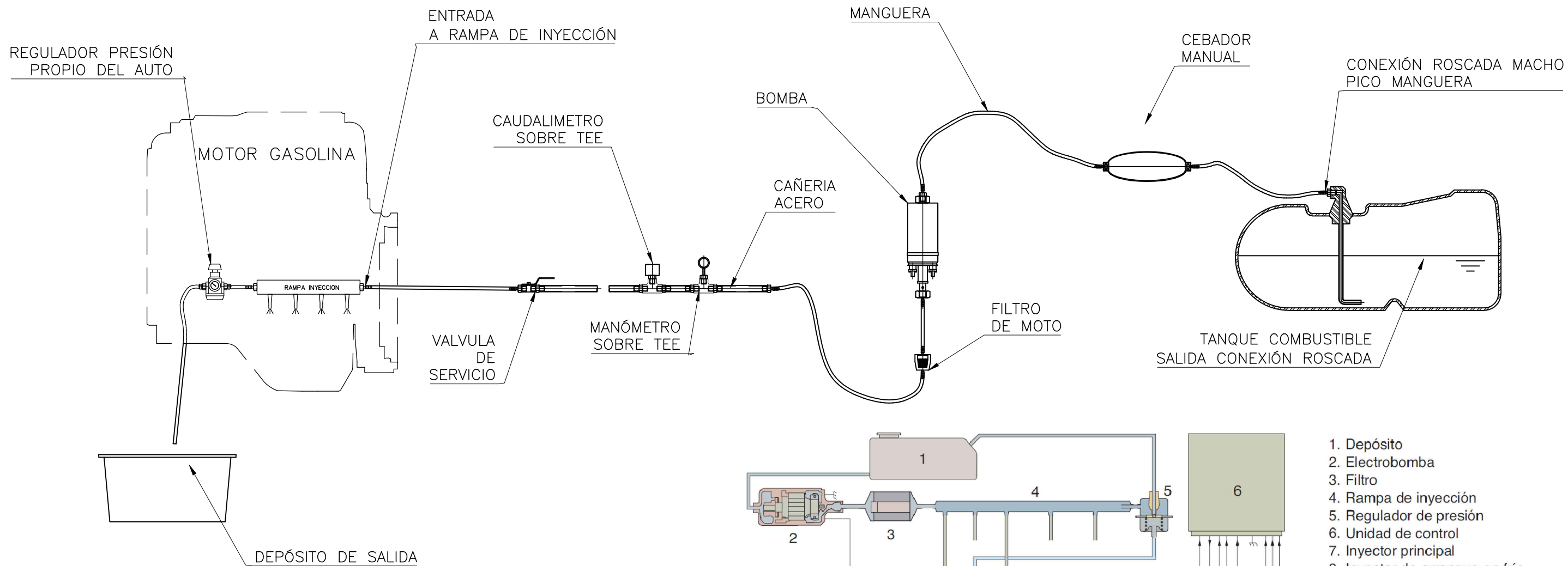
8. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

Tanto la ingeniería conceptual, básica y de detalle de este tema fueron presentados de manera independiente.

Al ser este tema revisado, corregido y presentado como proyecto independiente de este informe, se agregará como anexo para su consulta – ver Anexo 6 – Memoria de cálculo – Sistema de refrigeración

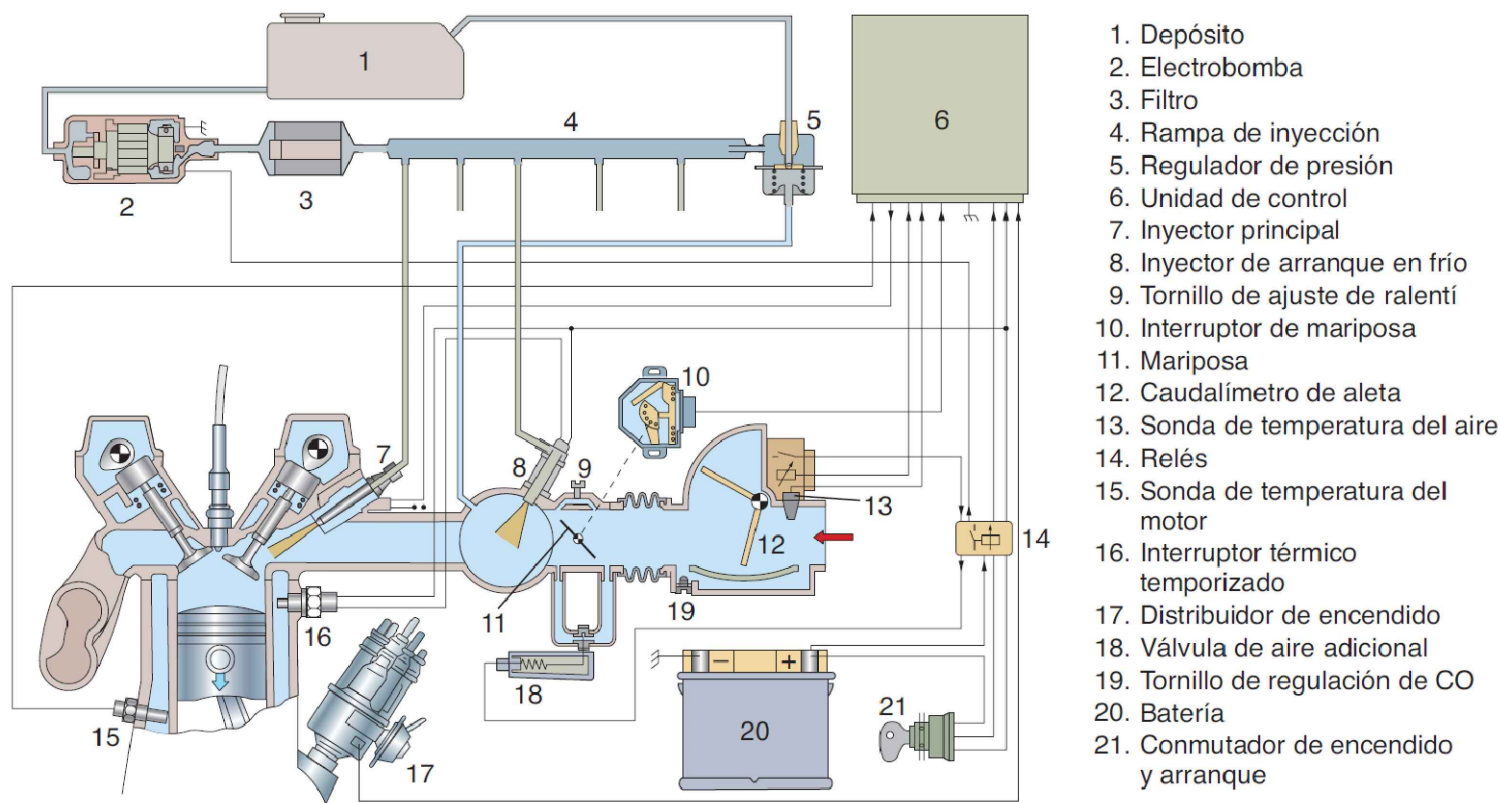
Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián



- 1. Depósito de combustible
- 2. Electrobomba
- 3. Filtro
- 4. Rampa de inyección
- 5. Regulador de presión
- 6. Inyector principal
- 7. Inyector de arranque en frío
- a. Conexión al colector de admisión
- b. Retorno hacia el depósito

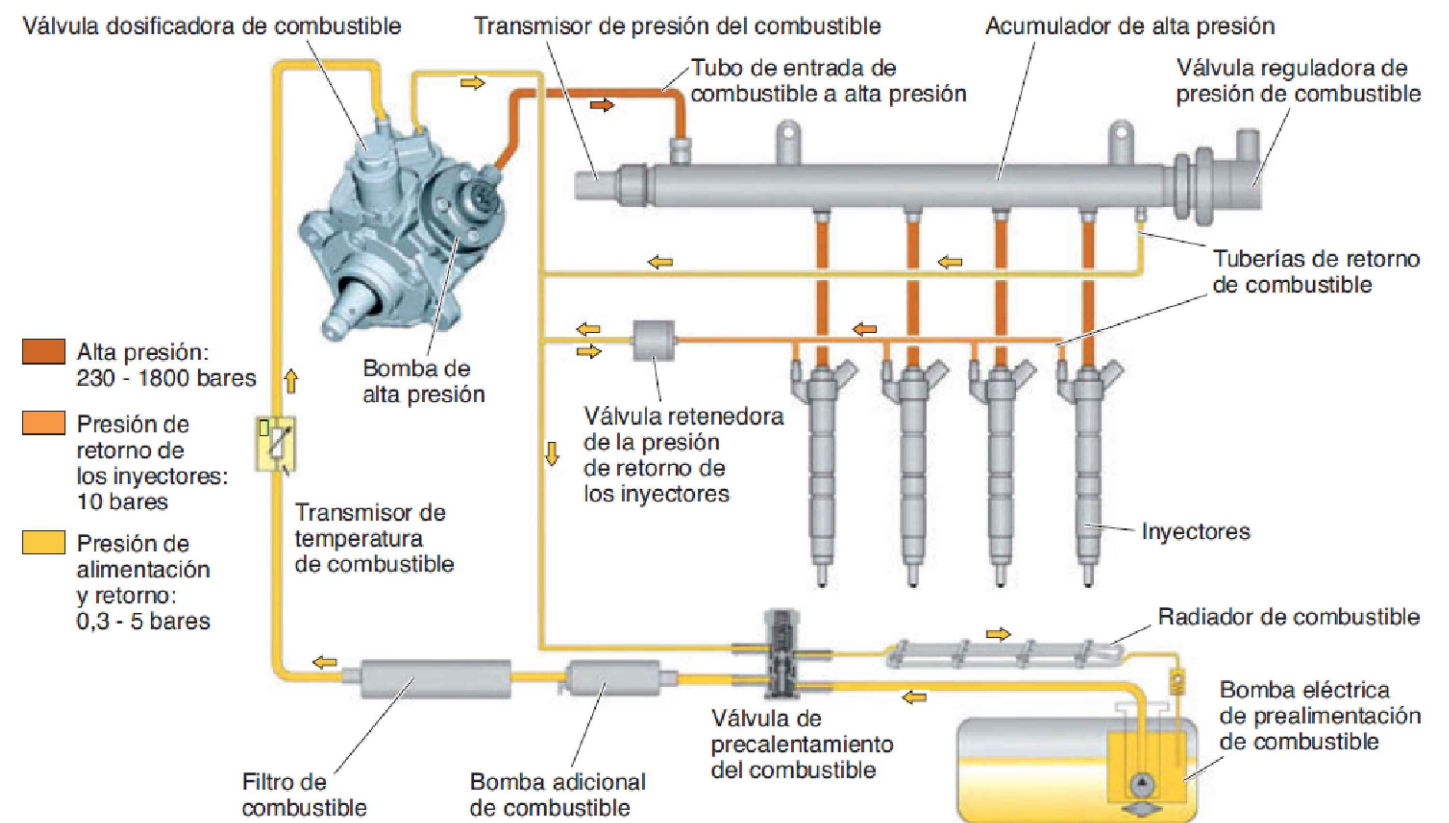
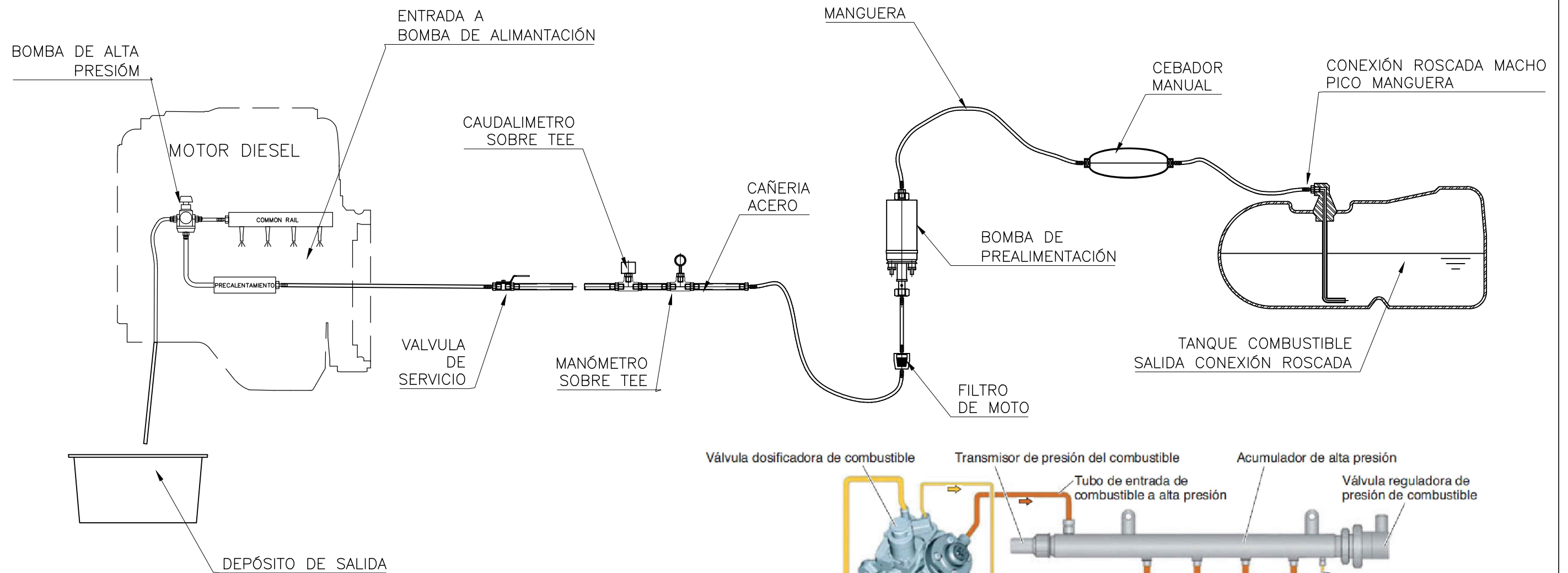
↑ Figura 3.16. Circuito de alimentación de combustible con retorno.



- 1. Depósito
- 2. Electrobomba
- 3. Filtro
- 4. Rampa de inyección
- 5. Regulador de presión
- 6. Unidad de control
- 7. Inyector principal
- 8. Inyector de arranque en frío
- 9. Tornillo de ajuste de ralentí
- 10. Interruptor de mariposa
- 11. Mariposa
- 12. Caudalímetro de aleta
- 13. Sonda de temperatura del aire
- 14. Relés
- 15. Sonda de temperatura del motor
- 16. Interruptor térmico temporizado
- 17. Distribuidor de encendido
- 18. Válvula de aire adicional
- 19. Tornillo de regulación de CO
- 20. Batería
- 21. Conmutador de encendido y arranque

↑ Figura 3.15. Esquema de una instalación de un sistema de inyección L-Jetronic.

B	DNR	FMA	FMA	EMISIÓN PARA ESTUDIO
REV	EJEC	REVI.	APROBÓ	DESCRIPCIÓN
Escalas: 1: 25			UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA	
PROYECTO FINAL			TÍTULO	BANCO DE PRUEBAS PARA MCI DOSIFICACIÓN COMBUSTIBLE - INYECCIÓN GASOLINA
			APROBÓ	FECHA: 23/06/2021
			E3-6-01	A3



B	DNR	FMA	FMA	EMISIÓN PARA ESTUDIO	
REV	EJEC	REVI.	APROBÓ	DESCRIPCIÓN	
Escala: 1: 25				UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA	APROBÓ
PROYECTO FINAL			TÍTULO	BANCO DE PRUEBAS PARA MCI DOSIFICACIÓN COMBUSTIBLE - DIESEL COMMON RAIL	FECHA: 23/06/2021
				E3-6-04	A3

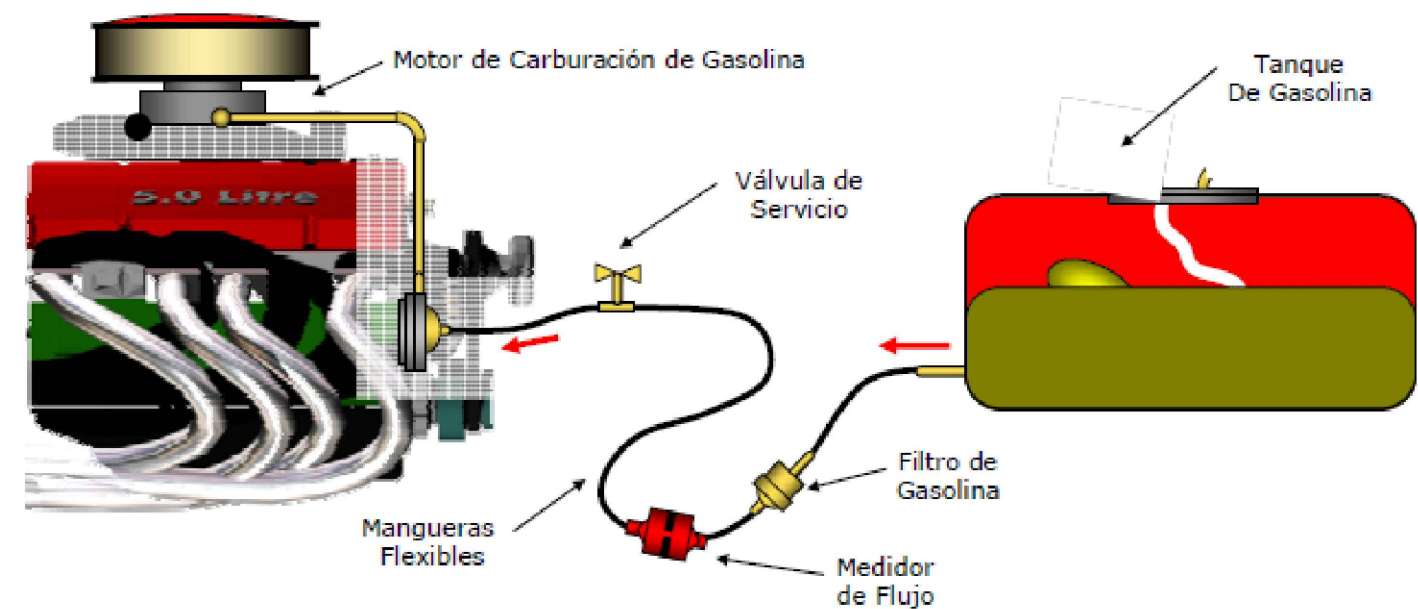
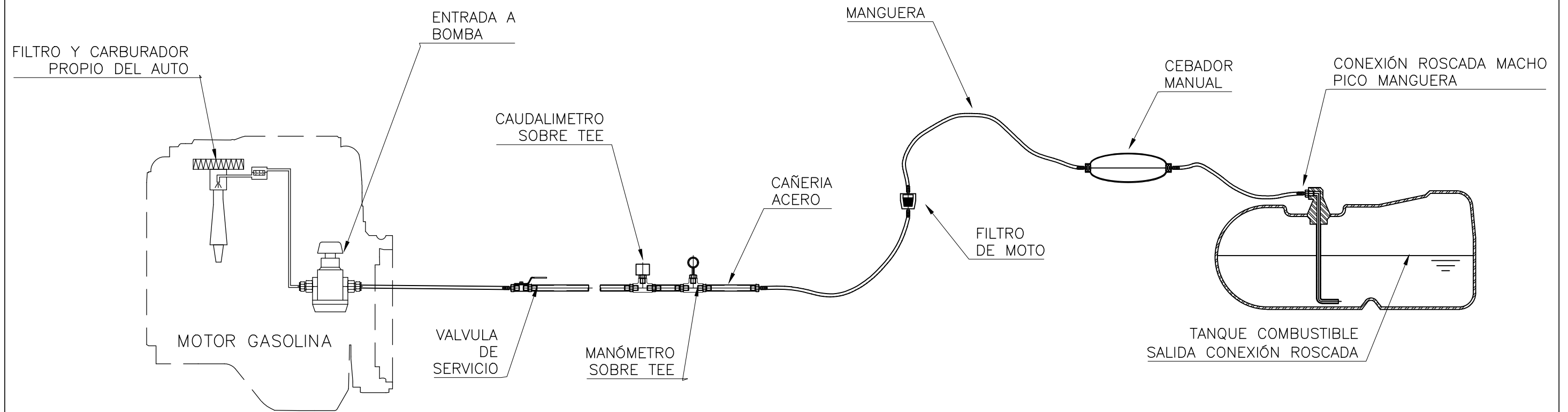
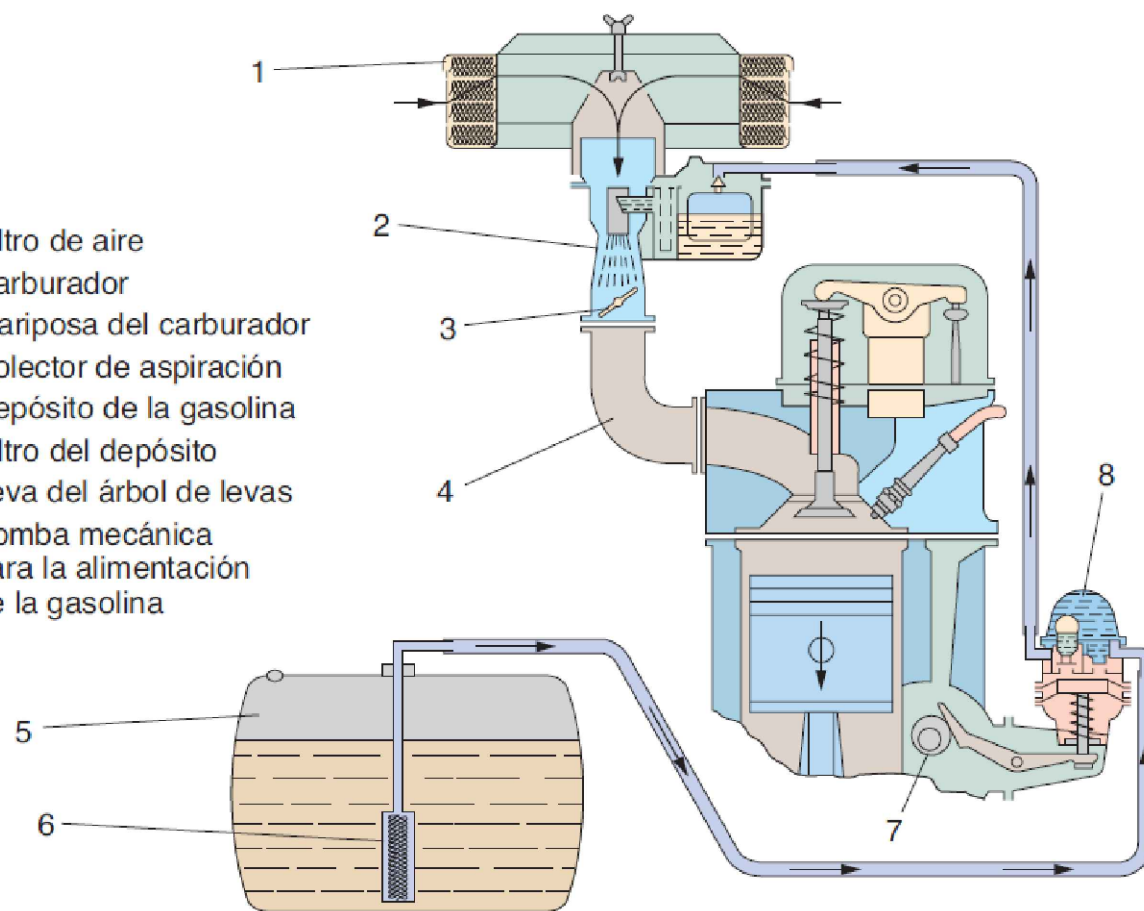


Figura 5.20. Diagrama conceptual del sistema de alimentación para motores de inyección de gasolina.

1. Filtro de aire
2. Carburador
3. Mariposa del carburador
4. Colector de aspiración
5. Depósito de la gasolina
6. Filtro del depósito
7. Leva del árbol de levas
8. Bomba mecánica para la alimentación de la gasolina



↑ **Figura 3.3.** Esquema del circuito de alimentación con carburador.

B	DNR	FMA	FMA	EMISIÓN PARA ESTUDIO	
REV	EJEC	REVI.	APROBÓ	DESCRIPCIÓN	
Escalas: 1: 25				UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA	
PROYECTO FINAL				TÍTULO BANCO DE PRUEBAS PARA MCI DOSIFICACIÓN COMBUSTIBLE – GASOLINA CARBURACIÓN	
				APROBÓ	
				FECHA: 23/06/2021	
				E3-6-02	
				A3	

Anexo 1 – Memoria de cálculo – Sala de ensayo

Contenido

1.	Aislamiento acústico	2
1.1	Isometría general	3
1.2	Marco teórico.....	4
1.3	Cálculos	5
1.3.1	Pared compuesta.....	5
1.3.2	Ventanales.....	7
1.3.3	Perdida de transmisión pared	8
2.	Estudio de carga de fuego.....	12
2.1	Objetivo de Estudio	12
2.2	Carga de Fuego.....	12
2.3	Potencial extintor y cantidad de extintores	14
2.4	Conclusión	15

1. Aislamiento acústico

La sala debe ser capaz de absorber el ruido producido por los motores.

Dentro del marco legal de la ciudad de Campana (Ver Etapa 2), la secretaria de medio ambiente, Anexo V de la resolución N° 295/2003 del Ministerio de trabajo, Empleo y Seguridad Social establece los niveles de presión acústica tolerables para un operario.

TABLA
Valores limite PARA EL RUIDO^o

Duración por día		Nivel de presión acústica dBA*
Horas	24	80
	16	82
	8	85
	4	88
	2	91
	1	94
Minutos	30	97
	15	100
	7,50 Δ	103
	3,75 Δ	106
	1,88 Δ	109
	0,94 Δ	112
	Segundos Δ	28,12
14,06		118
7,03		121
3,52		124

TABLA
Valores limite PARA EL RUIDO^o

Duración por día	Nivel de presión acústica dBA*
1,76	127
0,88	130
0,44	133
0,22	136
0,11	139

^o No ha de haber exposiciones a ruido continuo, intermitente o de impacto por encima de un nivel pico C ponderado de 140 dB.

* El nivel de presión acústica en decibeles (o decibelios) se mide con un sonómetro, usando el filtro de ponderación frecuencial A y respuesta lenta.

Δ Limitado por la fuente de ruido, no por control administrativo. También se recomienda utilizar un dosímetro o medidor de integración de nivel sonoro para sonidos por encima de 120 decibeles.

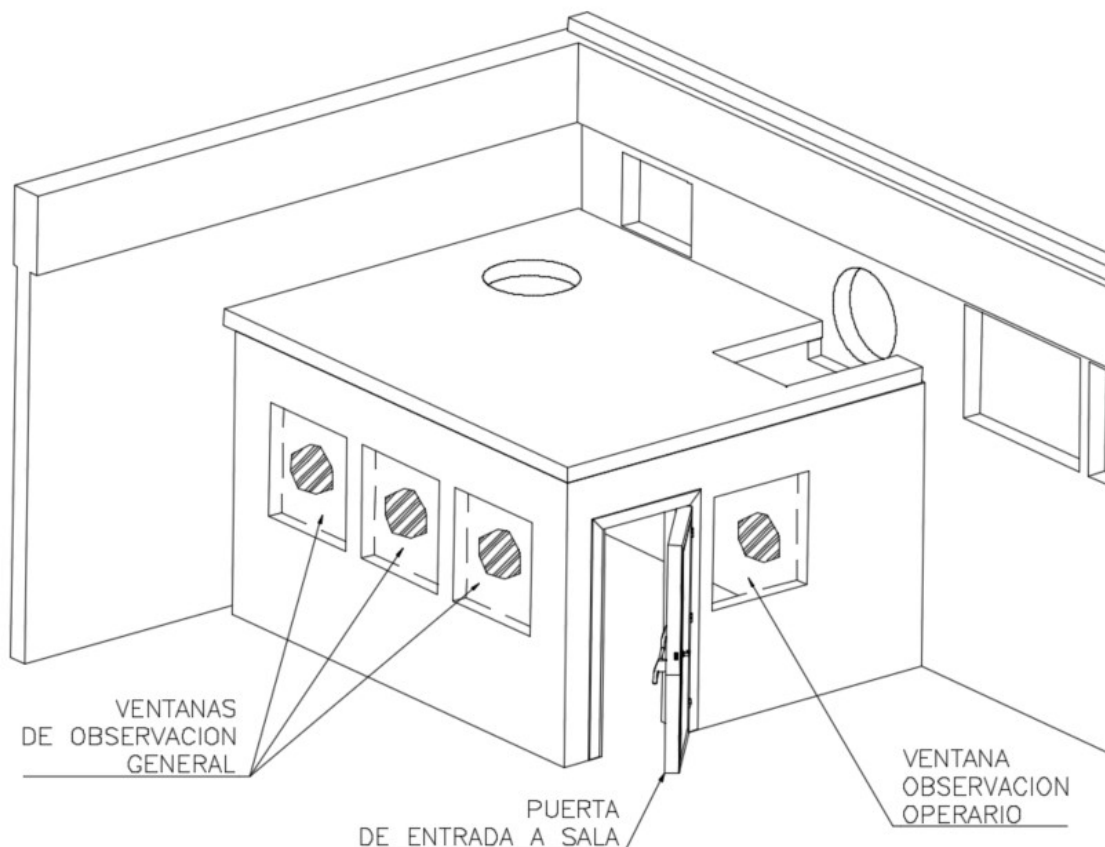
Siendo que la presión sonora máxima de un motor promedio es de 120 dB, y que el ensayo a realizar tiene una duración, con funcionamiento de motor, de 30 a 40 segundos por medición (normalmente se realizan entre 3 y 5

mediciones por ensayo), tendremos un sonido continuo de motor durante aproximadamente 3 o 4 minutos, por lo cual no deberíamos de superar el rango de los 100dB en el exterior de la sala


1.1 Isometría general

Los valores de aislamiento se determinan mediante ensayos, no obstante y en ausencia de poder ensayar un recinto de este tipo, puede decirse que el aislamiento acústico proporcionado por paredes simples o dobles de materiales homogéneos es función casi exclusiva de su masa.

La sala de ensayo para motores consta de 4 paredes y un techo (Ver plano E3-1-01 - Sala de ensayo)



Una pared tiene una puerta de acceso y una ventana para que el operador pueda observar, otra pared tiene ventanales para que el alumnado pueda ver el ensayo y las demás son paredes ciegas.

Fecha:23/06/2021	Anexo 1 – Memoria de cálculo – Sala de ensayo	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Delta	
REV: 03			

Teniendo como referencia el manual Saenz, se utilizará la configuración de pared recomendada, que consta de 2 paredes de ladrillos separadas 50mm entre sí.

Todas las ventanas serán de policarbonato compacto.

La pared con los ventanales para observar el ensayo, cuenta con un área grande y una densidad de pared variable (debido a que tiene ladrillos y policarbonato como materiales) comparándola con el resto de la sala. Por lo cual será la superficie a ensayar para determinar la máxima atenuación de sonido de la sala.

1.2 Marco teórico

Aislamiento de paredes múltiples

Lograr una alta pérdida de transmisión con paredes simples es difícil. Se recurre entonces a las paredes dobles, formadas por dos paredes separadas por un espacio.

El análisis del aislamiento, en este caso, nos lleva a la aparición de frecuencias en el entorno de las cuales existe una fuerte reducción del aislamiento. En este caso se trata de la «frecuencia natural del sistema f_0 »

La transmisión de sonido varía con la frecuencia del mismo, y las paredes dobles tienen un comportamiento diferente dependiendo la frecuencia.

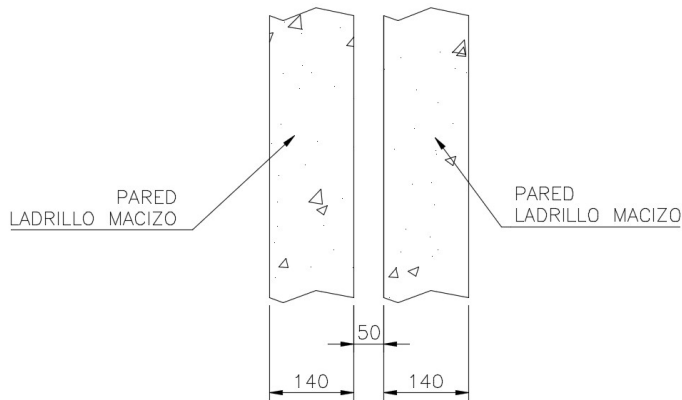
Zona 1 ($f < f_0$) = Comportamiento igual que una pared de masa igual a la suma de las masas

Zona 2 ($f < f_0$) = zona de ventaja de pared doble, incremento de aislamiento considerable

No es fácil predecir el valor de la pérdida de transmisión “R” a partir de los valores de los componentes de una pared doble, sin embargo, en el caso que no hay conexión estructural entre ambas partes, y la cavidad está rellena con material absorbente (el material por excelencia para esta aplicación es la lana mineral o lana de vidrio) se pueden estimar mediante ecuaciones.

1.3 Cálculos

1.3.1 Pared compuesta



Frecuencia f_0 de resonancia

$$f_0 = \frac{615}{\sqrt{d}} \sqrt{\frac{1}{M_1} + \frac{1}{M_2}} \text{ [Hz]}$$

Donde:

d= distancia separadora entre las paredes

M_1 = Masa por unidad de superficie de la pared 1

M_2 = Masa por unidad de superficie de la pared 2

Las masas son iguales, correspondiente a un ladrillo macizo de 14cm de espesor separadas 50mm entre ellas según recomendación de sala de ensayo "manual Sáenz"

Tabla 3.2

Tipo de pared (1)		Espesor en cm	Masa unitaria en kg/cm ²	Aislamiento acústico R en dBA
Fábrica de ladrillo cerámico perforado	Citara	11.5	202	43
	½ pie	14	250	46
	Asta	24	364	52
	1 pie	29	460	56
Fábrica de ladrillo cerámico macizo	Citara	11.5	242	46
	½ pie	14	286	48
	Asta	24	444	55
	1 pie	29	532	58
Fábrica de ladrillo silicocalcáreo	Citara	11.5	252	46
	Asta	24	484	56
Fábrica de bloques de hormigón		14	225	44
		19	270	47
		29	370	52
Fábrica de hormigón armado		14	350	51
		18	450	55
		20	500	57
		24	600	60
		30	750	63

Entonces, $M_1 = M_2 = 286 \text{ kg/cm}^2$ (valores obtenidos de la norma de edificación NBE-CA-81 sobre condiciones acústicas en edificios) y la distancia entre paredes es $d = 5 \text{ cm}$,

$$f_0 = \frac{615}{\sqrt{5}} \sqrt{\frac{1}{286} + \frac{1}{286}} \text{ [Hz]}$$

$$f_0 = 23 \text{ Hz}$$

La pérdida de transmisión sonora “ R_{eq} ” de la pared compuesta en nuestro caso es:

- $R_{eq} = 20 \cdot \log(M_1 M_2 f) - 47 \text{ dB}$ para valores $< f_0$
- $R_{eq} = 20 \cdot \log\left(\frac{M_1 M_2}{2Z_0 c} (2\pi f)^3\right)$ para valores $> f_0$

Donde:

$Z_0 = 415 \text{ rayls}$ (Impedancia acústica característica del aire)

$c = 330 \text{ m/s}$ (velocidad del sonido)

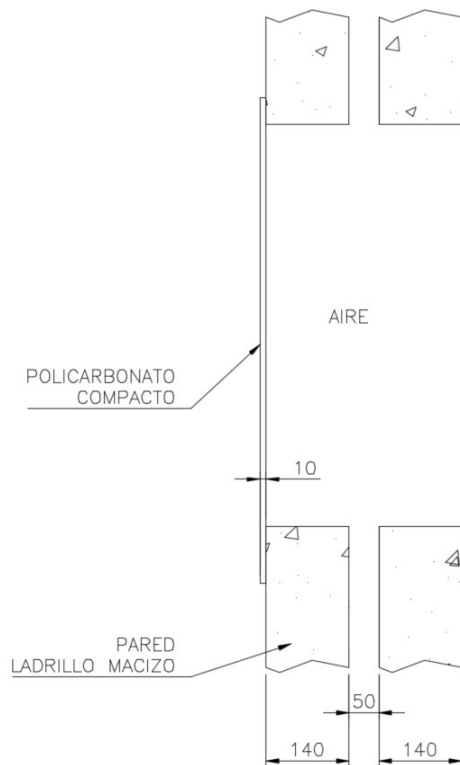
$$R_{eq} = 20 \cdot \log\left(\frac{286 \cdot 286}{2 \cdot 415 \cdot 330} (2\pi f)^3\right)$$

Espectro	Frecuencia [Hz]	R [dB]	
tonos graves	1	48,91760035	Zona 1 (f<f0)
	10	68,91760035	
	23	76,15215707	
	100	155,0433383	
	300	183,6706136	
tonos medios	500	196,9815386	Zona 2 (f<f0)
	700	205,7492207	
	900	212,2978889	
	1100	217,5268994	
	1300	221,8799395	
	1500	225,6088139	
	1700	228,8702736	
	1900	231,7685544	
	2100	234,376496	
	tonos agudos	2300	
2500		238,9197388	
2700		240,9251642	
2900		242,7872182	
3100		244,52504	
3300		246,1541747	
3500		247,687421	
4000		251,1669378	
5000		256,9815386	
8000		269,2287375	
	10000	275,0433383	

Como promedio de los tonos medios (usualmente utilizados como referencia). obtenemos un $R_{eq}=219$ dB

1.3.2 Ventanales

La pared cuenta con 3 ventanales de POLICARBONATO COMPACTO de Espesor 10mm, (símil vidrio)



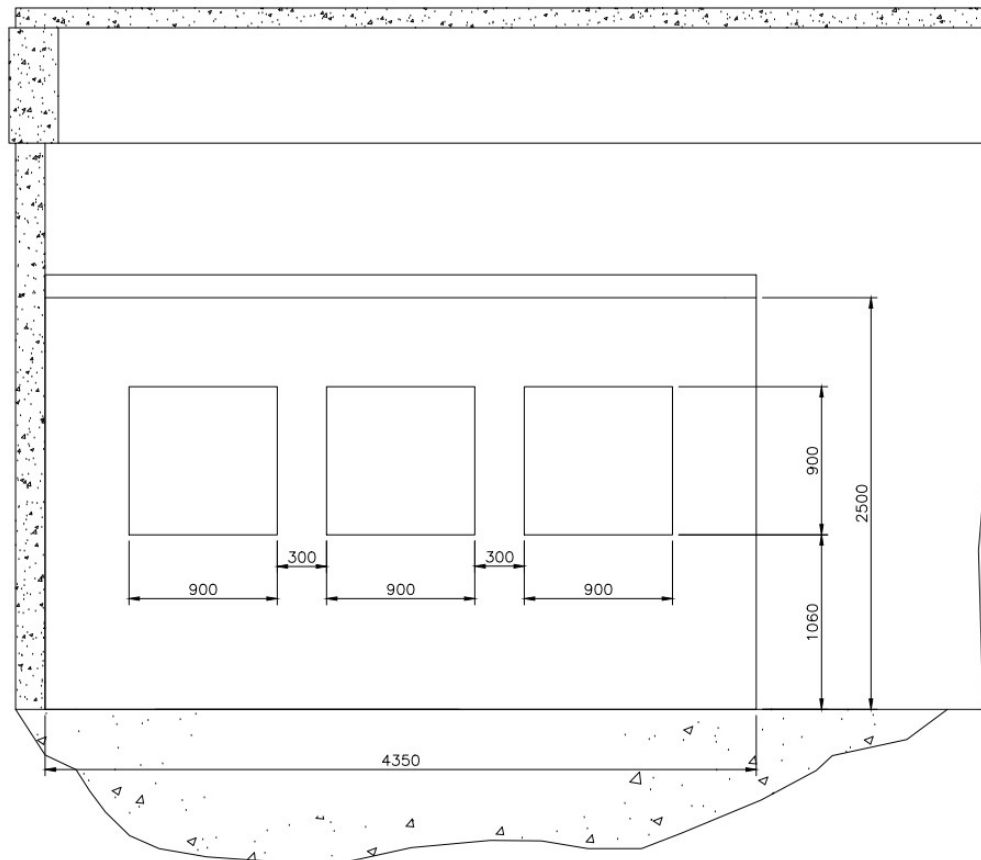
Con valores tabulados de la pérdida de transmisión sonora tenemos:

Material o estructura	Rw o Req
Placa de yeso durlock (12mm)	28
Vidrio (10mm)	31
Vidrio (10mm) + colchón aire + Vidrio (10mm)	38
puerta madera maciza con burlete	22

La pérdida de transmisión $R = 38$ dB corresponde al vidrio, pero debido a la similitud que poseen los elementos, se tomara el mismo valor para el policarbonato

1.3.3 Perdida de transmisión pared

Perdida de transmisión compuesta superficie más desfavorable (ver apartado "Isometría General")



Es necesario en estos casos encontrar el índice de reducción equivalente R_{total}

El R_{total} se determina conociendo las pérdidas de transmisión “R” de los elementos, así como las áreas “S” de los mismos.

Perdida superficie compuesta:

$$R_{total} = 10 \log_{10} \cdot \frac{S_{total}}{S_1 \cdot 10^{-R_1/10} + \dots S_n \cdot 10^{-R_n/10}}$$


Donde

S_1 = Área del elemento 1

S_n = Área del elemento n

S_{total} = Área total de la partición

R_1 = Perdida de transmisión del elemento 1

Fecha:23/06/2021	Anexo 1 – Memoria de cálculo – Sala de ensayo	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Delta	
REV: 03			

R_n = Perdida de transmisión del elemento n

Como datos de entrada previamente calculados:

$$S_1= 0.9m \times 0.9m = 0.81m^2$$

$$S_2= (4.35m \times 2.5m) - 3S_1 = 8.445m^2$$

$$S_{total}= 4.35m \times 2.5m = 10.875m^2$$

$$R_1= 38$$

$$R_2= 219$$

Entonces

$$R_{eq} = 10 \log_{10} \cdot \frac{10.875}{3 \cdot (0.81 \cdot 10^{-38/10}) + 8.445 \cdot 10^{-219/10}}$$

$$R_{eq}= 40 \text{ dB}$$

Visto previamente, un motor genera picos de sonido de 120dB, la sala posee un coeficiente en su pared más desfavorable de 40dB, por lo cual el sonido resultante apreciado por fuera de la sala es de

$$\text{SONIDO INMEDIACIONES SALA} = 120 \text{ dB} - 40 \text{ dB} = 80 \text{ dB}$$

Obtenemos un nivel de presión sonora fuera de la sala de 80 decibeles, los cuales están por debajo del máximo permitido (considerando el tiempo de exposición) que es 100 dB.

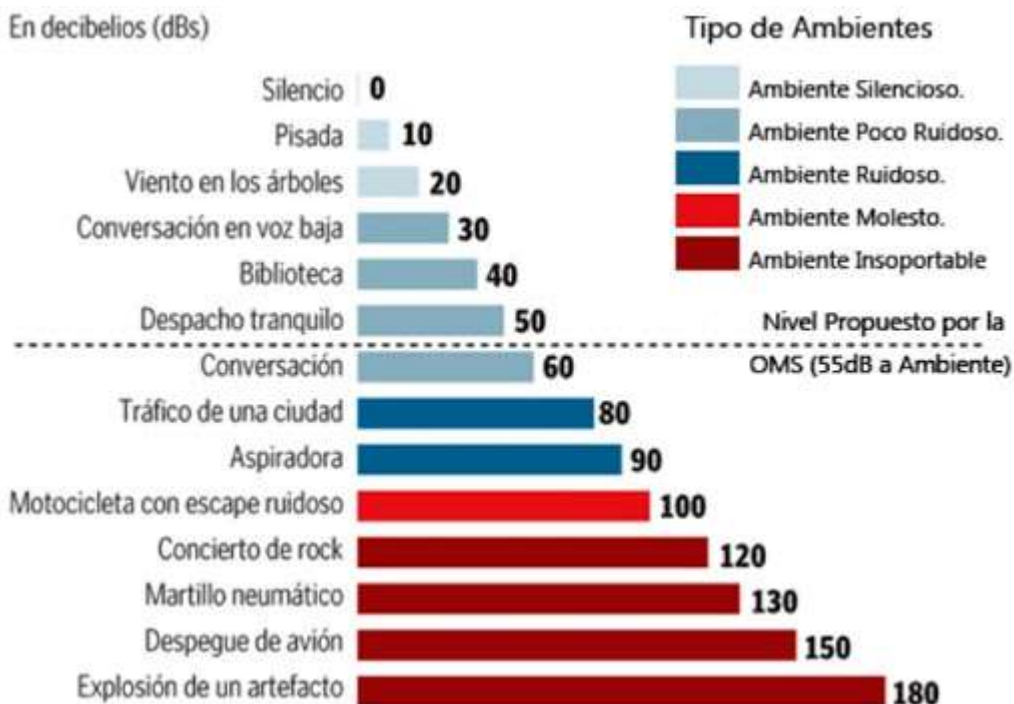
En las proximidades del laboratorio donde se aloja la sala, se encuentran otros laboratorios, y mucho mas alejado se encuentran aulas donde se dictan clases.

Teniendo en cuenta la distancia de los espacios cercanos a la sala y que a su vez estos poseen sus propias paredes, el sonido disminuirá aún más de lo calculado anteriormente.


Tabla 3.2

Tipo de pared (1)		Espesor en cm	Masa unitaria en kg/cm ²	Aislamiento acústico R en dBA
Fábrica de ladrillo cerámico perforado	Citara	11.5	202	43
	½ pie	14	250	46
	Asta	24	364	52
	1 pie	29	460	56
Fábrica de ladrillo cerámico macizo	Citara	11.5	242	46
	½ pie	14	286	48
	Asta	24	444	55
	1 pie	29	532	58
Fábrica de ladrillo silicocalcáreo	Citara	11.5	252	46
	Asta	24	484	56
Fábrica de bloques de hormigón		14	225	44
		19	270	47
		29	370	52
Fábrica de hormigón armado		14	350	51
		18	450	55
		20	500	57
		24	600	60
		30	750	63

Suponiendo una pared simple de un aula (pared de ladrillos), tenemos un coeficiente de atenuación R de 46 dB, lo que nos da un valor menor a 50 dB, ya que $80 \text{ dB} - 46 = 34 \text{ dB}$.



Por lo tanto, la sala de ensayos en funcionamiento no generaría un malestar sonoro en los alrededores del establecimiento.

Fecha:23/06/2021	Anexo 1 – Memoria de cálculo – Sala de ensayo	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Delta	
REV: 03			

2. Estudio de carga de fuego

El presente Estudio de Carga de Fuego se desarrolló según los requerimientos de la Ley Nacional 19.587 de Higiene y Seguridad del trabajo Dec. 351/79.

2.1 Objetivo de Estudio

El principal objetivo del presente estudio consiste en determinar las condiciones del establecimiento en cuanto a protecciones contra incendio se refiere.

Considerando para tal fin, lo establecido por el capítulo 18 y el Anexo VII del Decreto 351/79 reglamentario de la ley 19587/72 de Higiene y Seguridad en el Trabajo, que establece los siguientes puntos básicos:

- Dificultad de iniciación de los incendios
- Evitar la propagación del fuego y los efectos de los gases tóxicos
- Proveer las instalaciones de detección y extinción

2.2 Riesgo predominante

El riesgo predominante es el establecimiento corresponde a R3 – Materiales muy combustibles (según anexo VII – Protección contra incendios: cuadro de protección contra incendio – condiciones específicas: Automotores – taller mecánico), siendo estos aquellos materiales que, expuestos al aire, puedan ser encendidos y continúen ardiendo una vez retirada la fuente de ignición.

2.3 Carga de Fuego

Se define como carga de fuego al peso en madera por unidad de superficie en kg/m² capaz de desarrollar una cantidad de calor equivalente a los materiales contenidos en cada sector de incendio. Como patrón de referencia se considerará madera con un poder calorífico inferior de 18,41 kJ/kg. (4.400 kcal/kg). Los materiales líquidos y gaseosos contenidos en barriles, tuberías o depósitos se considerarán como uniformemente repartidos sobre la superficie del sector de incendio.


Los materiales combustibles considerados en el sector de incendio son:

- Aceite lubricante (densidad: $1000 \frac{g}{L}$) = 8L

- Nafta (densidad: $680 \frac{g}{L}$) = 10L

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

Fecha:23/06/2021	Anexo 1 – Memoria de cálculo – Sala de ensayo	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Delta	
REV: 03			

- Gasoil (densidad: $850 \frac{g}{L}$) = 10L

- Caucho (manguera de combustible): 5kg

Por lo que, el poder calorífico almacenado es:

CARGA DE FUEGO "A"			
SECTOR N°	Sala de ensayo		
SUP. TOTAL (m2):	78,22	SUP. DE PISO (Sp):	12,35

Materiales	kg	Poder calorífico (kcal/kg)	Total (kcal)
CAUCHO	10	7480	74800
			0
			0
			0
TOTAL	10		74800

El peso de la madera equivalente es: "Pme"

Pm	74800	kcal	17
Km	4400	kcal/Kg	

Carga de fuego (clase A): "Cf"

Pm	17	kg	1,376518219
Sp	12,35	m2	

CARGA DE FUEGO "B"			
SECTOR N°	Sala de ensayo		
SUP. TOTAL (m2):	78,22	SUP. DE PISO (Sp):	12,35

Materiales	kg	Poder calorífico (kcal/kg)	Total (kcal)
GASOIL	8,5	11424	97104
ACEITE	8	10800	86400
NAFTA	6,8	11115	75582
			0
TOTAL	23,3		259086

El peso de la madera equivalente es: "Pme"

Pm	259086	kcal	58,8831818
Km	4400	kcal/kg	

Integrantes:

Carcache, Pablo

Gentile, Pablo

Ramírez, Damián

<i>Carga de fuego (clase A): "Cf"</i>			
Pm	58,88318182	kg	4,76786897
Sp	12,35	m2	

Tener presente:

Fuego tipo A: Se denominan fuegos de clase A los que se producen en combustibles sólidos

Fuego tipo B: Se denominan fuegos de clase B los que se producen en combustibles líquidos

2.4 Potencial extintor y cantidad de extintores

En función de los cálculos de carga de fuego realizados anteriormente, el potencial mínimo de los matafuegos debe responder a lo especificado en los siguientes cuadros:

TABLA 1 – Potencia extintor mínimo para fuegos de clase A

CARGA DE FUEGO	RIESGO				
	Riesgo 1 Explos.	Riesgo 2 Inflam.	Riesgo 3 Muy Comb.	Riesgo 4 Comb.	Riesgo 5 Poco comb.
hasta 15 kg/m ²	—	—	1 A	1 A	1 A
16 a 30 kg/m ²	—	—	2 A	1 A	1 A
31 a 60 kg/m ²	—	—	3 A	2 A	1 A
61 a 100 kg/m ²	—	—	6 A	4 A	3 A
> 100 kg/m ²	A determinar en cada caso.				

TABLA 2 – Potencial extintor mínimo para fuegos de clase B

CARGA DE FUEGO	RIESGO				
	Riesgo 1	Riesgo 2	Riesgo 3	Riesgo 4	Riesgo 5
	Explos.	Inflam.	Muy Comb.	Comb.	Poco comb.
hasta 15 kg/m ²	—	6 B	4 B	—	—
16 a 30 kg/m ²	—	8 B	6 B	—	—
31 a 60 kg/m ²	—	10 B	8 B	—	—
61 a 100 kg/m ²	—	20 B	10 B	—	—
> 100 kg/m ²	A determinar en cada caso.				

De las tablas anteriores surge que la sala de ensayo debe contar como mínimo con el siguiente potencial extintor: 1A – 4B

Potencial instalado en el sector			
Tipo de extintor	Cantidad	Potencial extintor	Pot. Extintor total
ABC PQT x 10 kg		6 A - 60 BC	
ABC PQT x 5 kg	1	6 A - 40 BC	6 A - 40 BC
BC CO2 x 5 kg		5 BC	
BC CO2 x 3,5 kg		3 BC	
HCFC x 5 kg		3 A - 10 B	
Acetato de potasio		2 A - K	
Potencial extintor total a instalar en el sector de incendio			6 A - 40 BC
Pot. extintor requerido A en el sector de incendio			1A
Pot. Extintor requerido B en el sector de incendio			4B
De acuerdo a lo indicado el cálculo de potencial extintor VERIFICA			

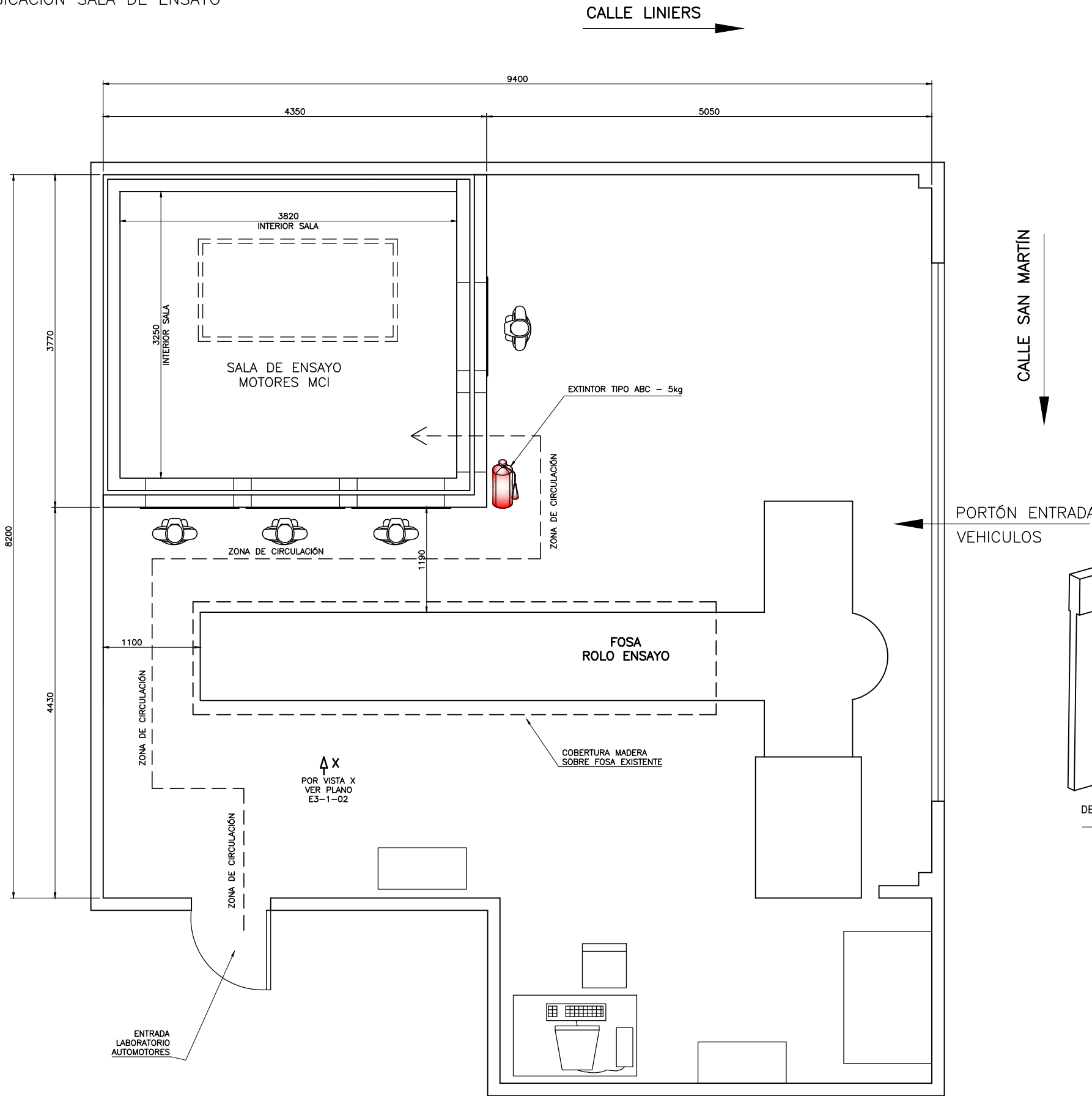
2.5 Conclusión

De los resultados obtenidos del presente estudio se observa la necesidad de:

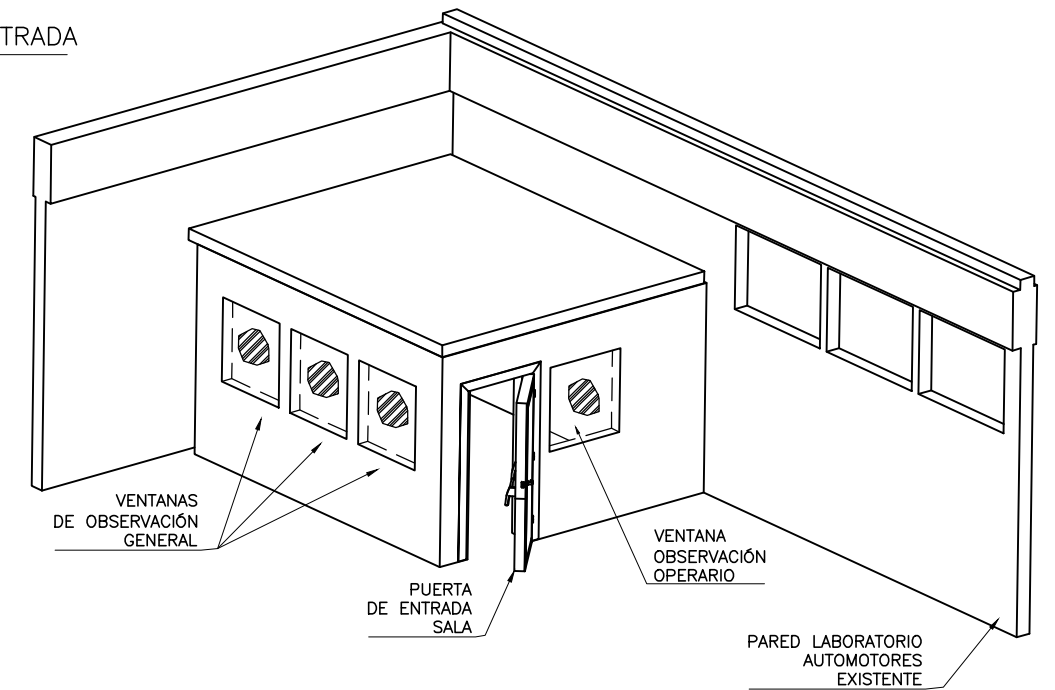
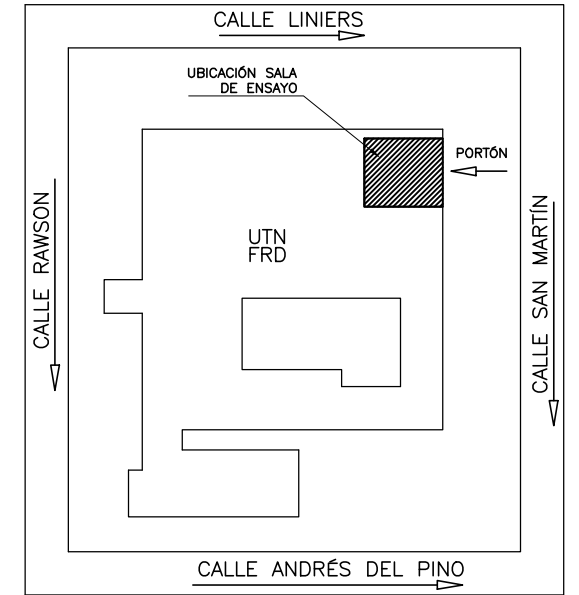
- Un extintor tipo ABC x 5 kg, ubicado en el lateral a la puerta de ingreso, colgado en la pared a 1m del piso (ver plano E3-1-01 & E3-1-02).

Queda a criterio de la autoridad de aplicación de bomberos la necesidad de ampliar el poder extintor portante de la empresa.

LAY OUT – LABORATORIO
UBICACIÓN SALA DE ENSAYO



CAMPANA, BUENOS AIRES
ARGENTINA

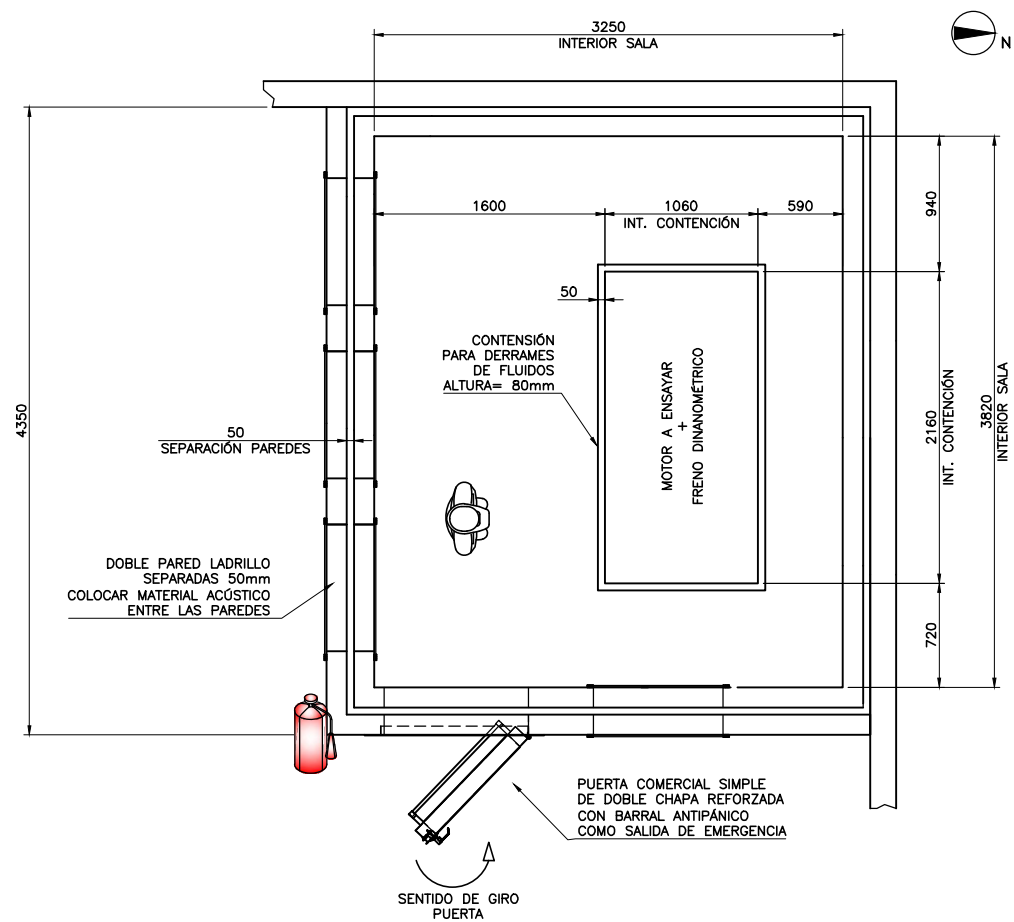
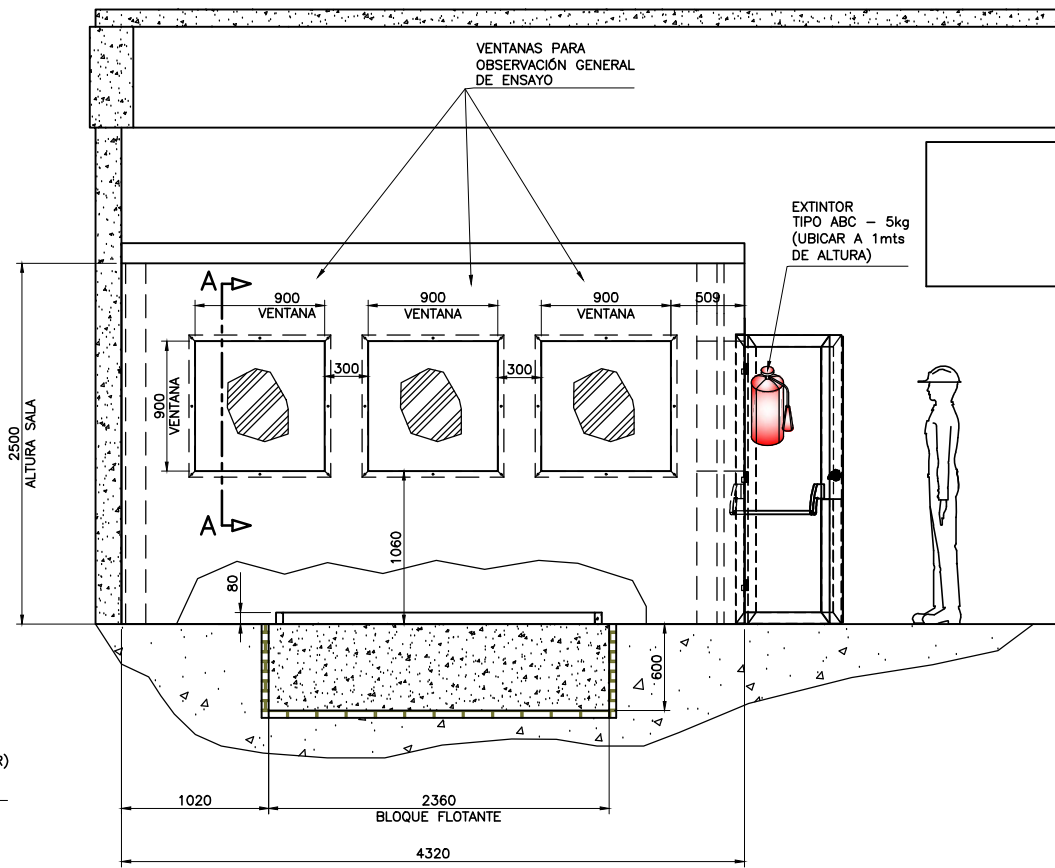
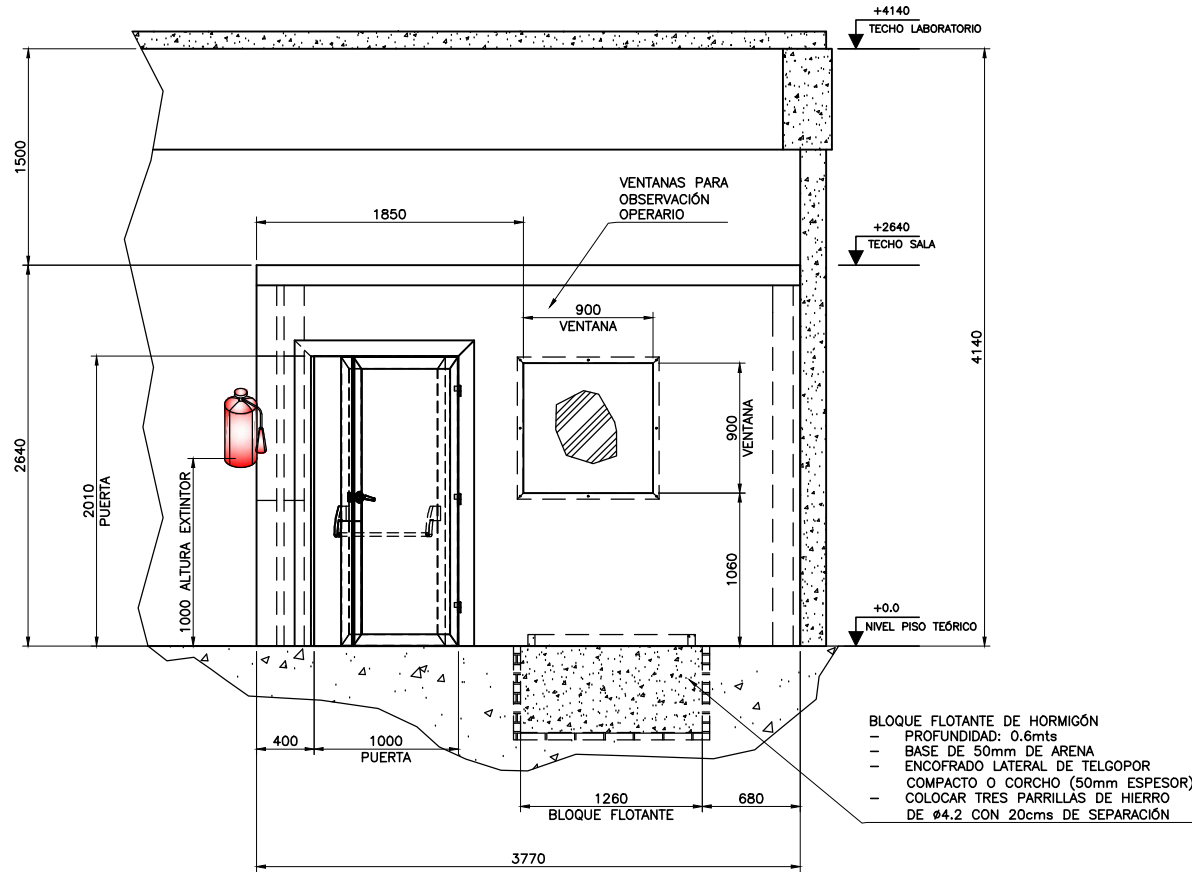


DOCUMENTOS DE REFERENCIA

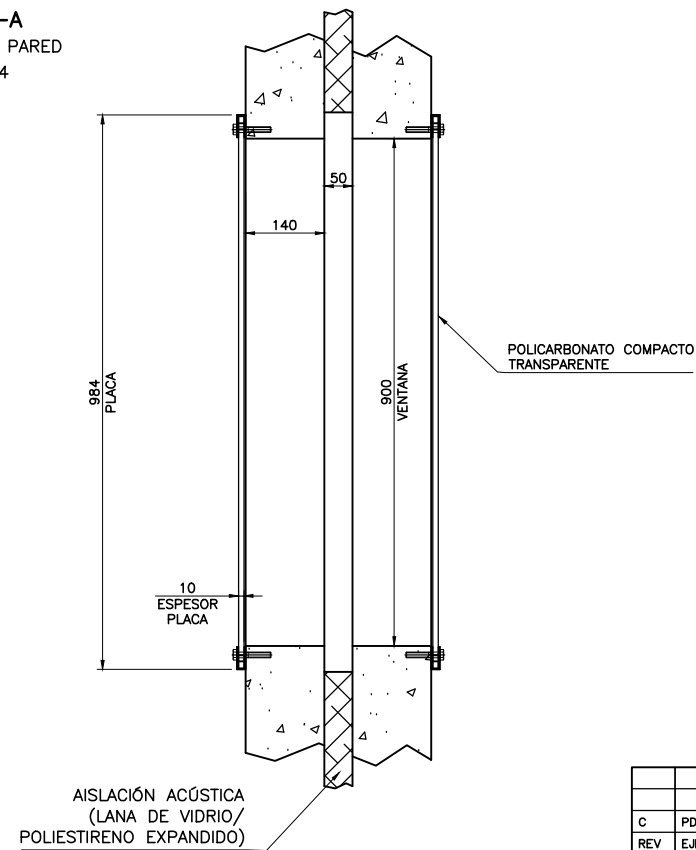
- ETAPA 3 INFORME DISEÑO CONCEPTUAL, INGENIERÍA BÁSICA
- ANEXO 1 MEMORIA DE CÁLCULO SALA DE ENSAYO
- E3-1-02 BANCO DE PRUEBAS PARA MCI SALA DE ENSAYO – VISTAS

C	PDG	FMA	FMA	EMISIÓN PARA ESTUDIO	DESCRIPCIÓN
REV.	EJEC	REVI.	APROBÓ		
Escalas: 1: 25					UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA
PROYECTO FINAL				TÍTULO	BANCO DE PRUEBAS PARA MCI INGENIERÍA BÁSICA – SALA DE ENSAYO
				FECHA:	23/06/2021
					E3-1-01
					A1

VISTA X
(POR INDICACIÓN DE VISTA
VER PLANO E3-1-01)



CORTE A-A
DETALLE DOBLE PARED
Esc 1: 6.4



DOCUMENTOS DE REFERENCIA


- ETAPA 3 INFORME DISEÑO CONCEPTUAL, INGENIERÍA BÁSICA
ANEXO 1 MEMORIA DE CÁLCULO SALA DE ENSAYO
E3-1-01 BANCO DE PRUEBAS PARA MCI INGENIERÍA BÁSICA - SALA DE ENSAYO

C	PDG	FMA	FMA	EMISIÓN PARA ESTUDIO	DESCRIPCIÓN	APROBÓ
REV	EJEC	REVI.	APROBÓ			
Escalas: 1: 25					UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA	APROBÓ
PROYECTO FINAL		TÍTULO		BANCO DE PRUEBAS PARA MCI SALA DE ENSAYO - VISTAS		FECHA: 23/06/2021
						E3-1-02
						A1

Anexo 2 – Memoria Calculo – Base Soporte Motor

Contenido

1.	Isometría del componente a verificar	3
2.	Dimensiones básicas	4
3.	Cargas Consideradas	4
3.1	Situación ideal	6
3.2	Situación por contingencia.....	8
3.3	Situación durante el montaje.....	11
3.4	Situación en operación.....	13
4.	Cálculos	16
4.1	Factor de diseño.....	16
4.2	Marco base soporte motor	17
4.2.1	Medidas generales	17
4.2.2	Datos generales de sección	17
4.2.3	Material utilizado	18
4.2.4	Tensiones actuantes: Situación ideal	18
4.2.5	Tensiones actuantes: Situación por contingencia.....	23
4.2.6	Tensiones actuantes: Situación durante el montaje.....	23
4.3	Placa sujeción	26
4.3.1	Medidas generales	26
4.3.2	Material utilizado	26
4.3.3	Tensiones actuantes: Situación ideal	27
4.3.4	Tensiones actuantes: Situación por contingencia.....	27
4.3.5	Tensiones actuantes: Situación durante el montaje.....	30
4.3.6	Verificación por elementos finitos	30
4.4	Tornillos.....	33
4.4.1	Tornillos de anclaje fijación regulable -motor.....	33
4.4.2	Tornillos unión Placa sujeción – fijación regulable	37
4.4.3	Tornillos de anclaje placa centrado – marco soporte motor	43
4.5	Soldadura	48
4.5.1	Marco base soporte motor	48

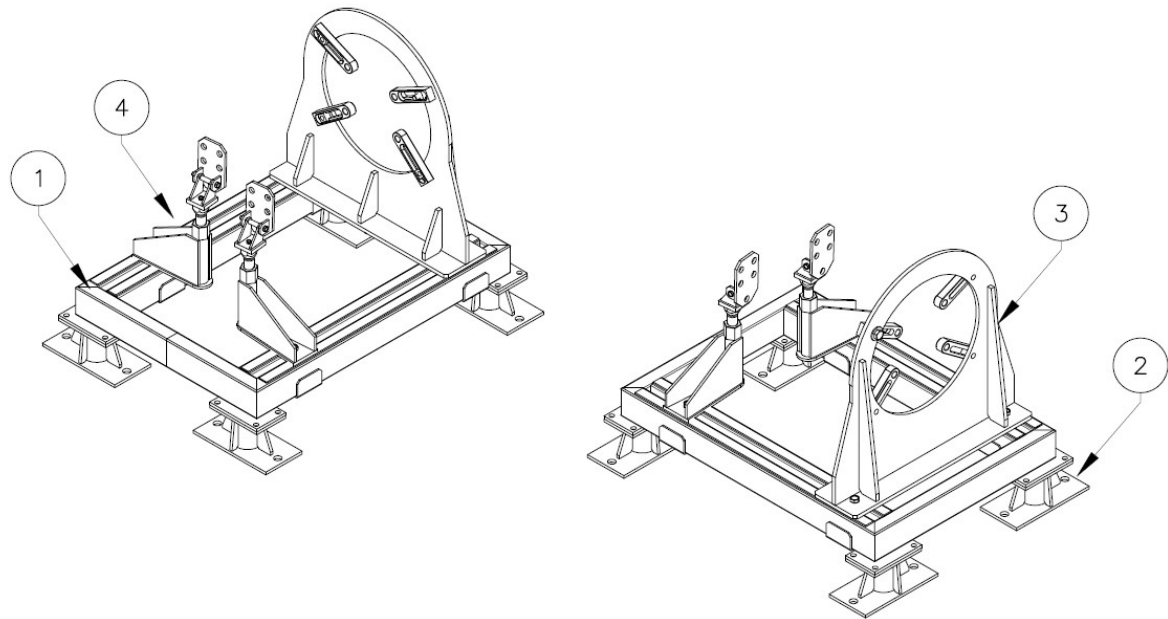
Fecha: 23/06/2021	Anexo 2 – Memoria de cálculo – Base soporte motor	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Delta	
REV: 08			

4.5.2	Material base y material electrodo.....	49
4.5.3	Material electrodo.....	49
4.5.4	Cálculo de tensiones.....	52
4.5.5	Tamaño filete soldadura mínimo.....	54

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

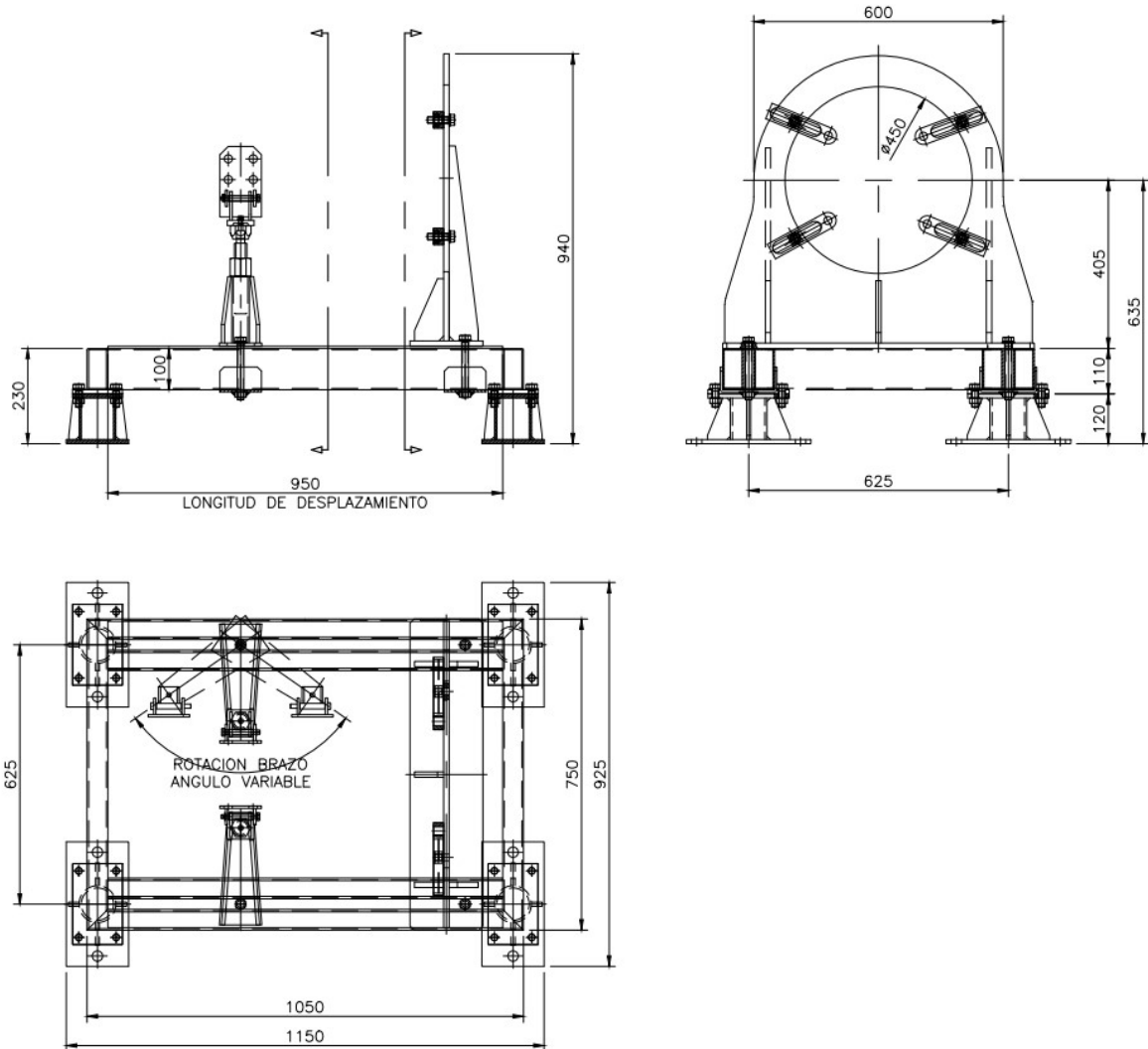
1. Isometría del componente a verificar



- 1- Marco base soporte motor
- 2- Patas
- 3- Placa de sujeción
- 4- Brazo soporte

2. Dimensiones básicas

Por plano de referencia ver Pl. N.º E3-02-01

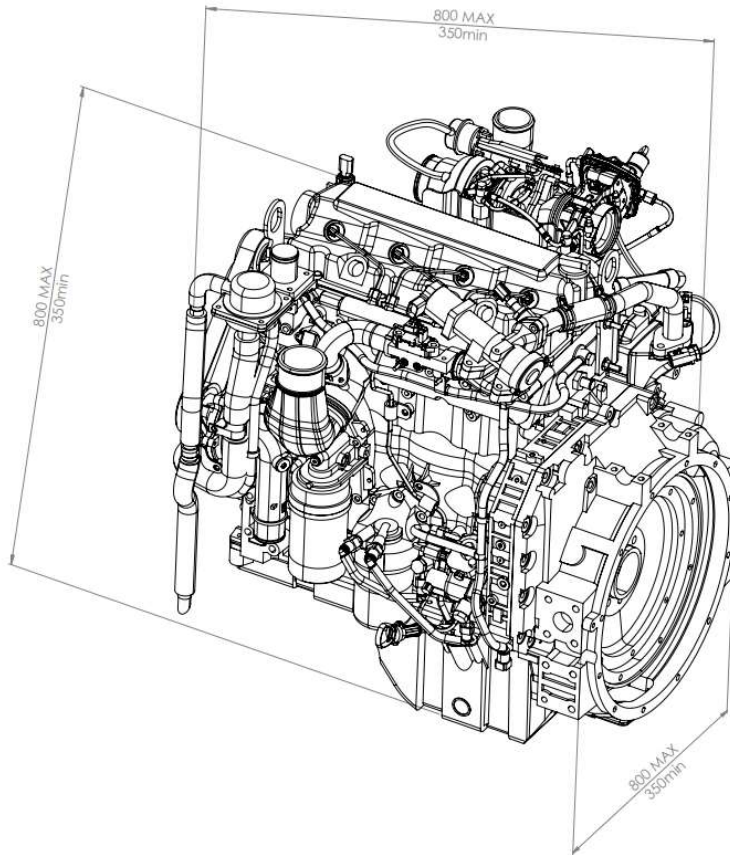


3. Cargas Consideradas

La base soporta como carga fija un motor de combustión interna, el cual puede variar su tamaño y peso según el modelo. Para los siguientes cálculos se tomó un motor de 300kgs con las medidas máximas (800 x 800 x 800) ya que es el motor de mayor dimensión y peso posible a ensayar.

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

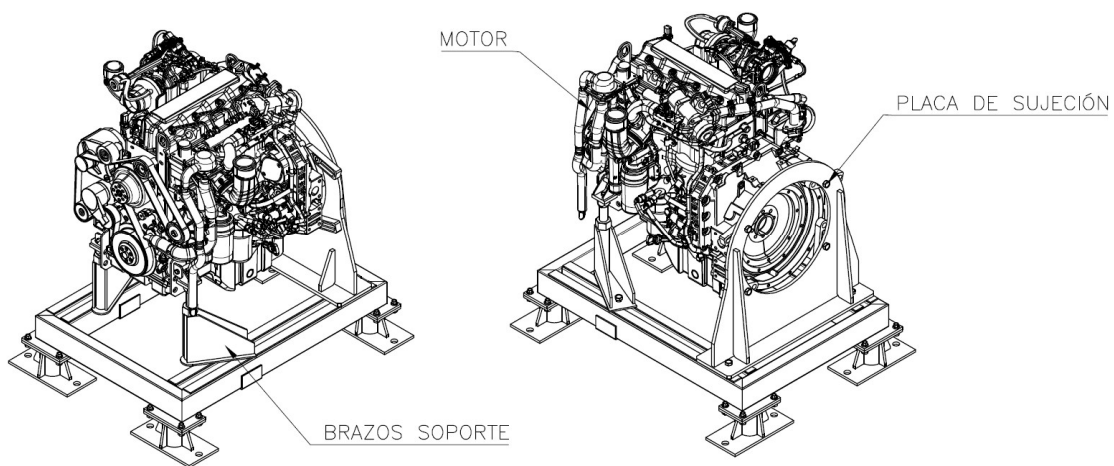


Para determinar la distribución de cargas que toma la base soporte, se adoptan 3 situaciones de montaje:

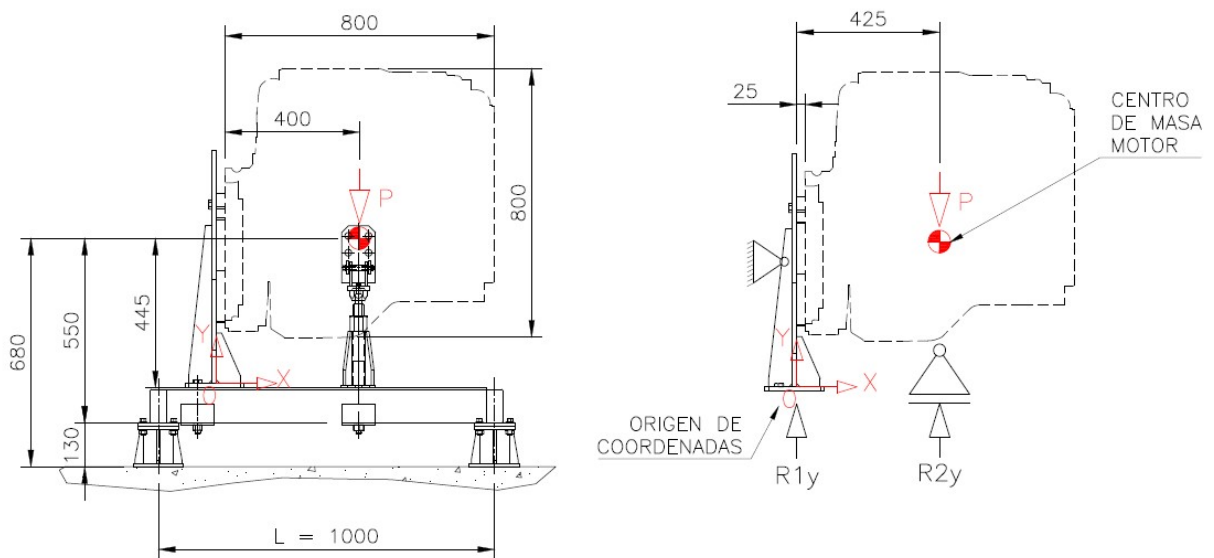
- 1- **Situación ideal:** sujetando el motor con la placa de sujeción y ambos brazos soporte.
- 2- **Situación por contingencia:** sujetando el motor solo con la placa de sujeción
- 3- **Situación durante montaje:** El motor se apoya sobre la placa de sujeción y ambos brazos del soporte. Pero durante el montaje, el operario utiliza los perfiles del marco para soportar su peso.
- 4- **Situación en operación:** una vez montado el motor sobre el banco de la manera apropiada (situación ideal), se evalúa las fuerzas que intervienen en el banco soporte durante el ensayo.

3.1 Situación ideal

Se levanta el motor utilizando el equipo de elevación a una altura superior a la de la base soporte. Se fija el motor frontalmente mediante los tornillos de la placa sujeción y, lateralmente utilizando los tornillos de los brazos soportes. Una vez verificado los anclajes en todos los puntos de apoyo se puede liberar los elementos propios del equipo de elevación.



Esquema de carga



Donde:

P= Peso motor = 300 kg

R_{1y}= Reacción vertical placa sujeción

R_{2y}= Reacción vertical brazo soporte

Equilibrio de fuerzas

$$\sum F_y = 0$$

$$R1_y + R2_y - P = 0$$

$$R1_y = P - R2_y \text{ (Ecuación 1)}$$

- **Equilibrio de momento** (Tomado desde el origen de coordenadas, 0)

$$\sum M_0 = 0$$

$$-P \cdot L + R2_y \cdot L = 0$$

$$R2_y = \frac{P \cdot L}{L} = P \text{ (Ecuación 2)}$$

- **Igualando las ecuaciones 1 y 2**

$$R1_y = 0$$

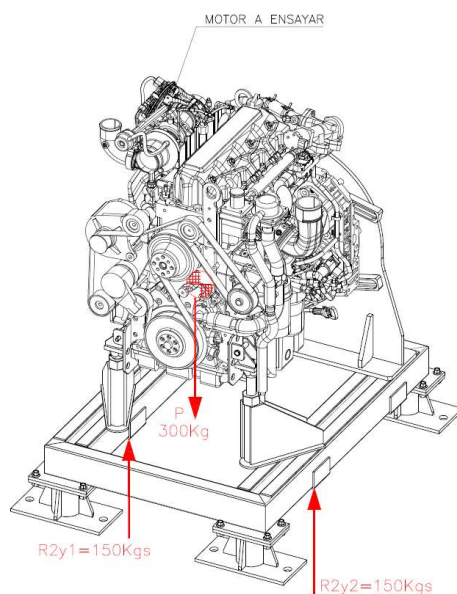
$$R2_y = P = 300\text{kg}$$

Como $R2_y$ corresponde a la fuerza que toma un brazo soporte y el motor se sostiene por 2 de estos brazos, la carga se reparte igual para cada brazo (ya que el centro de masa del motor queda centrado sobre el banco soporte) dando:

$$R2_{y1} = P/2 = 150\text{kg}$$

$$R2_{y2} = P/2 = 150\text{kg}$$

Distribución de cargas

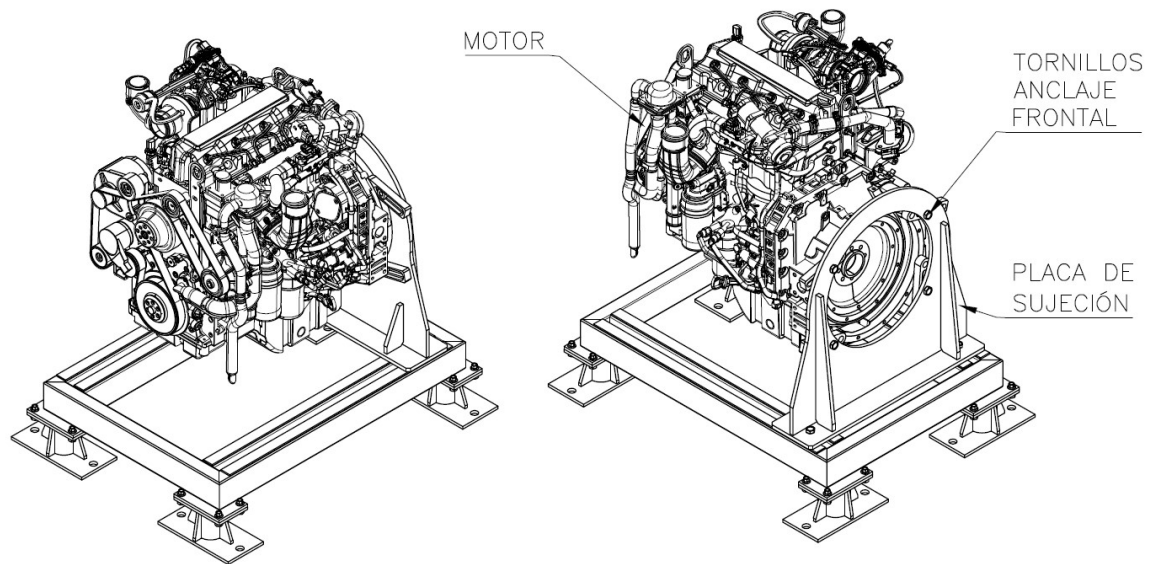


Integrantes:

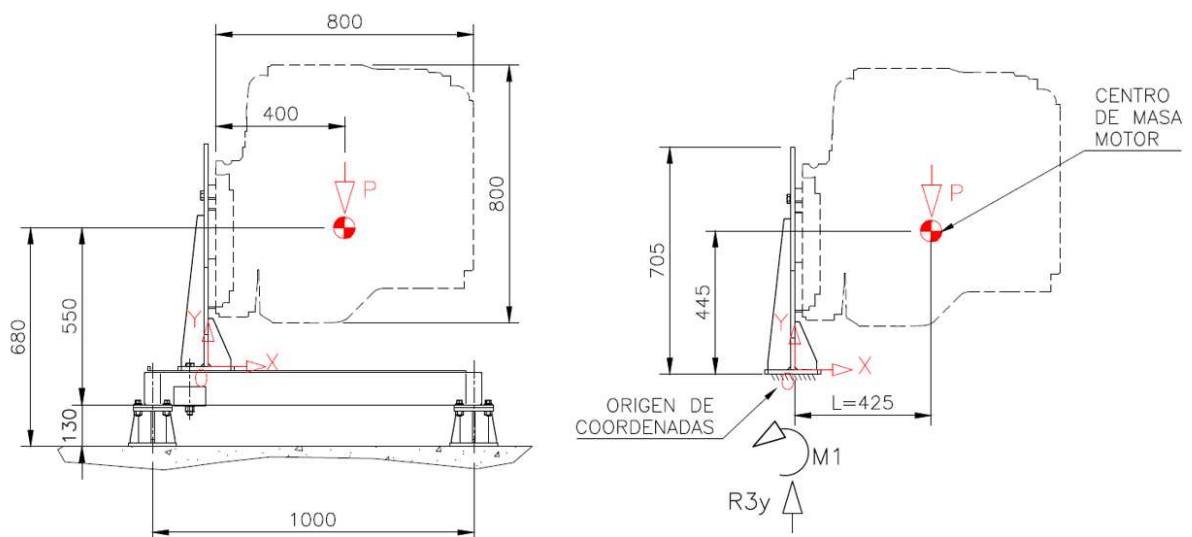
Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

3.2 Situación por contingencia

En caso de una eventual maniobra donde no es posible sujetar el motor lateralmente, o que operario solo sujete el motor mediante la placa de sujeción, las cargas se repartirían entre los tornillos de anclaje frontal y la placa de sujeción



- Esquema de cargas sobre placa sujeción



Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

Donde:

P= Peso motor = 300 kg

R_{3y}= Reacción vertical placa sujeción

M₁= Reacción de momento

L = 425mm

- **Equilibrio de fuerzas**

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{3y} - P = 0$$

$$R_{3y} = P \text{ (Ecuación 1)}$$

- **Equilibrio de momento** (Tomado desde el origen de coordenadas, 0)

$$\sum M_0 = 0$$

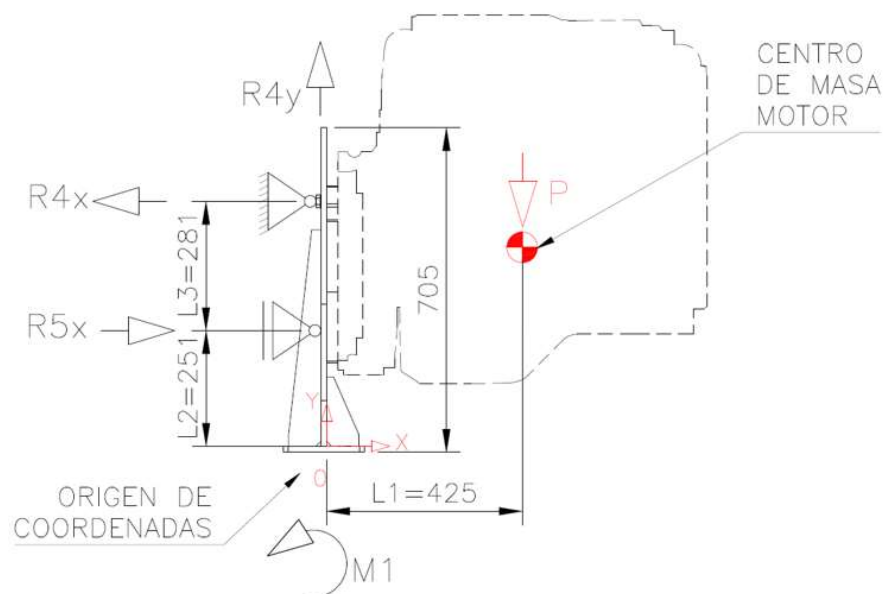
$$M_1 = P \cdot L$$


Reemplazando los valores en las ecuaciones se logran los siguientes resultados:

$$R_{3y} = 300kg$$

$$M_1 = 300kg \cdot 42.5cm = 12750 \text{ kg.cm}$$

- **Esquema de cargas sobre tornillos anclaje frontal**



Fecha: 23/06/2021	Anexo 2 – Memoria de cálculo – Base soporte motor	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Delta	
REV: 08			

Donde:

P= Peso motor = 300 kg

R_{4y}= Reacción vertical tornillo

R_{4x}= Reacción horizontal tornillo superior

R_{5x}= Reacción horizontal tornillo inferior

L1 = Distancia origen a centro de masa motor

L2 = Distancia origen a centro tornillo inferior

L3 = Distancia origen a centro tornillo superior

M1= Reacción de momento

- **Equilibrio de fuerzas horizontales**

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{4x} - R_{5x} = 0$$

$$R_{4x} = R_{5x} \text{ (Ecuación 1)}$$

- **Equilibrio de fuerzas verticales**

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{4y} = P$$

- **Equilibrio de momento** (Tomado desde el origen de coordenadas, 0)

$$\sum M_0 = 0$$

$$M1 = R_{5x} \cdot L2 - R_{4x} \cdot (L2 + L3) - P \cdot L1 = 0$$

Tomando $R_{4x} = R_{5x}$ de ecuación 1

$$R_{4x} \cdot (L2 - L2 - L3) = P \cdot L1$$

$$R_{4x} = \frac{P \cdot L1}{L3}$$

Reemplazando los valores en las ecuaciones se logran los siguientes resultados:

$$R_{4x} = \frac{300kg \cdot 42.5cm}{28,1cm} = 454 \text{ kg}$$

$$R_{4y} = 300kg$$

$$R_{5x} = \frac{300kg \cdot 42.5cm}{28,1cm} = 454 \text{ kg}$$

Integrantes:

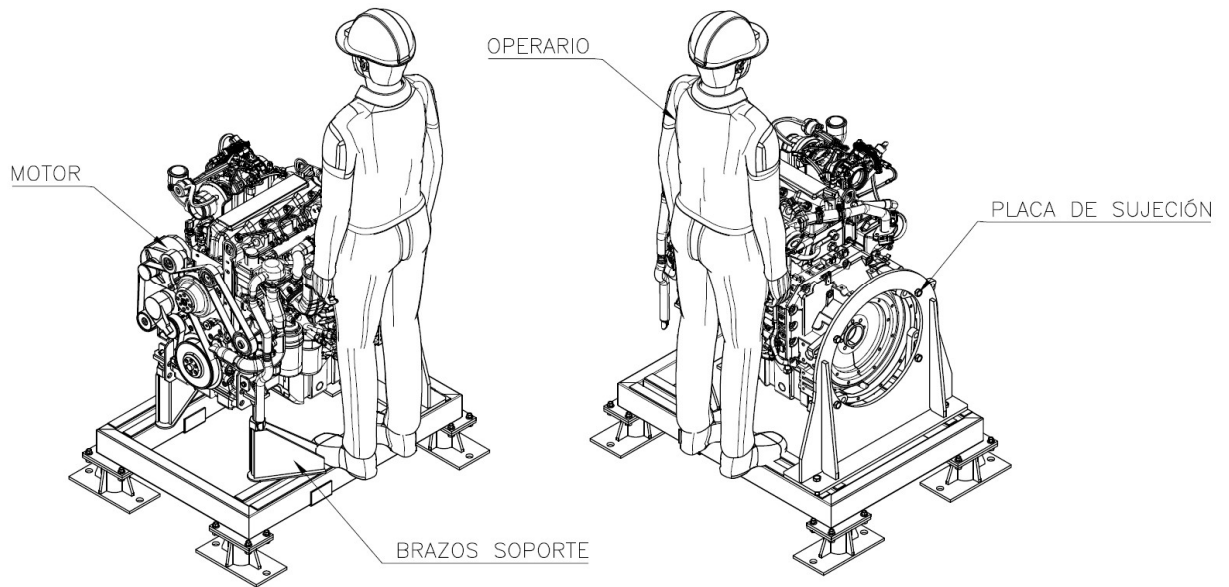
Carcache, Pablo

Gentile, Pablo

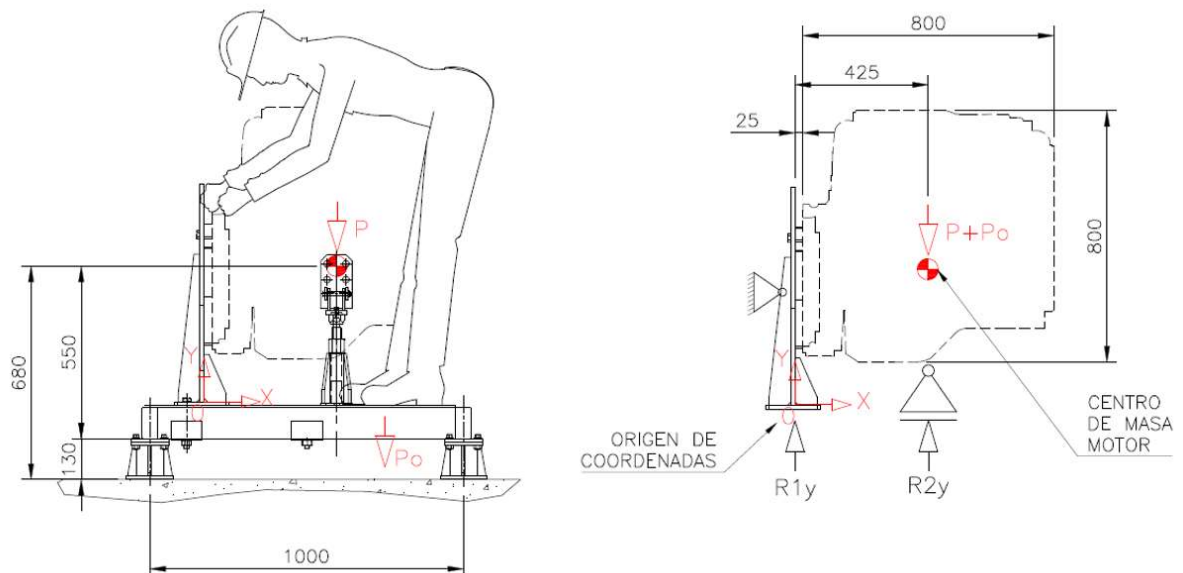
Ramírez, Damián

3.3 Situación durante el montaje

Durante la sujeción del motor sobre la base soporte el operario utiliza un perfil del marco soporte (ver plano N.º E3-2-02) para soportar su peso, ocasionando una mayor carga.




Esquema de cargas



Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

Fecha: 23/06/2021	Anexo 2 – Memoria de cálculo – Base soporte motor	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Delta	
REV: 08			

Donde:

P= Peso motor = 300 kg

P₀= Peso operario = 85 kg

R_{1y}= Reacción vertical placa sujeción

R_{2y}= Reacción vertical brazo soporte

M₁= Reacción de momento

- **Equilibrio de fuerzas verticales**

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{1y} + R_{2y} - P - P_o = 0$$

$$R_{1y} = P + P_o - R_{2y} \text{ (Ecuación 1)}$$

- **Equilibrio de momento** (Tomado desde el origen de coordenadas, 0)

$$\sum M_o = 0$$

$$-(P + P_o).L + R_{2y}.L = 0$$

$$R_{2y} = \frac{(P+P_o).L}{L} = P + P_o \text{ (Ecuación 2)}$$

- **Igualando las ecuaciones 1 y 2**

$$R_{1y} = 0$$

$$R_{2y} = P + P_o$$

Siendo que el motor está apoyado sobre sus dos brazos, la carga P se reparte igual para cada uno de ellos.

La carga P₀ correspondiente al peso del operador, se considera en su totalidad ya que se apoya sobre un solo lado.

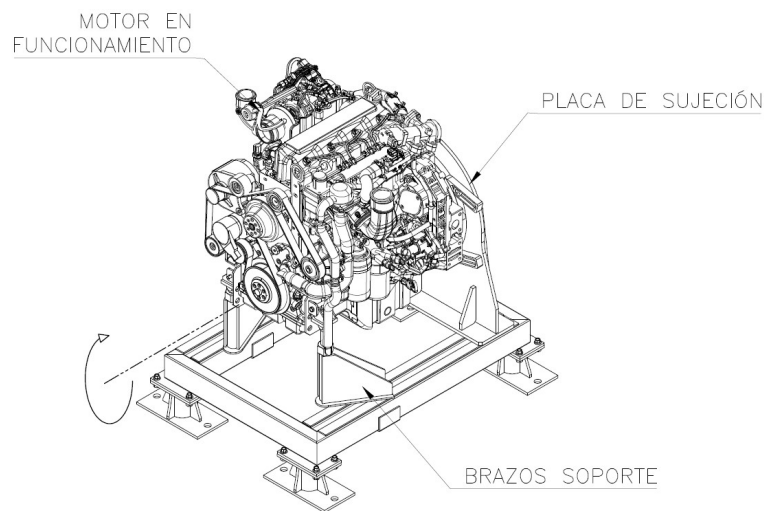
Reemplazando los valores en las ecuaciones se logran los siguientes resultados:

$$R_{2y1} = \frac{P}{2} + P_o = 235 \text{ kg}$$

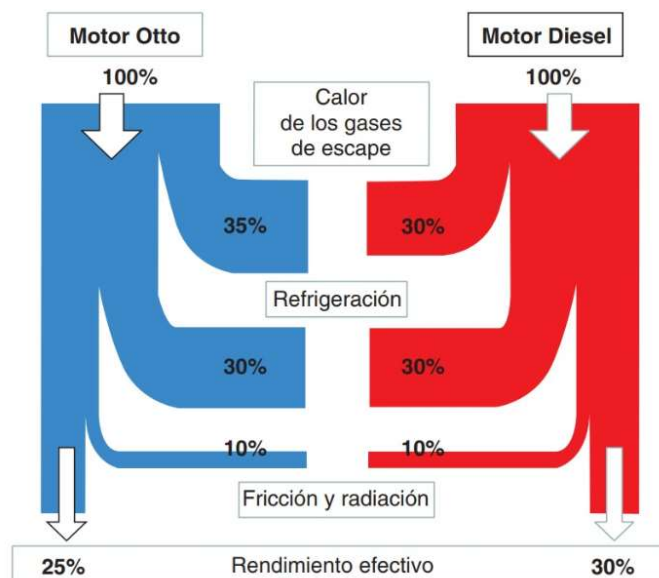
$$R_{2y1} = \frac{P}{2} + P_o = 235 \text{ kg}$$

3.4 Situación en operación

Cuando el motor se encuentra en operación sujeto con los correspondientes 3 puntos de apoyo (placa sujeción y ambos brazos soportes), el bastidor se ve afectado por el momento que genera el motor debido a fuerzas provenientes de rozamiento de sus partes.

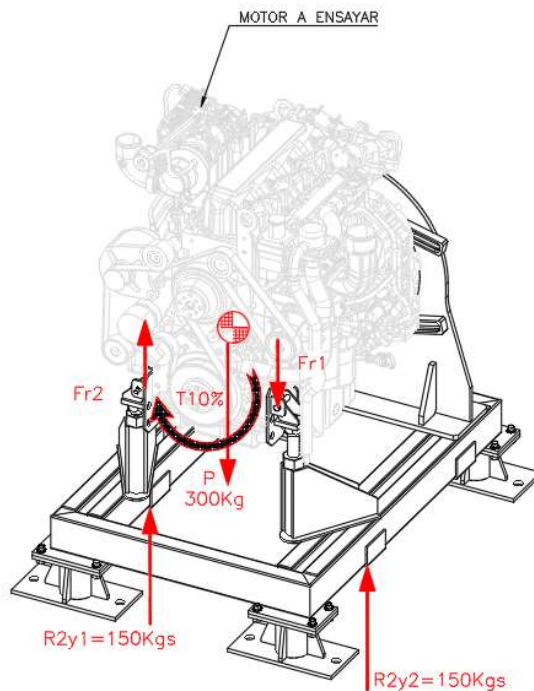


De la energía total del combustible, el rendimiento efectivo logrado final es de un 25% en motores Otto y de un 30% en motores Diesel, el resto se pierde en calor de los gases de escape, refrigeración y en fricción y radiación.



Perdidas de energía en los motores Otto y Diesel (Figura 4.2 “Motores” de Santiago Sanz - ISBN 9788490031728)

La fricción genera que el motor se mueva en sentido en el que giran las partes móviles del mismo (T10%), generando una fuerza en los puntos de sujeción de sentido opuesto entre sí (Fr1 y Fr2).



Siendo que los datos de medición en nuestro caso son (ver “Etapa 2 – Especificación para el desarrollo del proyecto”):

- Motores de combustión interna (MCI) - Diesel y/o Gasolina
- Potencia máxima de medición = 350 HP
- Torque máximo Freno Dinamométrico (a 4000 RPM): 569 Nm

Y dichos valores son los equivalentes al rendimiento efectivo del motor (25% de la energía).

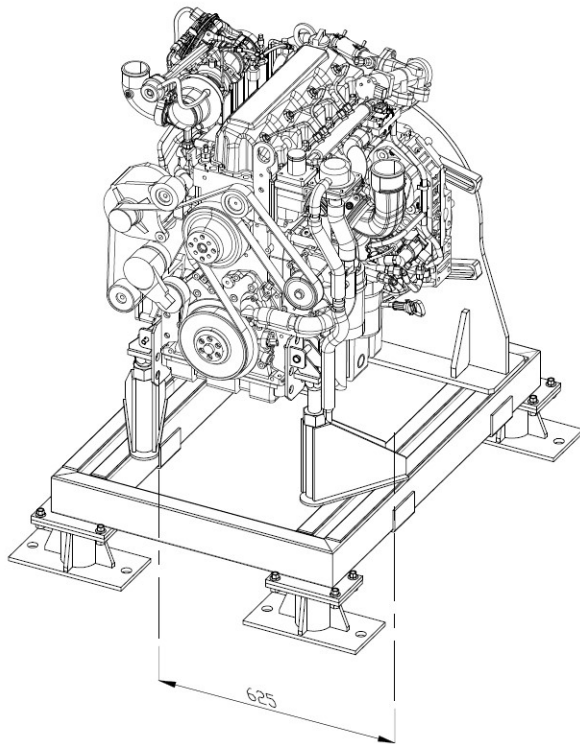
El torque efectivo $T_{25\%}$ es:

$$T_{25\%} = 350\text{HP} = 569\text{Nm}$$

Haciendo una relación podemos calcular el torque producto de la fricción, $T_{10\%}$:

$$T_{10\%} = 569\text{Nm} \times \frac{0.1}{0.25} = 227.6\text{Nm}$$

Tomando la distancia del centro del motor a la viga (ver *plano E3-2-01*) podemos calcular la fuerza aplicada:



$$d = \frac{625\text{mm}}{2} = 312\text{mm}$$

Conociendo la distancia y el torque, finalmente la fuerza aplicada sobre la viga producto del motor en funcionamiento a máximo torque es:

$$F = \frac{T_{10\%}}{d} = \frac{227.6\text{Nm}}{0.312\text{m}} = 728.3\text{N} = 74\text{kg}$$

La fuerza está distribuida entre los 2 brazos soportes en el que está sujeto, por lo cual la fuerza en cada perfil seria de 37kg.

$$F_{r1} = -F_{r2}$$


$$R_{2y} = \frac{P}{2} + Fr_1 = 150\text{kg} + 37\text{kg} = 187\text{kg}$$

Siendo más conservadores y en el caso que la fuerza no esté igualmente distribuida, se tomara el valor de la fuerza en su totalidad sobre solo 1 perfil

$$R_{2y} = \frac{P}{2} + Fr_1 = 150\text{kg} + 74\text{kg} = 224\text{kg}$$

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

Fecha: 23/06/2021	Anexo 2 – Memoria de cálculo – Base soporte motor	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Delta	
REV: 08			

Esta fuerza no es tenida en cuenta en los cálculos de diseño, debido a que la condición de montaje (Apartado 3.3 – Situación durante el montaje) excede en carga.

4. Cálculos

4.1 Factor de diseño

El Factor de diseño es una medida de la seguridad relativa de un componente bajo la acción de una carga. En la mayor parte de los casos, la resistencia a la fluencia del material con que se fabricará el componente se divide entre el factor de diseño para determinar una tensión de diseño, también llamada tensión admisible o tensión permisible. Entonces, el esfuerzo real que se desarrolla en el componente debe ser menor que el esfuerzo de diseño. En este documento se emplearán los lineamientos sugeridos del libro “Diseño de elementos de máquinas” de Robert L. Mott (ISBN: 970-26-0812-0) mostrados en la Sección 5-7 – Factores de diseño, donde:

Materiales dúctiles

- 1- $F_d = 1.25$ a 2.0. El diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño.
- 2- $F_d = 2.0$ a 2.5. Diseño de elementos de máquina bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño.
- 3- $F_d = 2.5$ a 4.0. Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquina bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente.
- 4- $F_d = 4.0$ o más. Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente. El deseo de dar una seguridad adicional a componentes críticos puede justificar también el empleo de estos valores.

Materiales frágiles

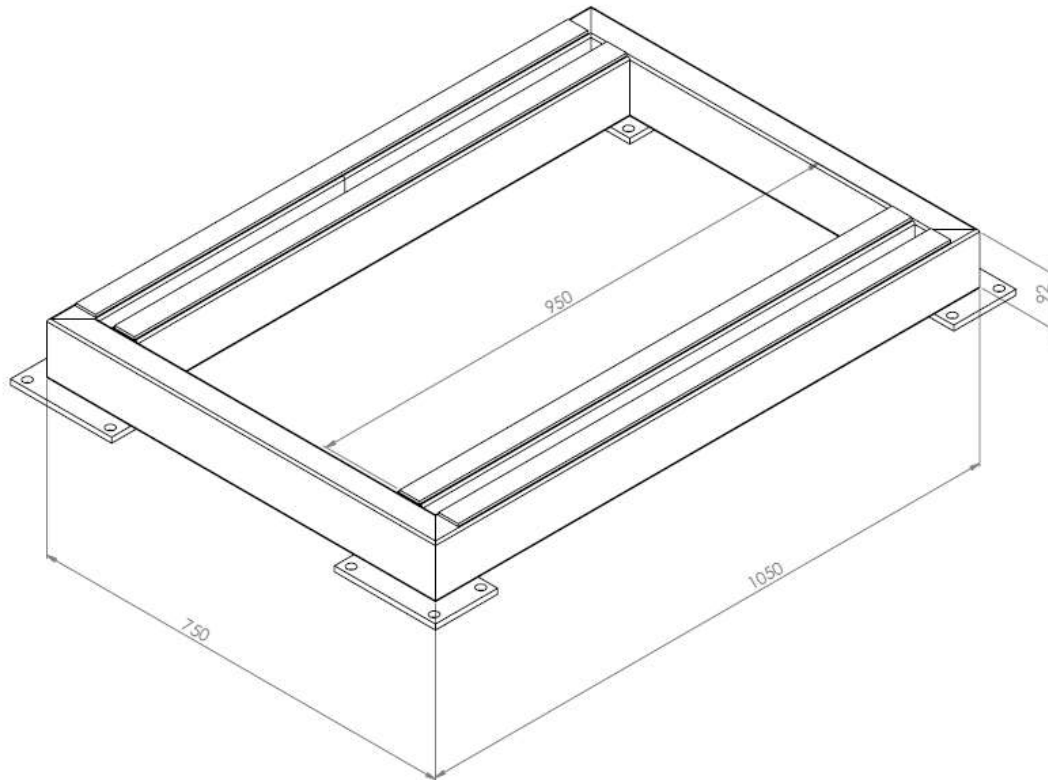
- 5- $F_d = 3.0$ a 4.0. Diseño de estructuras bajo cargas estáticas donde haya un alto grado de confianza en todos los datos de diseño.
- 6- $F_d = 4.0$ a 8.0. Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre acerca de cargas, propiedades de materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente.

Al tener una estructura metálica dúctil con los datos de diseños claros, el valor adoptado estará en el rango de 1.25 a 2.

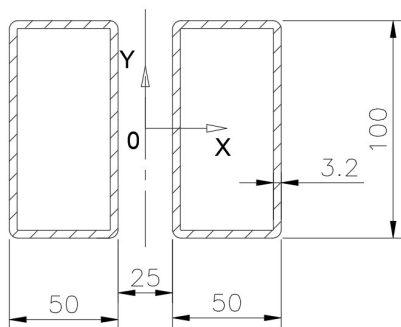
Para el siguiente documento y siendo conservadores, se tomará $F_d = 2$

4.2 Marco base soporte motor

4.2.1 Medidas generales



4.2.2 Datos generales de sección



Ancho: $B = 50 \text{ mm}$
 Alto: $H = 100 \text{ mm}$
 Espesor: $E = 3.2 \text{ mm}$
 Área: $A = 9,19 \text{ cm}^2 \times 2 = 18,38 \text{ cm}^2$
 Peso métrico: $P_m = 14,76 \text{ kg/m}$
 Momento de inercia (x) = $I_{xx} = 237.5 \text{ cm}^4$

Integrantes:

Carcache, Pablo
 Gentile, Pablo
 Ramírez, Damián

Momento de inercia (y) = $I_{yy} = 337.5 \text{ cm}^4$

Modulo resistente: $W_x = \frac{I_{xx}}{y_{max}} = \frac{237.5 \text{ cm}^3}{5 \text{ cm}} = 47.5 \text{ cm}^3$

4.2.3 Material utilizado

Tubo estructural rectangular 100x50 espesor 3.2mm

Norma Standard: IRAM IAS U500 228, IRAM IAS U500 2592

Resistencia tracción: $\sigma_t = 360 / 510 \text{ MPa} = 3670 / 5200 \text{ kg/cm}^2$

Resistencia Fluencia: $\sigma_f = 270 \text{ MPa} = 2755 \text{ kg/cm}^2$

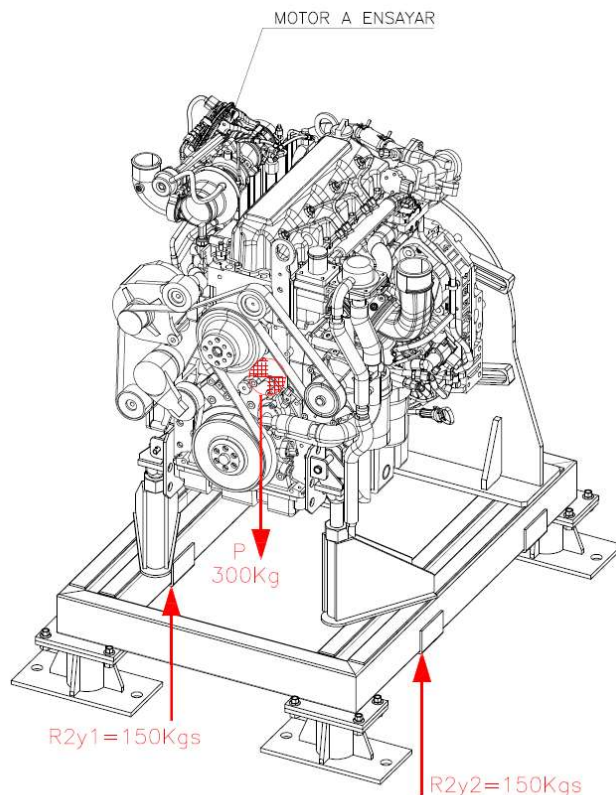
Tensión Admisible $\sigma_a = \frac{\sigma_f}{F_d} = \frac{2755 \text{ kg/cm}^2}{2} \approx 1380 \text{ kg/cm}^2$

Donde F_d = Factor de diseño = 2

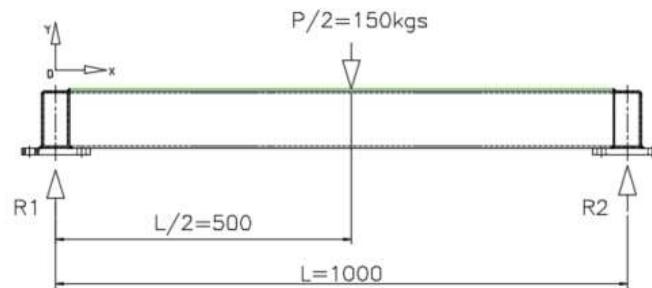
4.2.4 Tensiones actuantes: Situación ideal

4.2.4.1 Distribución de cargas sobre el marco

De acuerdo a lo desarrollado en “3.1 -cargas consideradas – Situación ideal”



4.2.4.2 Diagrama de esfuerzos



Donde:

$$P/2 = 150kg$$

$$R1 = 75kg$$

$$R2 = 75kg$$

$$L = 100cm$$

-Diagrama esfuerzo axil

$$N_{0 \leq x \leq 1000} = 0$$

-Diagrama esfuerzos de corte

$$Q_{0 \leq x \leq 500} = R1 = 75kg$$

$$Q_{500 \leq x \leq 1000} = R1 - \frac{P}{2} = -75kg$$

-Diagrama de momento

$$M_{0 < x < 500} = \frac{P/2}{8} \cdot (4x - L)$$

$$M_{500 < x < 1000} = \frac{P/2}{8} \cdot (3 \cdot L - 4x)$$

$$M_{x=500} = M_{max} = \frac{P/2}{8} \cdot (4x - L)$$

$$M_{max} = \frac{150kg}{8} \cdot (100cm) = 1875 kg \cdot cm$$

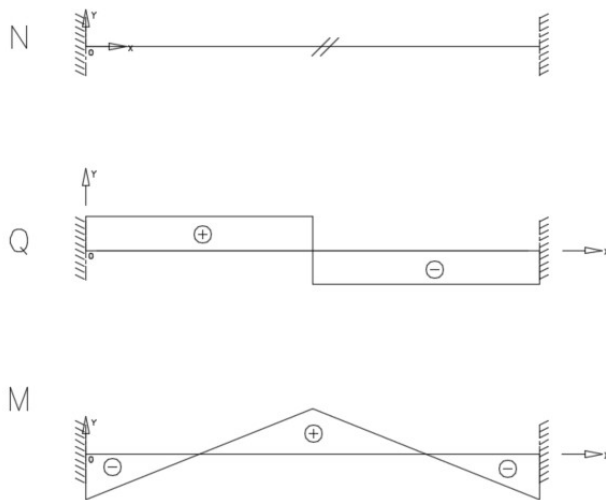
-Deformación (flecha máxima)

$$f_{total} = \frac{FL^3}{192EI_{xx}} = \frac{150kg \times (100cm)^3}{192 \times 2100000 \frac{kg}{cm^2} \times 256.69 cm^4} = 0.0016cm$$

El valor de la flecha está dentro de los parámetros aceptados por la norma CIRSOC (las normas CIRSOC postulan coeficientes de seguridad que determinarán la envergadura de la estructura metálica y los materiales necesarios para una resistencia adecuada) la cual estipula $f < Luz/300$

$$f < Luz/300 = 100\text{cm}/300 = 0.33 \text{ cm} \gg 0.0016\text{cm. VERIFICA}$$

Diagrama de esfuerzos MNQ



4.2.4.3 Cálculo de tensiones sobre el perfil

Tensiones en el Perfil por momento Flector

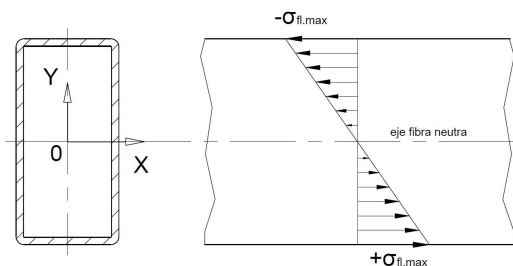
$$\sigma_{fl.max} = \frac{M(x).y}{I_{xx}}$$

Donde:

M(x)= Momento valuado en (x)

y= altura fibra de interés

I_{xx}= Momento de inercia sobre eje x



La distribución de las tensiones normales es una recta alcanzando el valor máximo sobre la fibra más alejada ($y=5\text{cm}$). De los diagramas de esfuerzo, el momento máximo corresponde al momento cuando $X=500\text{mm}$ ($M_{x=500} = M_{max} = 1875 \text{ kg. cm}$)

$$\sigma_{fl,max} = \frac{M_{max} \cdot y}{I_{xx}} = \frac{1875 \text{ kg. cm. } 5 \text{ cm}}{256.69 \text{ cm}^4} = 39.5 \text{ kg/cm}^2$$

Tensiones en el perfil por corte (sección rectangular)

$$\tau = \frac{3Q}{2A} \left(1 - \left(\frac{2y}{h} \right)^2 \right)$$

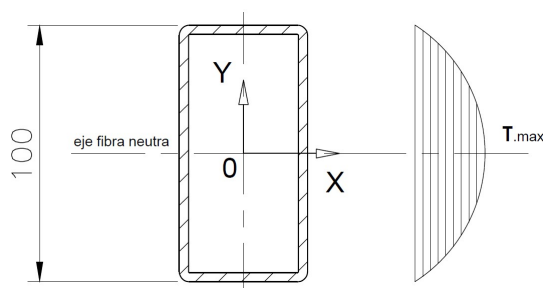
Donde:

Q= esfuerzo de corte

A= Área de la sección

h= altura de perfil

y= altura fibra de interés

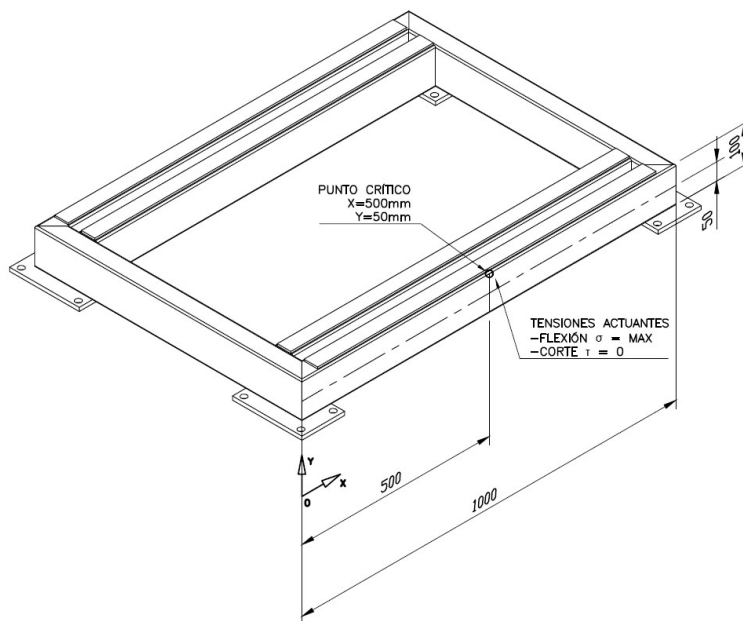
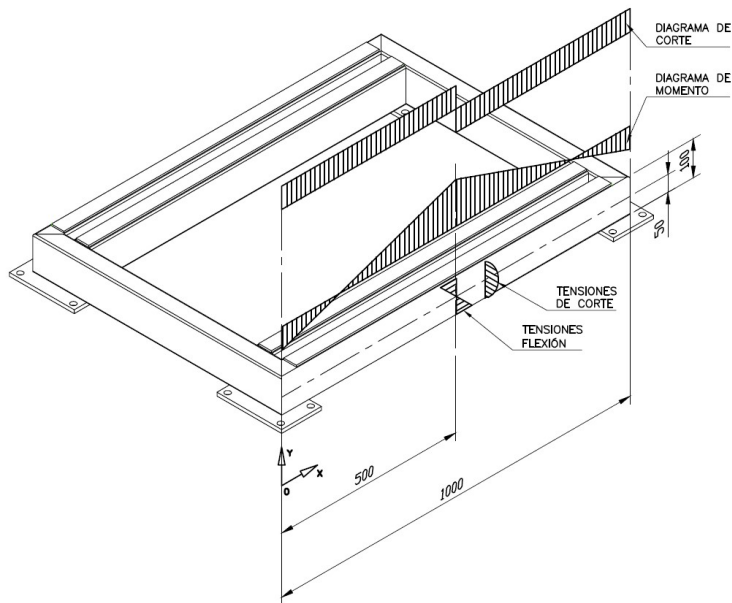


La distribución de las tensiones tangenciales es parabólica, alcanzando el valor máximo en correspondencia con el eje neutro ($y=0$).

$$\tau_{max} = \frac{3Q}{2A} = \frac{3P/2}{2A} = \frac{3}{2} \cdot \frac{150 \text{ kg}}{18,38 \text{ cm}^2} = 12.3 \text{ kg/cm}^2$$


Verificación a la falla

Para determinar los esfuerzos máximos del componente se utiliza el criterio de Von Mises. De acuerdo con este criterio una pieza resistente o elemento estructural falla cuando en alguno de sus puntos la energía de distorsión por unidad de volumen rebasa un cierto umbral, que en este caso será la tensión admisible del material. El punto de mayor sollicitación, en este caso, se puede observar con los diagramas de esfuerzos y tensiones calculados anteriormente



Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

Fecha: 23/06/2021	Anexo 2 – Memoria de cálculo – Base soporte motor	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Delta	
REV: 08			

Determinado el punto crítico, planteamos la ecuación de Von Mises para vigas

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_{flexion}^2 + 3\tau_{corte}^2}$$

Donde:

$$\sigma_{flexion} = 39.5 \text{ kg/cm}^2$$

$$\tau_{corte} = 0 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\left(39.5 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)^2 + 0}$$

$$\sigma_{VM} = 39.5 \text{ kg/cm}^2$$

Comparando la tensión admisible del material con la tensión de Von Mises:

$$\sigma_{VM} \leq \sigma_{adm}$$

$$39.5 \text{ kg/cm}^2 \leq 1380 \text{ kg/cm}^2 \quad \text{VERIFICA}$$

El coeficiente de seguridad resultante cuando se aplica la carga máxima es:

$$N = \frac{\sigma_{fluencia}}{\sigma_{VM}} = \frac{1380 \text{ kg/cm}^2}{39.5 \text{ kg/cm}^2} = 35$$

4.2.5 Tensiones actuantes: Situación por contingencia

En la situación por contingencia de anclaje vista en el apartado “3.2 – Situación por contingencia de montaje” la carga la toma la placa (verificada en el apartado 4.3 – Placa sujeción) por lo cual no se considera esta situación para su análisis.

4.2.6 Tensiones actuantes: Situación durante el montaje

La situación durante el montaje genera en el marco soporte una carga extra correspondiente al peso de un operario (85kgs), vistas en el apartado “3.3 – Situación durante el montaje”.

Las tensiones actuantes son equivalentes a la situación ideal con el agregado del peso del operario $P_0 = 85 \text{ kg}$.

El momento máximo pasa a ser:

$$M_{x=500} = \frac{P/2 + P_0}{8} \cdot (4x - L)$$

$$M_{max} = \frac{150kg + 85}{8} \cdot (100cm)$$

$$M_{max} = 2940kg \cdot cm$$

Tensiones en el Perfil por momento Flector

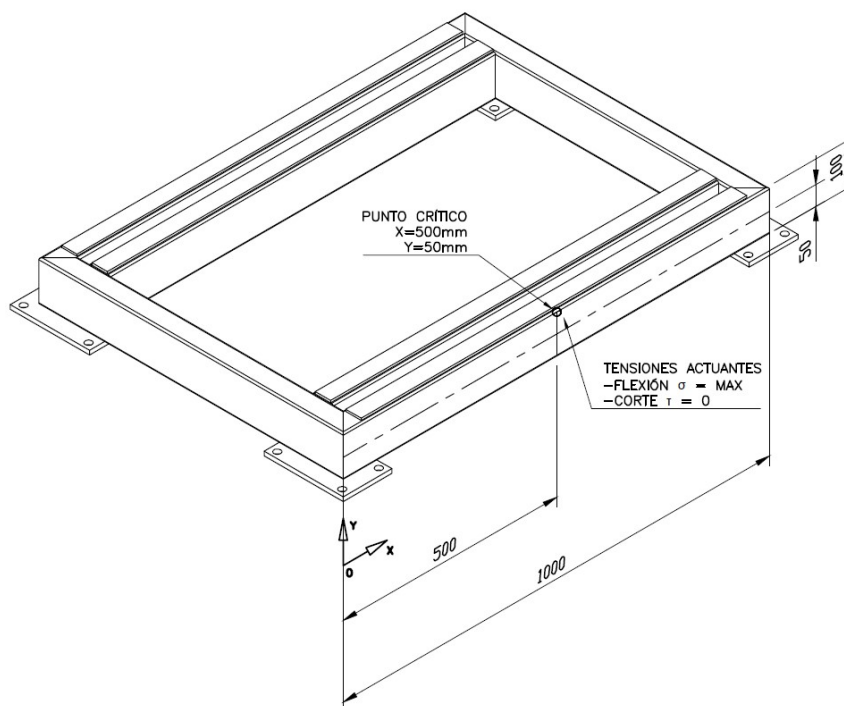
$$\sigma_{fl,max} = \frac{M_{max} \cdot y}{I_{xx}} = \frac{2940kg \cdot cm \cdot 5cm}{237.5 cm^4} = 62 kg/cm^2$$

Tensiones en el perfil por corte

$$\tau = \frac{3(R1 + P_0)}{2} \cdot \frac{1}{A} = \frac{3}{2} \cdot \frac{150kg + 85kg}{18.38cm^2} = 19.2 kg/cm^2$$


Verificación a la falla

El punto de mayor sollicitación sigue siendo el mismo que en la situación ideal de montaje (apartado 4.2.4 Tensiones actuantes – situación ideal)



Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

Fecha: 23/06/2021	Anexo 2 – Memoria de cálculo – Base soporte motor	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Delta	
REV: 08			

Determinado el punto crítico, planteamos la ecuación de Von Mises para vigas

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_{flexion}^2 + 3\tau_{corte}^2}$$

Donde:

$$\sigma_{flexion} = 62 \text{ kg/cm}^2$$

$$\tau_{corte} = 0 \text{ kg/cm}^2$$

Reemplazando:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\left(62 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)^2 + 0}$$

$$\sigma_{VM} = 62 \text{ kg/cm}^2$$

Comparando la tensión admisible del material con la tensión de Von Mises:

$$\sigma_{VM} \leq \sigma_{adm}$$

$$62 \text{ kg/cm}^2 \leq 1380 \text{ kg/cm}^2 \quad \text{VERIFICA}$$

El coeficiente de seguridad resultante cuando se aplica la carga máxima es:

$$N = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_{VM}} = \frac{1380 \text{ kg/cm}^2}{62 \text{ kg/cm}^2} = 22.3$$

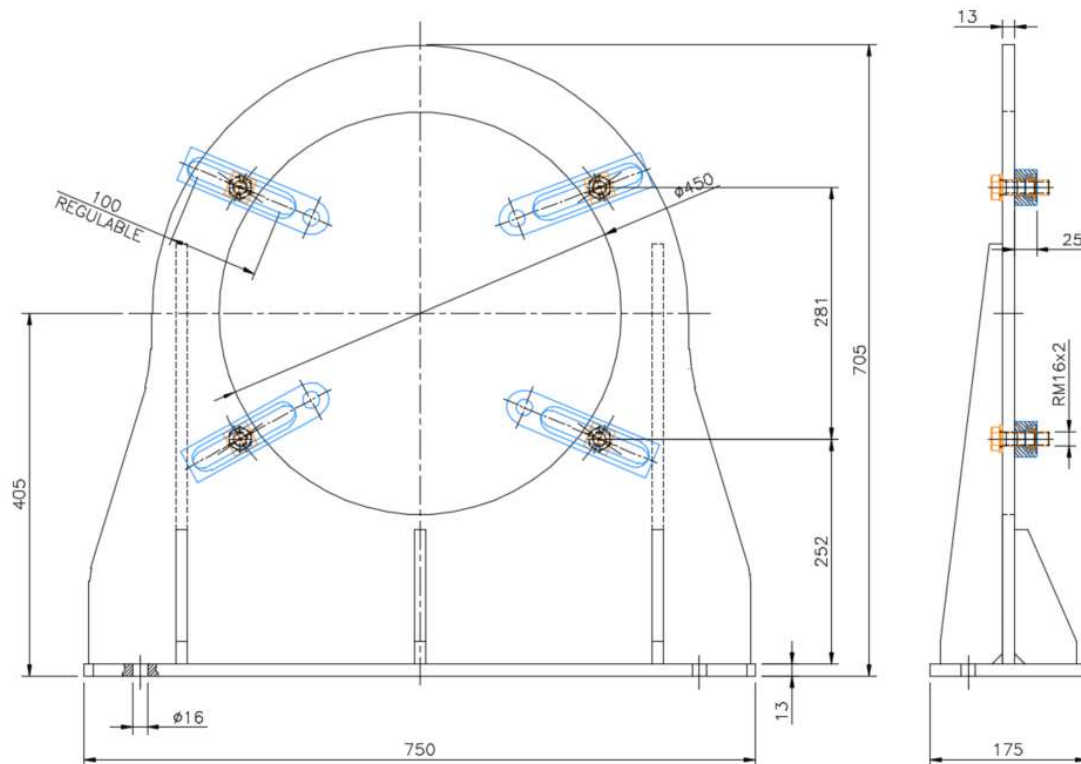
Un factor de seguridad de 22 resulta un valor alto respecto al coeficiente de seguridad considerado, esto se debe a la incertidumbre en los esfuerzos que genera el motor de combustión en marcha.

Se toma como referencia los tamaños de perfiles utilizados de soportes de motores comerciales y a su vez se consultó a personal calificado durante las visitas (ver etapa 1 – visitas ilustrativas) y las recomendaciones fueron realizar un marco de perfiles cerrados y de tamaño utilizado en este documento con la finalidad de mejorar la inercia de la estructura, lo cual favorece en cuestiones de vibración y de firmeza al soportar el motor.

4.3 Placa sujeción

4.3.1 Medidas generales

Plano de referencia: E3-2-03



4.3.2 Material utilizado

Chapa Espesor 1/2" (12.7mm)

Norma Standard: IRAM IAS U500 Calidad F-24

Resistencia tracción: $\sigma_t = 360 / 510 \text{ MPa} = 3670 / 5200 \text{ kg/cm}^2$

Resistencia Fluencia: $\sigma_f = 235 \text{ MPa} = 2396 \text{ kg/cm}^2$

Tensión Admisible $\sigma_a = \frac{\sigma_f}{F_d} = \frac{2396 \text{ kg/cm}^2}{2} \approx 1200 \text{ kg/cm}^2$

Donde F_d = Factor de diseño = 2

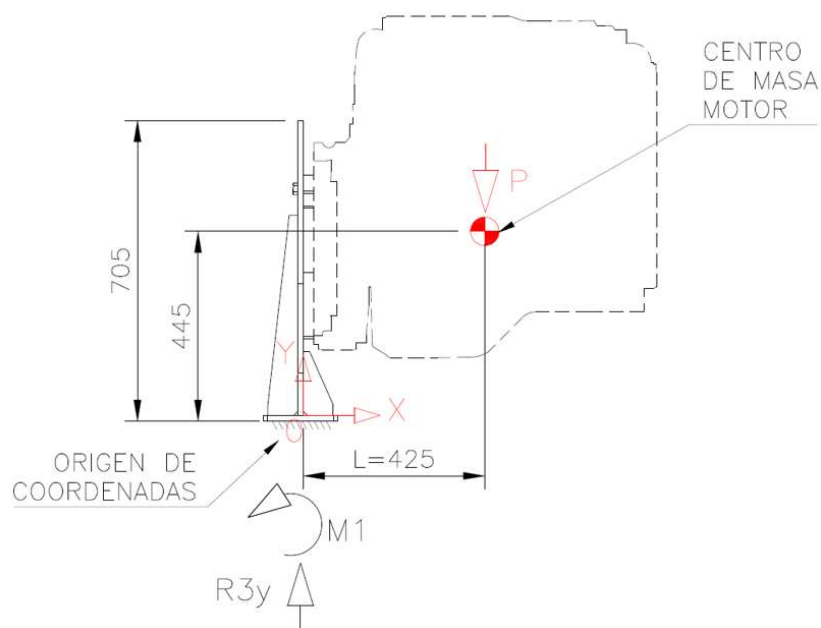
4.3.3 Tensiones actuantes: Situación ideal

En la situación ideal de montaje vista en el apartado “3.1 – Situación ideal” la carga la soporta el marco base soporte (verificado en el apartado 4.2 – Marco base soporte motor) por lo cual no se considera esta situación para su análisis.

4.3.4 Tensiones actuantes: Situación por contingencia

Por distribución de cargas ver apartado “3.2 - Situación por contingencia de montaje”

4.3.4.1 Diagrama de esfuerzos



Donde:

$$P = 300kg$$

$$R3_y = 300kg$$

$$M1 = P \cdot L = 300kg \cdot 42.5cm = 12750 \text{ kg.cm}$$

-Diagrama esfuerzo axial

$$N_{0 \leq x \leq 445} = -P = -300kg$$

$$N_{405 \leq x \leq 705} = 0$$

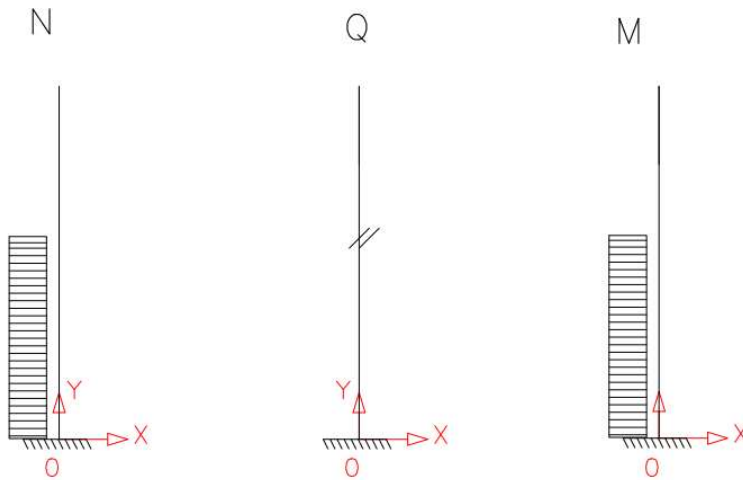
-Diagrama esfuerzos de corte

$$Q_{0 \leq x \leq 70} = 0$$

-Diagrama de momento

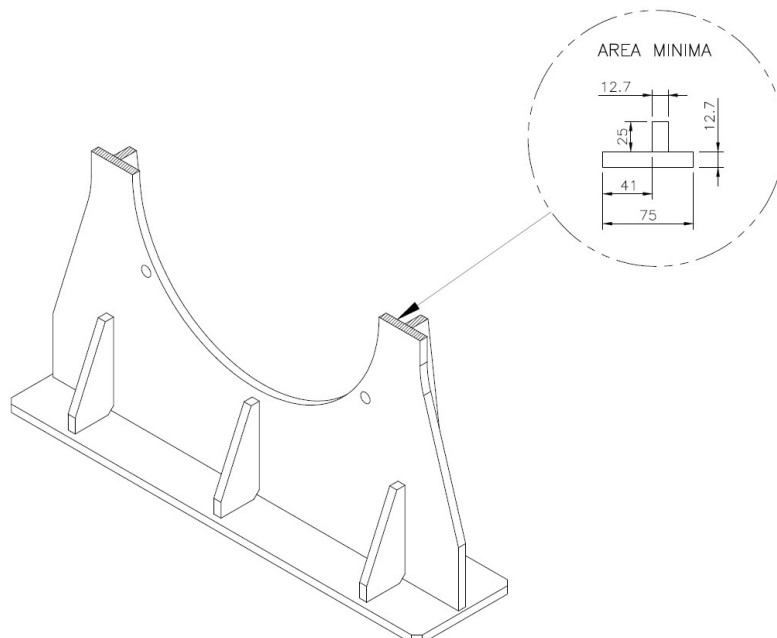
$$M_{0 < x < 4} = M1 = 12750 \text{ kg.cm}$$

$$M_{445 < x < 705} = 0$$




4.3.4.2 Cálculo de tensiones sobre la placa de sujeción

Si se observa los diagramas de esfuerzo (apartado 4.3.4.1), el momento máximo es igual a $M1$ y la carga axial máxima es igual a $-P$



El área adoptada para los cálculos de tensiones es el área mínima resultante si imaginamos un corte transversal a una altura $y = 420 \text{ mm}$ en la placa sujeción tal como se puede ver en la imagen.

Fecha: 23/06/2021	Anexo 2 – Memoria de cálculo – Base soporte motor	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Delta	
REV: 08			

$$A_{min} = (7.5cm \times 1.27cm) + (2.5 \times 1.27cm) = 12.7cm^2$$

Área mínima correspondiente a uno de los extremos

Tensiones axiales

$$\sigma_{Axial} = \frac{P}{2 \cdot A_{min}} = \frac{-300kg}{2 \times 12.7cm^2} = -11.8 \text{ kg/cm}^2$$

Tensiones por momento Flector

$$\sigma_{fl.max} = \frac{M_{(x)} \cdot y}{I_{xx}}$$

Donde:

M(x)= Momento valuado en (x)

y= altura fibra de interés = 0.635cm (correspondiente a la mitad del espesor)

I_{xx}= Momento de inercia sobre eje x = 19.9 cm⁴ (correspondiente al área mínima)

- Tensión a flexión máxima


$$\sigma_{flexion} = \frac{M_{max} \cdot y}{I_{xx}} = \frac{12750kg \cdot cm \times 0.635cm}{19.9cm^4} = 407 \text{ kg/cm}^2$$

Verificación a la falla

Para determinar los esfuerzos máximos del componente se utiliza el criterio de Von Mises. De acuerdo con este criterio una pieza resistente o elemento estructural falla cuando en alguno de sus puntos la energía de distorsión por unidad de volumen rebasa un cierto umbral, que en este caso será la tensión admisible del material.

El punto de mayor sollicitación en este caso al ser los esfuerzos axiales y de flexión constantes se ubicará en el punto donde se encuentra el área mínima

Determinado el punto crítico, planteamos la ecuación de Von Mises.

Fecha: 23/06/2021	Anexo 2 – Memoria de cálculo – Base soporte motor	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Delta	
REV: 08			

$$\sigma_{VM} = \sqrt{(\sigma_{axial} + \sigma_{flexión})^2}$$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\left(11.6 \frac{kg}{cm^2} + 407 \frac{kg}{cm^2}\right)^2}$$

$$\sigma_{VM} = 419 \frac{kg}{cm^2}$$

Comparando la tensión admisible del material con la tensión de Von Mises:

$$\sigma_{VM} \leq \sigma_{adm}$$

$$419 \frac{kg}{cm^2} \leq 1200 \frac{kg}{cm^2} \quad \text{VERIFICA}$$

El coeficiente de seguridad resultante cuando se aplica la carga máxima es:

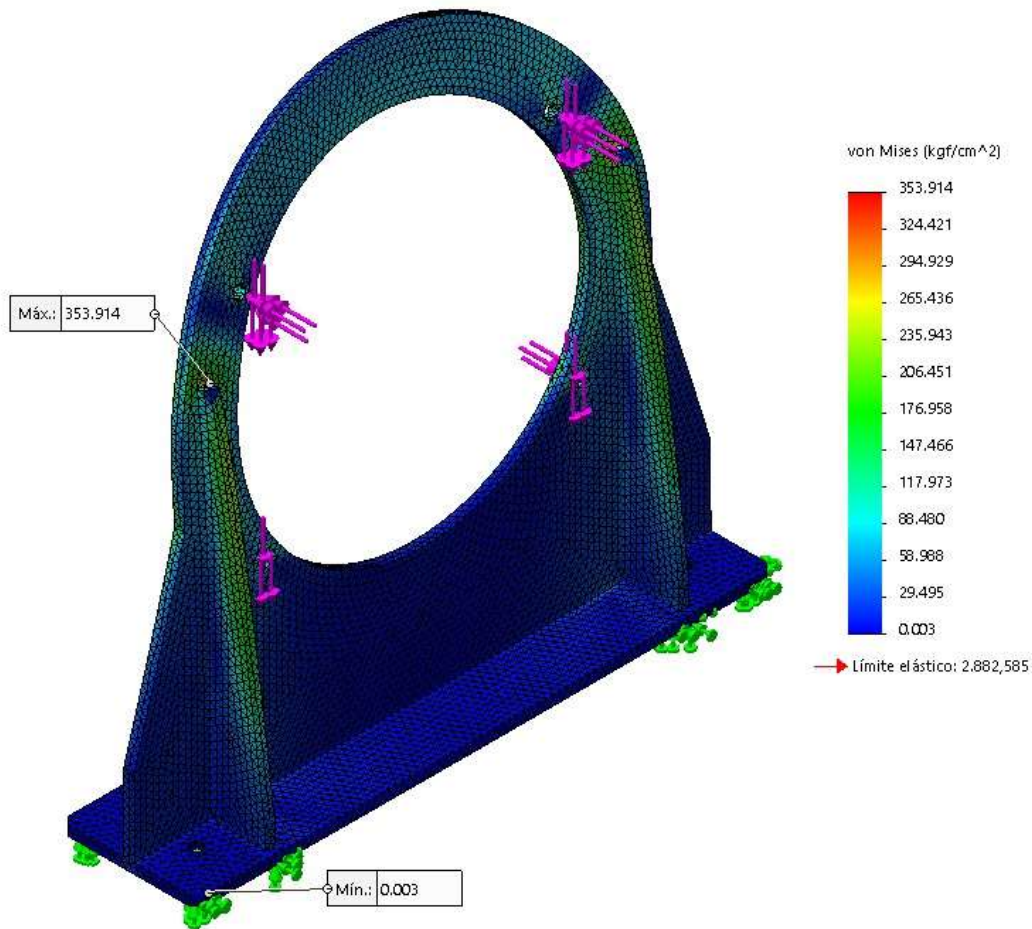
$$N = \frac{\sigma_{fluencia}}{\sigma_{VM}} = \frac{1200 \frac{kg}{cm^2}}{350.2 \frac{kg}{cm^2}} = 2.9$$

4.3.5 Tensiones actuantes: Situación durante el montaje

En la situación durante el montaje de montaje vista en el apartado “3.3 – Situación durante el montaje” la carga la soporta el marco base soporte (verificado en el apartado 4.2 – Marco base soporte motor) por lo cual no se considera esta situación para su análisis.

4.3.6 Verificación por elementos finitos

Al ser el componente una geometría de placa y no un elemento de viga, su cálculo analítico se idealizó para lograr los primeros resultados, pero luego se refina el cálculo mediante elementos finitos dando los siguientes resultados:



Como se puede ver en la imagen anterior, la zona donde se encuentra las mayores tensiones corresponde a la menor area de la placa (tal como se planteo en el calculo analico de tensiones) cuyo valor maximo es de 354 kg/cm²

Comparando la tensión calculada de manera analítica con la obtenida mediante elementos finitos podemos notar que esta ultima es menor.

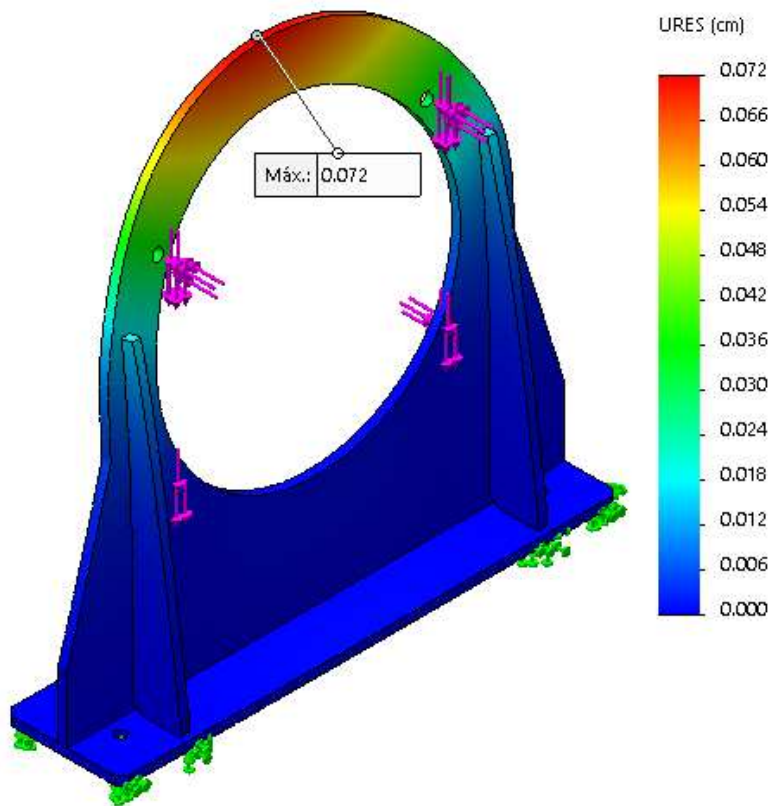
Esto es aceptable y logico ya que la geometria de la placa es mas compleja de lo que se calculo de manera analitica en la cual no se consideraron la forma de la placa y los refuerzos.

El margen de error que tenemos es de 1% el cual es una dispersion que se toma como aceptable.

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

Deformacion de la placa



La flecha maxima se calcula mediante elementos finitos dando como resultado un desplazamiento maximo de 0.072 cm, siendo esto un valor pequeño, se condidera despreciable.

Integrantes:

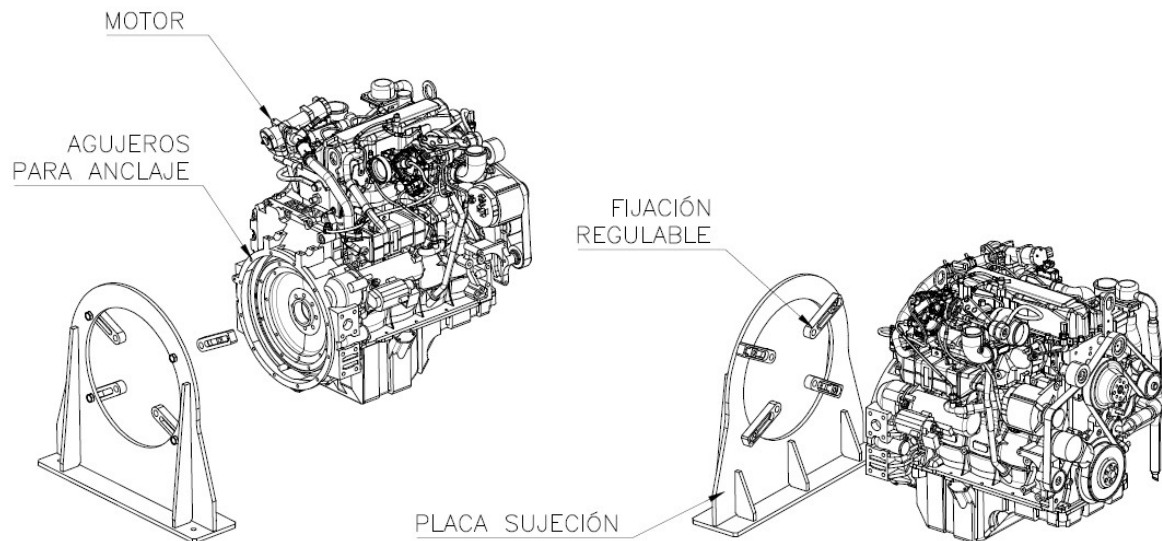
Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

4.4 Tornillos

4.4.1 Tornillos de anclaje fijación regulable -motor

4.4.1.1 Descripción

Para anclar el motor a la placa se utilizan las fijaciones regulables y los agujeros roscados que posee el motor (donde se fija la caja de velocidades)



Las roscas que posee el motor en el frente donde se fija la caja de velocidades pueden variar de acuerdo a su tamaño y su modelo, la tornillería más utilizada normalmente varía de Rosca métrica 10 a 16.

Siendo conservadores en el cálculo, se utiliza la situación más durante el montaje que corresponde a la rosca es más pequeña (M10)

4.4.1.2 Material utilizado

Tornillo métrico - M10 Paso 1.5 - Clase 8.8

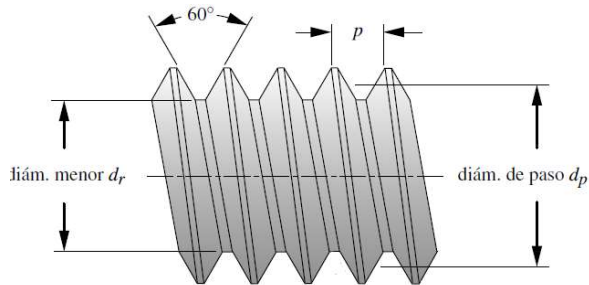
Norma standard: ISO 4017 (DIN 933)

Resistencia tracción: 800 MPa = 8157 kg/cm²

$$\text{Tensión Admisible } \sigma_a = \frac{\sigma_f}{F_d} = \frac{8157 \text{ kg/cm}^2}{2} \approx 4080 \text{ kg/cm}^2$$

Donde F_d = Factor de diseño = 2

4.4.1.3 Datos generales de sección



Donde:

-Diámetro de paso (dp)= 9.025mm

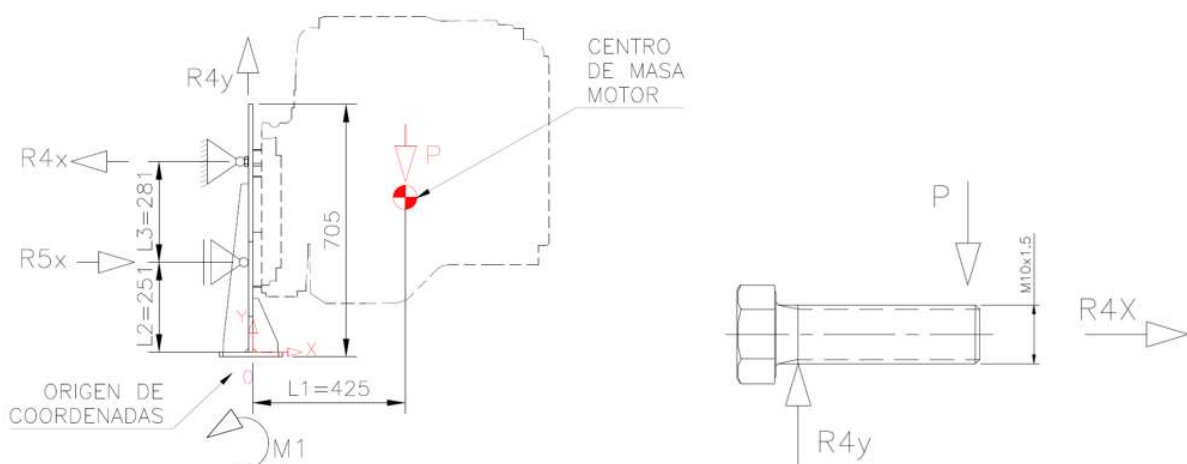
-Diámetro menor (dr)= 8.16mm

-Paso (p)=1.5mm

-Área de esfuerzo a la tensión: $A_t = \frac{\pi}{4} \left(\frac{dp+dr}{2} \right)^2 = 0.580cm^2$

4.4.1.4 Cálculo de tensiones – situación por contingencia

De acuerdo a lo desarrollado en el apartado “3- cargas consideradas” donde se identificación las situaciones de montaje se observa que el único escenario donde los tornillos toman carga considerable para su análisis, es en la situación por contingencia de montaje (ver apartado “3.2 – Situación por contingencia de montaje”).



Donde:

$$R4_x = \frac{300kg \cdot 42.5c}{28,1cm} = 454 \text{ kg}$$

$$R4_y = 300kg$$

$$R5_x = \frac{300kg \cdot 42.5c}{28,1cm} = -454 \text{ kg}$$

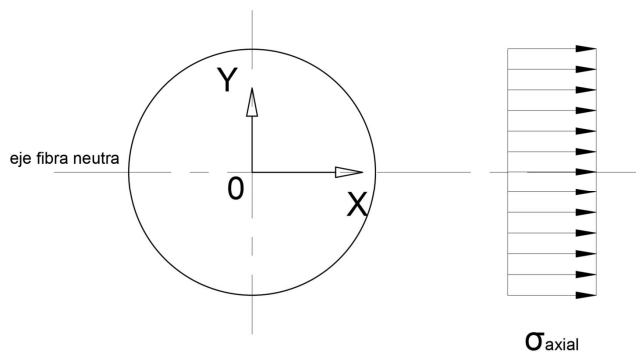
Tensiones axiales

$$\sigma_{Axial} = \frac{P}{A_t}$$

Donde:

P= carga axial aplicada

A_t= Área de esfuerzo a la tensión

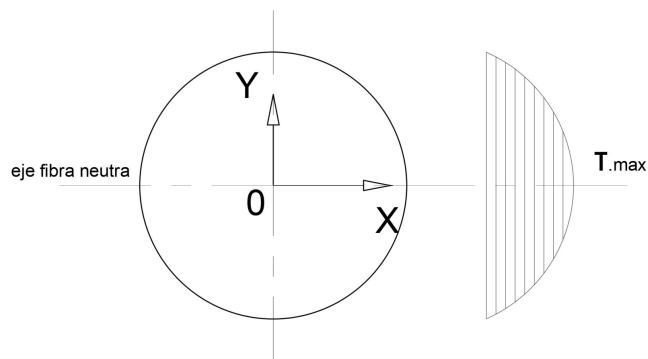


Los tornillos superiores toman la carga R4x a tracción y los tornillos inferiores toman la carga R5x a compresión, para el análisis tomaremos los dos (2) tornillos que toman la carga a tracción, por ello la carga se divide entre dos.

$$\sigma_{Axial} = \frac{R4x/2}{A_t} = \frac{454kg/2}{0.58cm^2} = 391.5 \text{ kg/cm}^2$$

Tensiones por corte (sección transversal circular)

$$\tau = \frac{4 Q}{3 A_t}$$



Tal como sucedió con las tensiones de corte en el perfil de la base soporte motor calculadas en el apartado “4.2.4.3 Calculo de tensiones sobre el perfil” la distribución de las tensiones tangenciales es parabólica, alcanzando el valor máximo en correspondencia al eje neutro ($y=0$).

$$\tau_{max} = \frac{4 R 3y}{3 A_t} = \frac{4}{3} \cdot \frac{300kg}{0.58cm^2} = 690 \text{ kg/cm}^2$$

Verificación a la falla

Para determinar los esfuerzos máximos del componente se utiliza el criterio de Von Mises. De acuerdo con este criterio una pieza resistente o elemento estructural falla cuando en alguno de sus puntos la energía de distorsión por unidad de volumen rebasa un cierto umbral, que en este caso será la tensión admisible del material.

El punto de mayor sollicitación en este caso se puede observar con los diagramas de tensiones calculados anteriormente en donde las tensiones axiales son constantes y las tensiones debidas al corte son máximas en el eje neutro

Tensión de Von Mises

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_{axial}^2 + 3\tau_{corte}^2}$$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\left(391.5 \frac{kg}{cm^2}\right)^2 + 3 \cdot \left(690 \frac{kg}{cm^2}\right)^2}$$

$$\sigma_{VM} = 1258 \text{ kg/cm}^2$$

Comparando la tensión admisible del material con la tensión de Von Mises:

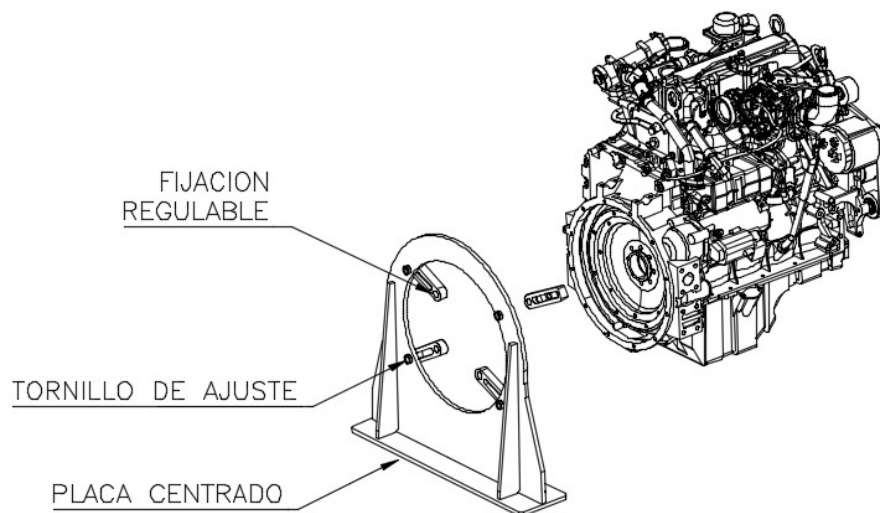
$$\sigma_{VM} \leq \sigma_{adm}$$

$$1258 \text{ kg/cm}^2 \leq 4080 \text{ kg/cm}^2 \quad \text{VERIFICA}$$

El coeficiente de seguridad resultante cuando se aplica la carga máxima es:

$$N = \frac{\sigma_{fluencia}}{\sigma_{VM}} = \frac{4080 \text{ kg/cm}^2}{1258 \text{ kg/cm}^2} = 3.2$$

4.4.2 Tornillos unión Placa sujeción – fijación regulable



4.4.2.1 Material utilizado

Tornillo métrico - M16 Paso 2 - Clase 8.8

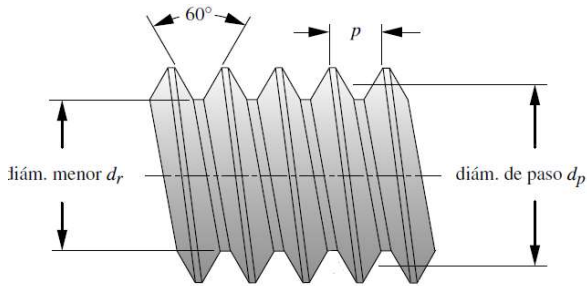
Norma standard: ISO 4017 (DIN 933)

Resistencia tracción: 800 MPa = 8157 kg/cm²

$$\text{Tensión Admisible } \sigma_a = \frac{\sigma_f}{F_d} = \frac{8157 \text{ kg/cm}^2}{2} \approx 4080 \text{ kg/cm}^2$$

Donde F_d = Factor de diseño = 2

4.4.2.2 Datos generales de sección



Donde:

-Diámetro de paso (dp)= 14.7mm

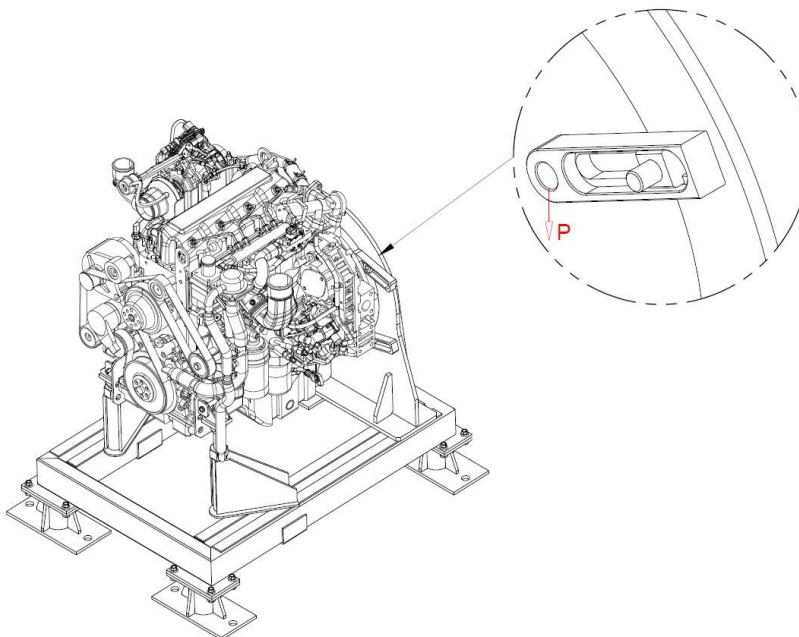
-Diámetro menor (dr)= 13.55mm

-Paso (p)=2mm

-Área de esfuerzo a la tensión: $A_t = \frac{\pi}{4} \left(\frac{dp+dr}{2} \right)^2 = 1.56cm^2$

4.4.2.3 Cálculo torque requerido

El motor a ensayar se fija a la placa mediante las fijaciones regulables (plano de referencia: E3-2-03) el torque que se le aplique al tornillo generara una fuerza axial entre las superficies de la fijación regulable y la placa. El par máximo que puede transmitir la fijación regulable será igual al par necesario para hacer que una superficie no deslice sobre la otra.



Basando el siguiente cálculo en el capítulo 6 “Rozamiento” sección B:
Aplicaciones del rozamiento a las maquinas, del libro “Mecánica para
ingenieros” - J.L. Meriam (ISBN: 9788429142570). El par de rozamiento entre
superficies sometidas a presiones normales tiene un momento igual a:

$$M = \frac{2}{3} \cdot \mu \cdot F \cdot \left(\frac{Re^3 - Ri^3}{Re^2 - Ri^2} \right)$$

Donde:

M= Momento necesario para que la placa no deslice

μ = Coeficiente de fricción estático

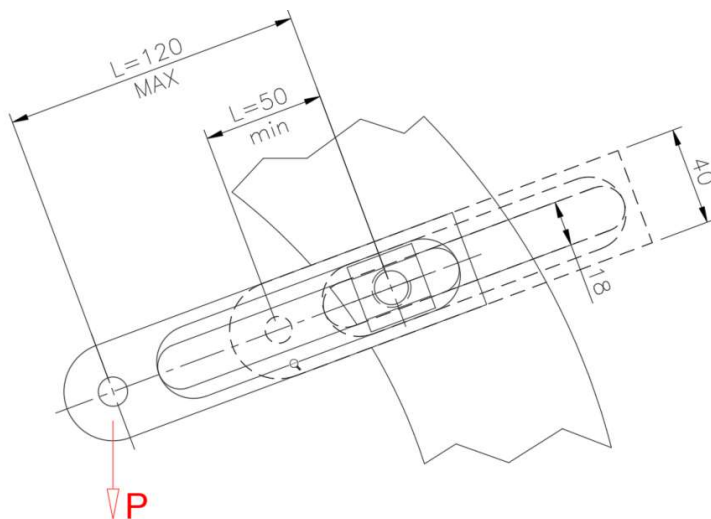
F= Fuerza axial

R_i = radio interior de contacto

R_e = radio exterior de contacto

Para el caso de estudio tenemos:

Vista frontal



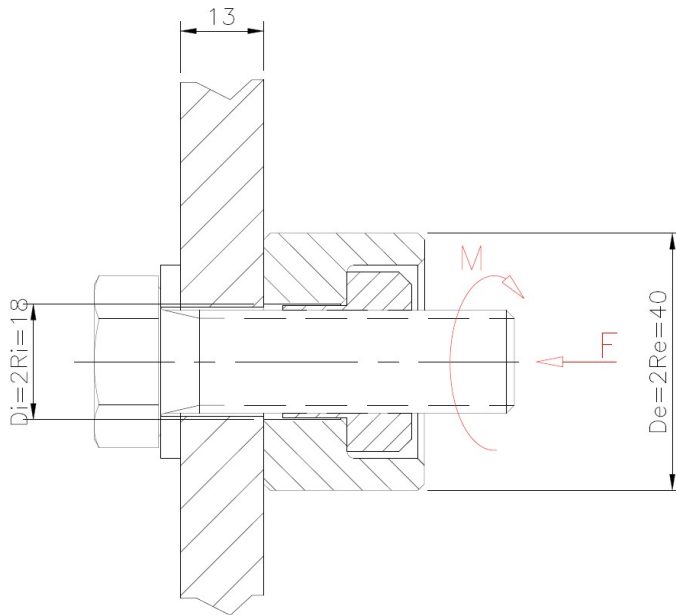
La carga del motor se reparte entre todas las fijaciones regulables (4 en total),
siendo conservadores en los cálculos, tomaremos la carga del motor repartidas
en 2 de las 4 fijaciones regulables y con el mayor brazo de palanca L, dando
 $P=150\text{kg}$ y $L=120\text{mm}$

El momento generado entonces es:

$$M = P \cdot g \cdot L$$

$$M = 150\text{kg} \times 12\text{cm} = 1800\text{ kg.cm}$$

De la vista en sección:



$R_i = 9\text{mm}$


$R_e = 20\text{mm}$

Se toma como referencia los coeficientes de fricción del libro Serway, Raymond A. y Chris Vuille. “Fundamentos de Física, novena edición, volumen 1.” (ISBN: 978-607-481-877-2)

Coeficientes de fricción

	μ_s	μ_k
Acero sobre acero	0.74	0.57
Aluminio sobre acero	0.61	0.47
Cobre sobre acero	0.53	0.36
Caucho sobre concreto	1.0	0.8
Madera sobre madera	0.25–0.5	0.2
Vidrio sobre vidrio	0.94	0.4
Madera encerada sobre nieve húmeda	0.14	0.1
Madera encerada sobre nieve seca	—	0.04
Metal sobre metal (lubricada)	0.15	0.06
Hielo sobre hielo	0.1	0.03
Teflón sobre teflón	0.04	0.04
Uniones sinoviales en humanos	0.01	0.003

Tabla 4.2 - Capítulo 4 “Leyes de movimiento” - libro “Fundamentos de Física” de Serway, Raymond A y Chris Vuille

Fecha: 23/06/2021	Anexo 2 – Memoria de cálculo – Base soporte motor	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Delta	
REV: 08			

Donde:

μ_s = Coeficiente de rozamiento estático

μ_k = Coeficiente de rozamiento dinámico

El Coeficiente de rozamiento estático acero sobre acero es de 0.74 y el Coeficiente de rozamiento estático para una superficie metálica lubricada es de 0.15 por lo que se opta en tomar un valor medio entre estos valores para prevenir que el factor suciedad entre la superficie de contacto

$$\mu = \frac{0.74 + 0.15}{2} = 0.4$$

$\mu=0.4$ y despejando la fuerza axial F de la formula, se obtiene:

$$M = \frac{2}{3} \cdot \mu \cdot F \cdot \left(\frac{Re^3 - Ri^3}{Re^2 - Ri^2} \right)$$

$$F = \frac{3 \times M}{2 \mu \left(\frac{Re^3 - Ri^3}{Re^2 - Ri^2} \right)} = \frac{3 \times 1800 \text{ kg.cm}}{2 \times 0.4 \times \left(\frac{2^3 - 0.9^3}{2^2 - 0.9^2} \right) \text{ cm}} = 2961 \text{ kg}$$

Con la fuerza axial, podemos determinar el par de torsión necesaria que hay que realizarle al tornillo.

Tomando la relación del par de torsión con la tensión del perno (sección 8-8) - Capítulo 8 “tornillos, sujetadores y diseño de uniones no permanentes” del libro “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” (ISBN 978-607-15-0771-6) tenemos:

$$T = K \cdot F \cdot d$$

Donde:

T= Par de torsión de tornillo

K = Coeficiente del par de torsión

F= Precarga

d= diámetro de paso tornillo

De tabla 8-15 “Factores del par de torsión K” - Diseño en ingeniería mecánica de Shigley

Condición del perno	K
Sin recubrimiento, acabado negro	0.30
Galvanizado	0.20
Lubricado	0.18
Con recubrimiento de cadmio	0.16
Con Anti-Seize Bowman	0.12
Con tuercas Bowman-Grip	0.09

Obtenemos K= 0.3, sumado a los datos previamente calculados de precarga F= 25827N y el diámetro de paso del tornillo M16, d= 14.7mm, obtenemos

$$T = K \cdot F \cdot d$$

$$T = 0.3 \times 2961\text{kg} \times 1.47\text{cm}$$

$$T = 1252 \text{ kg.cm}$$

Considerando un torquímetro convencional, con un brazo de palanca de 1m, la fuerza a aplicar (Ft) es:

$$F_t = \frac{T}{1 \text{ m}} = \frac{1252\text{kg.cm}}{100 \text{ cm}} = 12.5\text{kg}$$

Se tendrá que aplicar 12.5 kg para lograr el torque necesario.

4.4.2.4 Tensiones actuantes

De acuerdo a lo desarrollado anteriormente en el apartado “4.4.2.3 – Calculo torque requerido” se llegó a la fuerza axial de precarga F= 2961 kg, dicha fuerza aplicada al área del tornillo nos da la tensión.

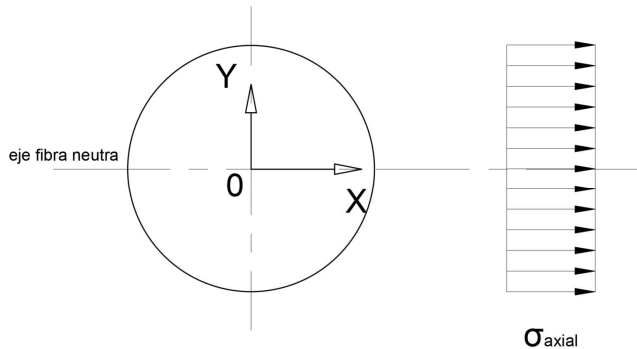
Tensiones axiales

$$\sigma_{Axial} = \frac{F}{A_t}$$

Donde:

F= precarga axial aplicada

A_t= Área de esfuerzo a la tensión



$$\sigma_{Axial} = \frac{F}{A_t} = \frac{2961kg}{1.56cm^2} = 1900 \text{ kg/cm}^2$$

Comparando la tensión admisible del material con la tensión axial:

$$\sigma_{Axial} \leq \sigma_{adm}$$

$$1900 \text{ kg/cm}^2 \leq 4080 \text{ kg/cm}^2 \quad \text{VERIFICA}$$

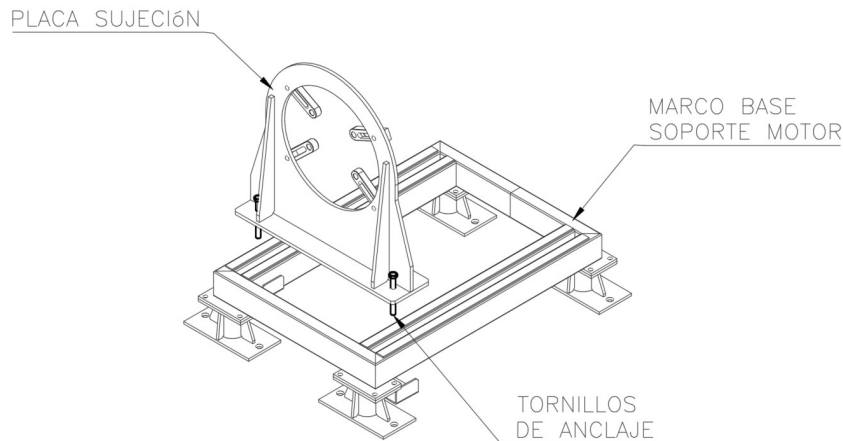
El coeficiente de seguridad resultante cuando se aplica la carga máxima es:

$$N = \frac{\sigma_{fluencia}}{\sigma_{axial}} = \frac{4080 \text{ kg/cm}^2}{1900 \text{ kg/cm}^2} = 2$$

4.4.3 Tornillos de anclaje placa centrado – marco soporte motor

4.4.3.1 Descripción

Para anclar la placa sujeción al marco base soporte se utilizan 2 tornillos métricos Ø16 (ver plano E3-2-01)



4.4.3.2 Material utilizado

Tornillo métrico - M16 Paso 2 - Clase 8.8

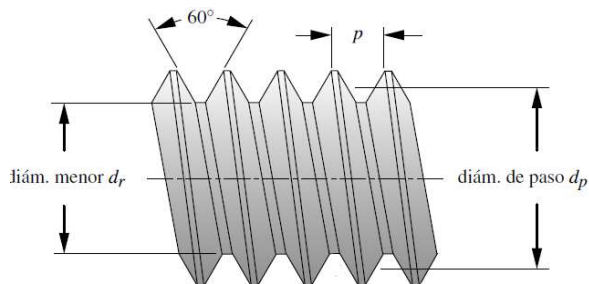
Norma standard: ISO 4017 (DIN 933)

Resistencia tracción: 800 MPa = 8157 kg/cm²

$$\text{Tensión Admisible } \sigma_a = \frac{\sigma_f}{F_d} = \frac{8157 \text{ kg/cm}^2}{2} \approx 4080 \text{ kg/cm}^2$$

Donde F_d = Factor de diseño = 2

4.4.3.3 Datos generales de sección



Donde:

-Diámetro de paso (d_p)= 14.7mm

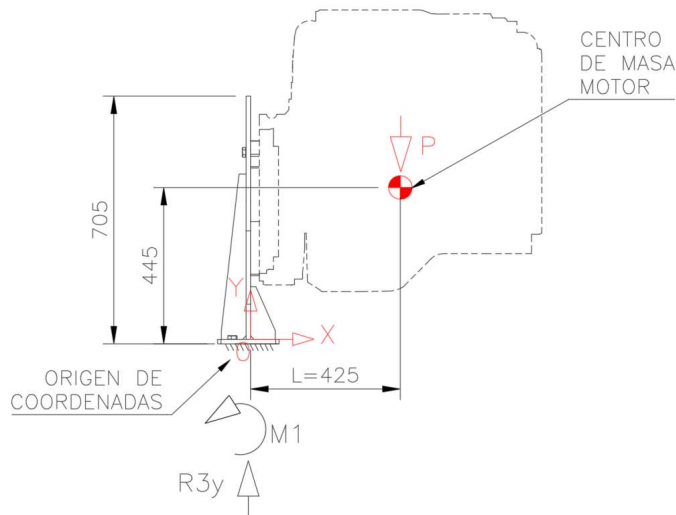
-Diámetro menor (d_r)= 13.55mm

-Paso (p)=2mm

-Área de esfuerzo a la tensión: $A_t = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_p + d_r}{2} \right)^2 = 1.56 \text{ cm}^2$

4.4.3.4 Diagrama de esfuerzos

De acuerdo a lo desarrollado en el apartado “3.2 – Situación por contingencia” donde se identificación los esfuerzos de cargas sobre la placa sujeción.

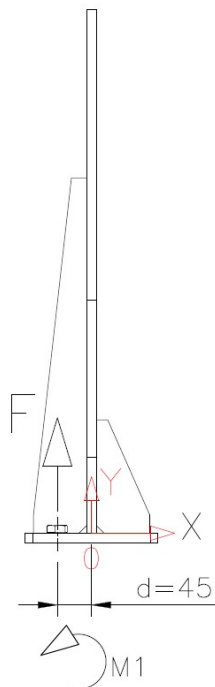


Donde:

R_{3y} = Reacción vertical = 300kg

M_1 = Reacción de momento = 12750 kg.cm

Descomponiendo el momento se conoce la fuerza axial del tornillo



Donde $M_1 = F \cdot d$

Despejando se obtiene:

$$F = \frac{M_1}{d} = \frac{12750 \text{ kg.cm}}{4.5c} = 2835 \text{ kg}$$

4.4.3.5 Cálculo de tensiones

Tensiones axiales

Los tornillos toman la fuerza F a tracción y la componente $R3y$ a compresión. Para ser conservadores en el cálculo, la tensión axial se considera solo para un tornillo de los dos instalados.

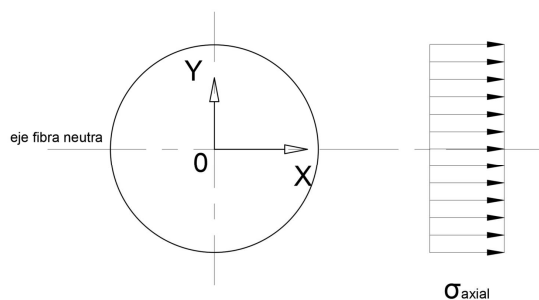
$$\sigma_{Axial} = \frac{F}{A_t} - \frac{R3y}{A_t}$$

Donde:

F = Fuerza a tracción tornillo

$R3y$ = reacción vertical a compresión

A_t = Área de esfuerzo a la tensión



De los datos obtenidos en el apartado anterior 4.4.3.4 - Diagrama de esfuerzos, reemplazando en la fórmula de tensión se obtiene la tensión axial.

$$\sigma_{Axial} = \frac{2835kg}{1.56cm^2} - \frac{300kg}{1.56cm^2} = 1625 \text{ kg/cm}^2$$

Verificación a la falla

El punto de mayor sollicitación en este caso se observa en toda el área transversal del tornillo sometida a esfuerzos axiales tal como se puede observar con los diagramas de tensiones.

Comparando la tensión admisible del material con la tensión axial actuante:

$$\sigma_{Axial} \leq \sigma_{adm}$$

$$1625 \text{ kg/cm}^2 \leq 4080 \text{ kg/cm}^2 \quad \text{VERIFICA}$$

El coeficiente de seguridad resultante cuando se aplica la carga máxima es:

$$N = \frac{\sigma_{fluencia}}{\sigma_{axial}} = \frac{4080 \text{ kg/cm}^2}{1625 \text{ kg/cm}^2} = 2.5$$

4.4.3.6 Esfuerzo de tornillería Banco soporte motor – Cuadro resumen

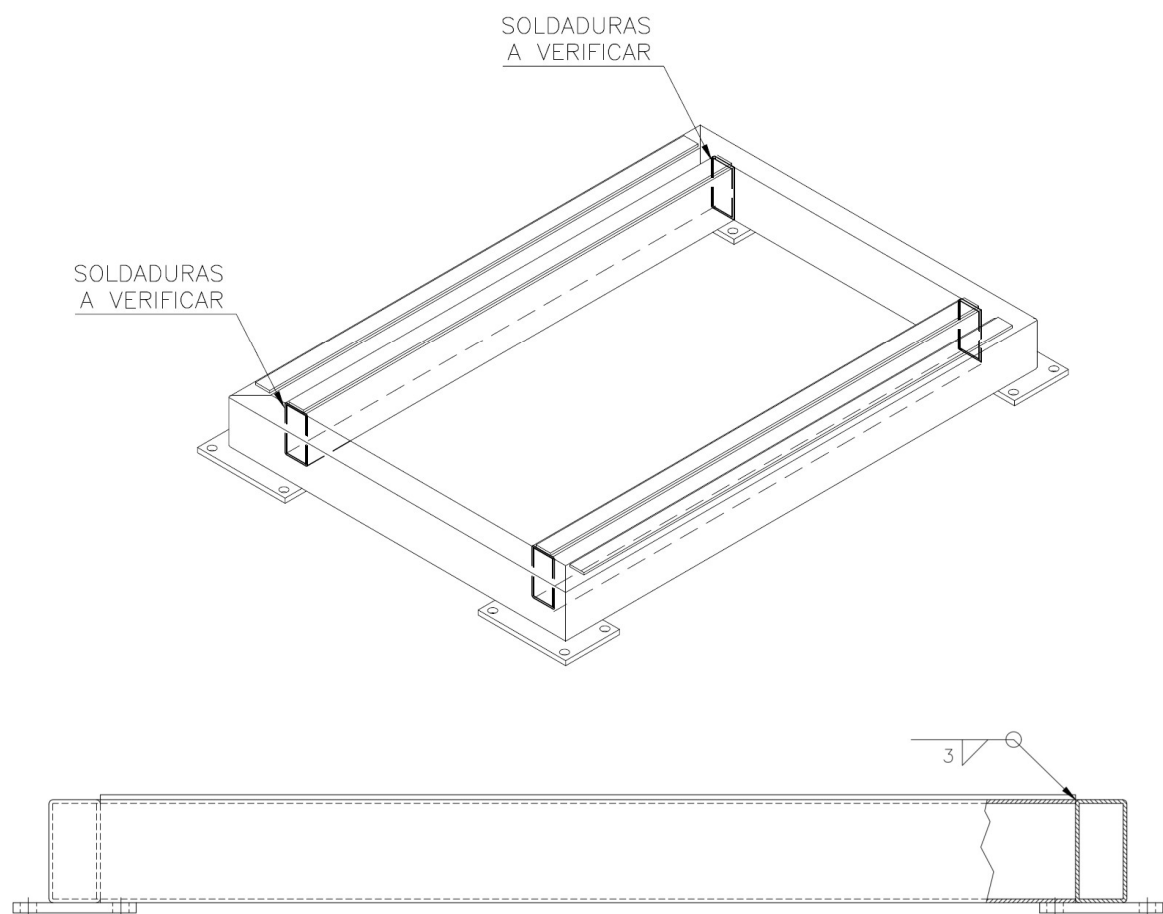
<i>Ítem</i>	<i>Descripción</i>	<i>Factor de seguridad</i>
Tornillos de anclaje placa sujeción - motor	M10 paso 1.5 – Clase 8.8	3.2
Tornillos de anclaje placa centrado – fijación regulable	M16 paso 2 – Clase 8.8	2.5
Tornillos de anclaje placa sujeción – marco soporte motor	M16 paso 2 – Clase 8.8	2.5

4.5 Soldadura

4.5.1 Marco base soporte motor

Plano de referencia: E3-2-02

Partiendo de los esfuerzos calculados sobre la situación ideal de montaje vistos en el apartado “4.2.4.2 Diagrama de esfuerzos – Marco base soporte motor” se verifica la soldadura a filete que se realiza sobre el perfil por toda la vuelta.



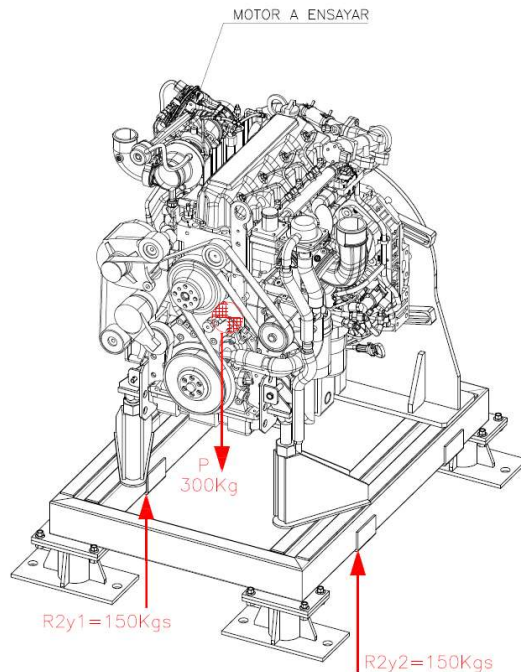
Distribución de cargas sobre marco base soporte (situación ideal)

Integrantes:

Carcache, Pablo

Gentile, Pablo

Ramírez, Damián



4.5.2 Material base y material electrodo.

Material base: soporte motor

Tubo estructural rectangular 100x50 espesor 3.2mm

Norma Standard: IRAM IAS U500 228, IRAM IAS U500 2592

Resistencia tracción: $\sigma_t = 360 / 510 \text{ MPa} = 3670 / 5200 \text{ kg/cm}^2$

Resistencia fluencia: $\sigma_f = 270 \text{ MPa} = 2755 \text{ kg/cm}^2$

Tensión admisible $\sigma_a = \frac{\sigma_f}{F_d} = \frac{2755 \text{ kg/cm}^2}{2} \approx 1380 \text{ kg/cm}^2$

Donde $F_d = \text{Factor de diseño} = 2$

4.5.3 Material electrodo.

Elección de electrodo

Para acero soldado con el método del arco eléctrico, el tipo de electrodo contiene una indicación de la resistencia a la tensión del metal de aporte. Por ejemplo, el electrodo E70 tiene una resistencia mínima de tensión de 70 ksi (Se encuentran más datos en publicaciones de la American Welding Society (AWS) o American Institute for Steel Construction (AISC)).

Se recomienda que la resistencia del electrodo seleccionado sea aproximada a la del metal base que se va a soldar.

Número de electrodo	Resistencia a la tracción		Límite de fluencia		Alargamiento por 100
	kg/cm ²	psi	kg/cm ²	psi	
E60xx	4,350	62,000	3,520	50,000	17-25
E70xx	4,920	70,000	4,000	57,000	22
E80xx	5,620	80,000	4,700	67,000	19
E90xx	6,330	90,000	5,400	77,000	14-17
E100xx	7,030	100,000	6,000	87,000	13-16
E120xx	8,440	120,000	7,500	107,000	14

Tabla especificaciones electrodos - Sistemas de numeración especificados por la American Welding Society (AWS) para los electrodos. Este sistema emplea un prefijo E delante de un sistema de numeración de cuatro o cinco dígitos, en los que las dos o tres primeras filas designan la resistencia a la tracción aproximada. El último dígito indica ciertas variables en la técnica de la soldadura, como el tipo de corriente. El penúltimo dígito indica la posición de la soldadura como, por ejemplo, plana, vertical o superior.

Los electrodos con mayor semejanza a la resistencia del material base son un E60XX y un E70XX pero teniendo en cuenta que actualmente los electrodos E60xx se consideran obsoletos, el electrodo seleccionado finalmente es un E70XX

Material electrodo

Electrodo rutilico E7024

Norma Standard: ASW A5.1

Resistencia tracción: $\sigma_t = 70\text{ksi} = 4920 \text{ kg/cm}^2$

la AWS recomienda que los esfuerzos en una soldadura se limiten al 30% de la resistencia a la tensión del electrodo. Este valor tiene un factor de seguridad intrínseco mínimo contra la fractura

Tensión Admisible $\sigma_a = 0.30 \sigma_t = 0.30 * 4920 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \approx 1476 \text{ kg/cm}^2$

4.5.3.1 Distribución de cargas sobre el marco

De acuerdo a lo desarrollado en “4.2.4.1 -Distribución de cargas sobre marco”
Situación ideal de montaje”

Los diagramas de esfuerzos arrojan los siguientes resultados

-Diagrama esfuerzo axial

$$N_{0 \leq x \leq 1000} = 0$$

-Diagrama esfuerzos de corte

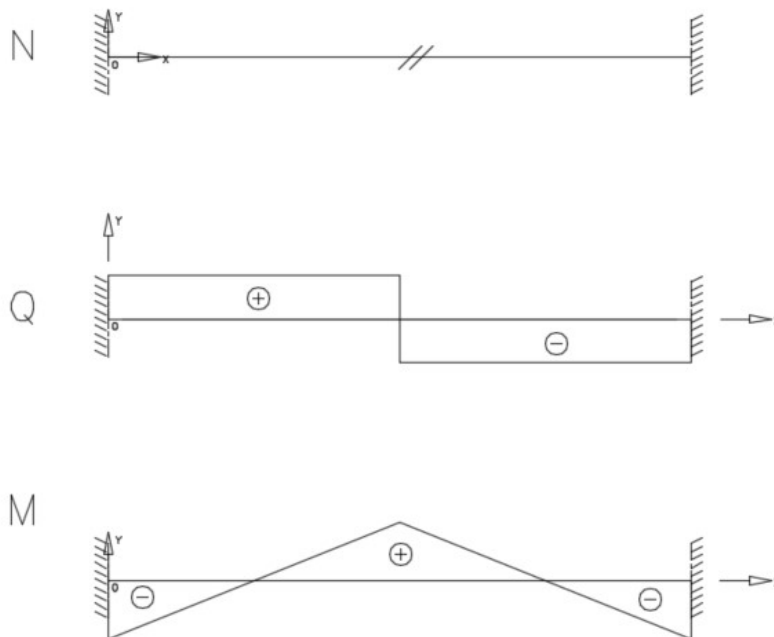
$$Q_{0 \leq x \leq 500} = R1 = 75kgs$$

$$Q_{500 \leq x \leq 1000} = R1 - \frac{P}{2} = -75kgs$$

-Diagrama de momento

$$M_{0 < x < 500} = \frac{P/2}{8} \cdot (4x - L)$$

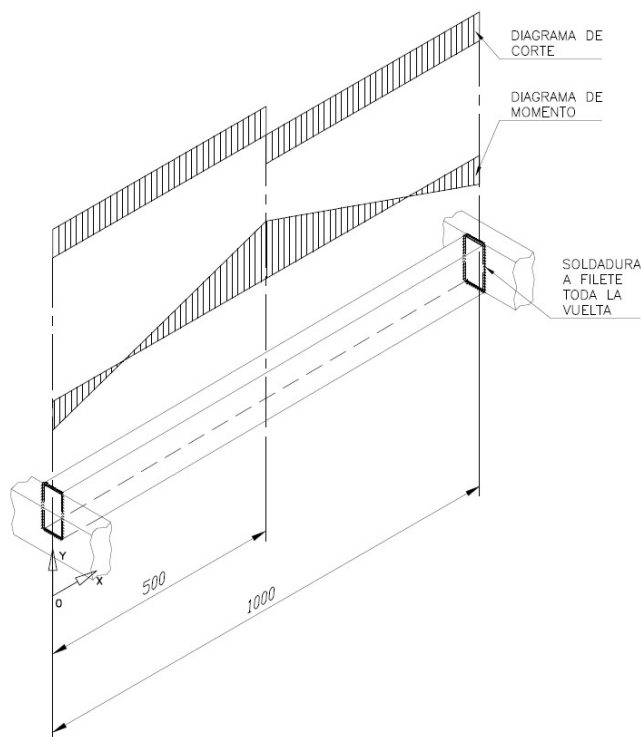
$$M_{500 < x < 1000} = \frac{P/2}{8} \cdot (3 \cdot L - 4x)$$



4.5.4 Cálculo de tensiones

Para el siguiente cálculo se utiliza el método que considera la soldadura como una línea (adoptado del libro “Diseño de elementos de máquinas” de Robert L. Mott (ISBN: 970-26-0812-0)) donde se analiza la soldadura por separado, para cada tipo de carga, y se determina la fuerza por pulgada de lado de soldadura debido a cada carga. Entonces, se combinan las cargas vectorialmente para calcular la fuerza máxima.

Según lo visto en el diagrama de carga, la soldadura soporta esfuerzos de corte y de flexión.



- Tensión debida al corte vertical directo

$$f_{corte} = \frac{Q}{A_w}$$

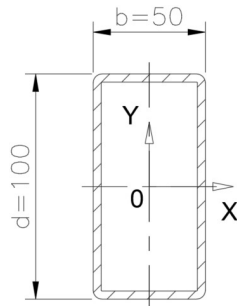
Donde:

f_{corte} = Carga por longitud de cordón

Q = Esfuerzo de corte sobre soldadura

A_w = Factor geométrico área/longitud

Factor geométrico rectangular (obtenido de Figura 20-8 – Sección 20-4 Uniones soldadas ““Diseño de elementos de máquinas” de Robert L. Mott)



$$A_w = 2b + 2d$$

Reemplazando

$$f_{corte} = \frac{Q_{(0)}}{A_w} = \frac{75kg}{2 * 5cm + 2 * 10cm} = 2.5 \frac{kg}{cm}$$

Tensión debida a flexión

$$f_{flexion} = \frac{M}{S_w}$$

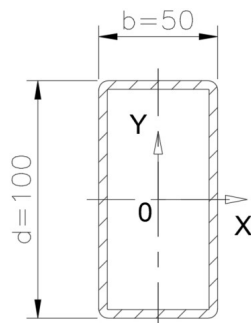
Donde:

$f_{flexión}$ = Carga por longitud de cordón

M = Momento sobre soldadura

S_w = Módulo de sección

Módulo de sección rectangular (obtenido de Figura 20-8 – Sección 20-4 Uniones soldadas ““Diseño de elementos de máquinas” de Robert L. Mott)



$$S_w = bd + (d^2/3)$$

Reemplazando

Integrantes:

Carcache, Pablo

Gentile, Pablo

Ramírez, Damián

$$f_{flexion} = \frac{M_{(0)}}{S_w} = \frac{\frac{P/2 \cdot L}{8}}{bd + d^2/3} = \frac{2940 \text{ kgcm}}{5 \text{ cm} * 10 \text{ cm} + \frac{(10 \text{ cm})^2}{3}} = 35 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}$$

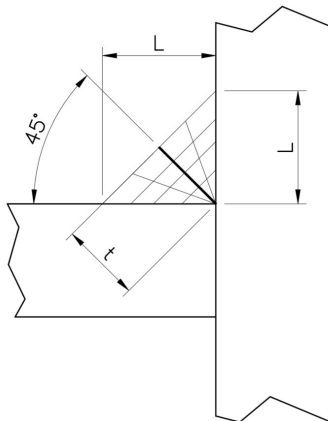
Fuerza resultante

Se calcula la magnitud de la fuerza resultante, que será la carga por cm de soldadura

$$F_R = \sqrt{f_{corte}^2 + f_{flexion}^2} = \sqrt{2.5^2 + 35^2} = 35.4 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}$$

4.5.5 Tamaño filete soldadura mínimo

Las dimensiones fundamentales que sirven para determinar un cordón de soldadura son la garganta (t) y la longitud (L). La garganta (t) es la altura del máximo triángulo isósceles cuyos lados iguales están contenidos en las caras de las dos piezas a unir y es inscribible en la sección transversal de la soldadura.



Siendo la fuerza resultante por centímetro de soldadura $F_R = 35.4 \text{ kg/cm}$, y la tensión admisible del electrodo $\sigma_a = 1476 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$, la garganta resulta:

$$t = \frac{F_R}{\tau_{per}} = \frac{35.4 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}}{1476 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} = 0.023 \text{ cm} = 0.26 \text{ mm}$$

Por lo tanto, utilizando relaciones trigonométricas el cateto resulta:

$$L = \frac{t}{\cos 45^\circ} = \frac{0.26}{\cos 45^\circ} = 0.47mm$$

El cateto de la soldadura debe ser por lo menos de 0.47mm. Al ser el valor muy pequeño para soldarlo en la práctica, adoptamos el criterio recomendado según la AWS teniendo en cuenta el espesor del tubo rectangular

Tamaños mínimos de soldadura en filetes*

Espesor del metal base (T) Tamaño mínimo de la soldadura

tamaño en pulgadas

$T \leq 1/4$	1/8
$1/4 < T \leq 1/2$	3/16
$1/2 < T \leq 3/4$	1/4
$3/4 < T$	5/16

tamaños en mm

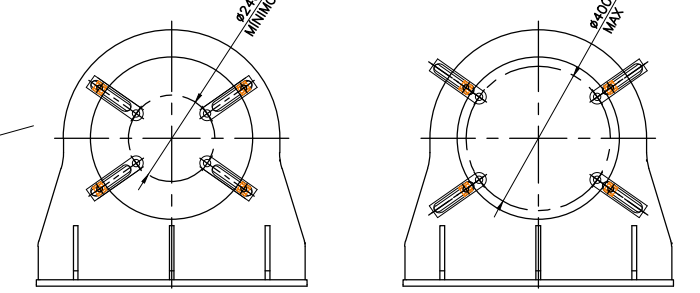
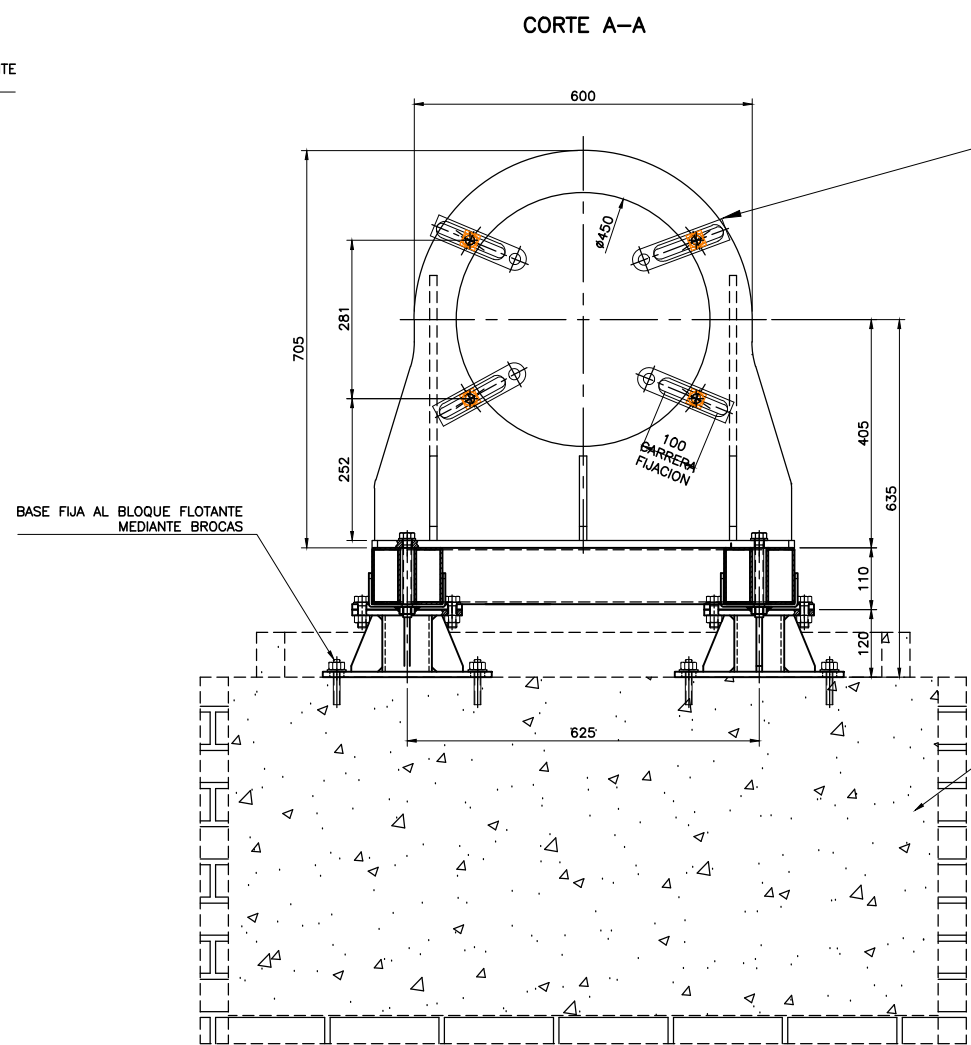
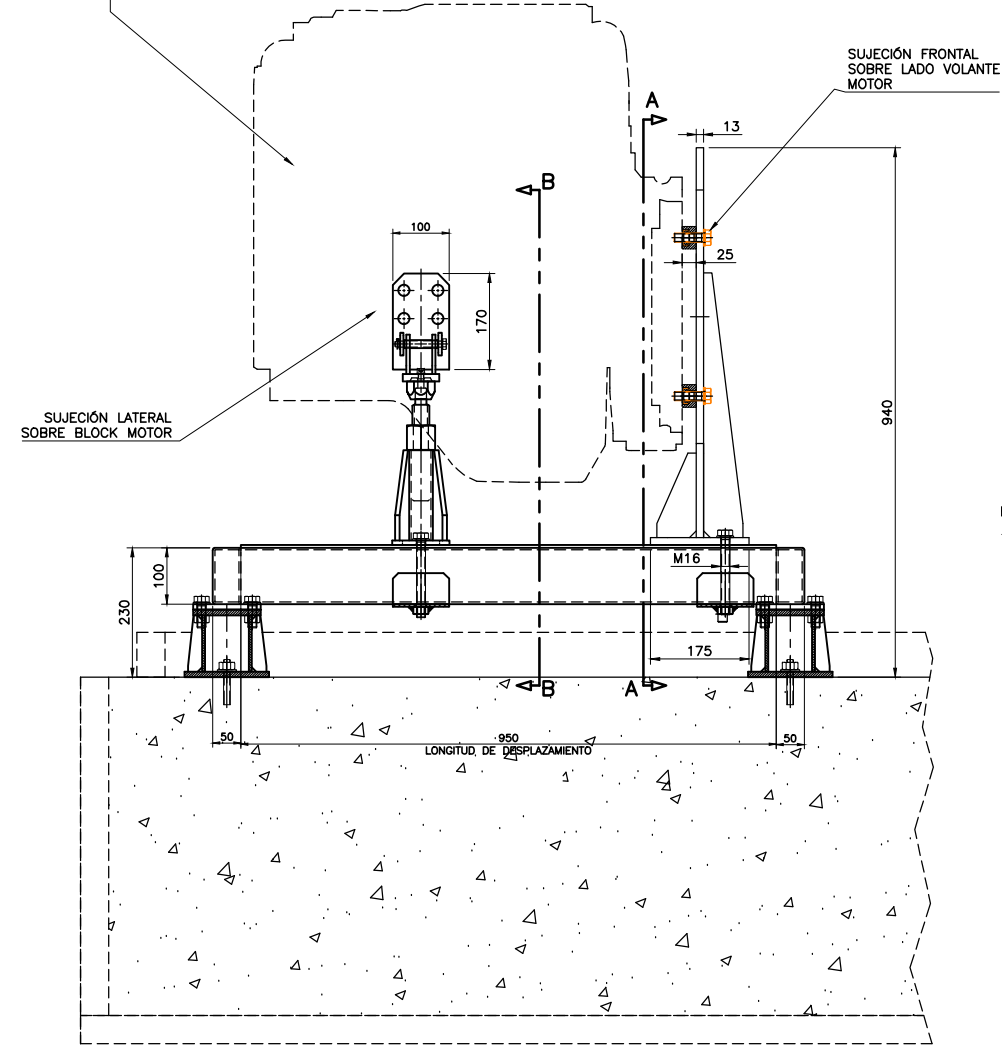
$T \leq 6$	3
$6 < T \leq 12$	5
$12 < T \leq 20$	6
$20 < T$	8

Tabla 5.8 AWS D1.1

La soldadura consta de un filete de 3mm de cateto alrededor de todo el perfil, ya que el perfil tiene un espesor menor a 6mm

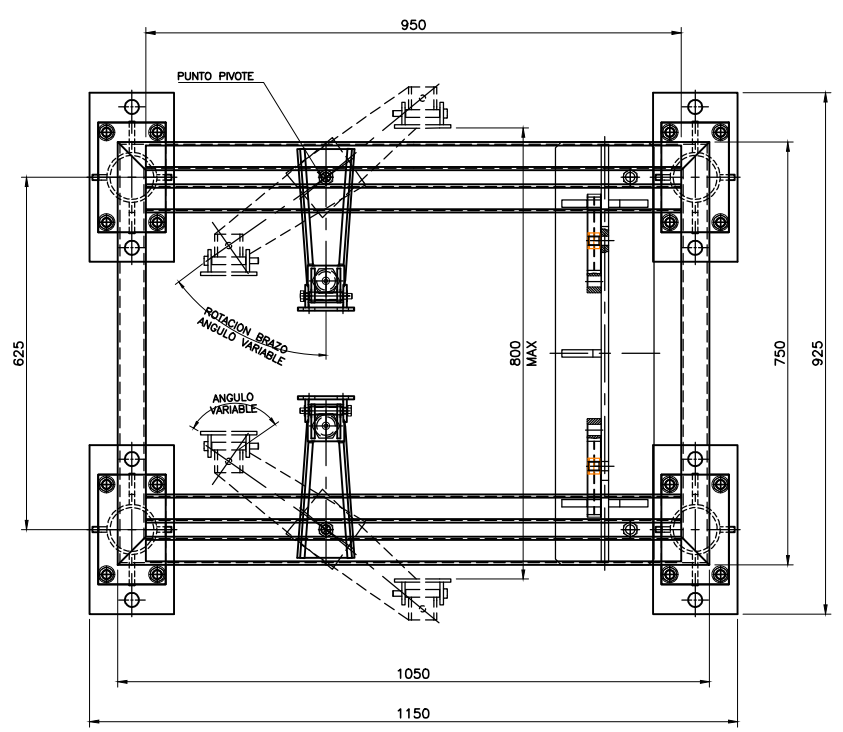
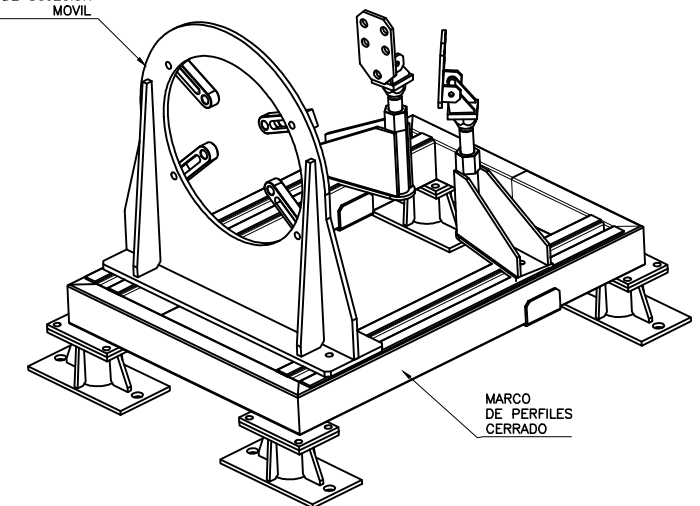
MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA
 PESO MAX: 300 kgs
 TAMAÑO MAX: 800mm x 800mm x 800mm

DIÁMETROS MAX Y MIN CHAPA FRONTAL

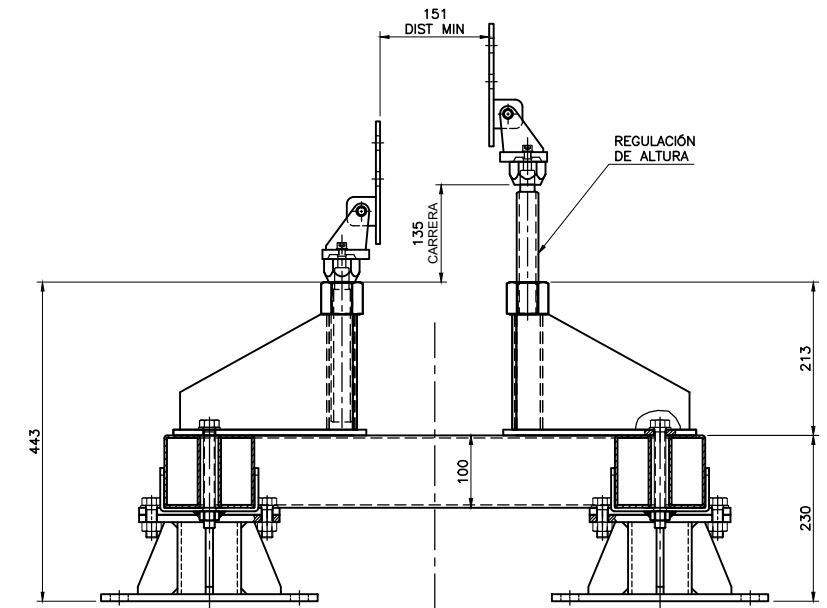


BLOQUE DE HORMIGÓN FLOTANTE PARA ABSORBER VIBRACIONES

PLACA DE SUJECIÓN MOVIL



CORTE B-B
 Esc 1: 5



DOCUMENTOS DE REFERENCIA

- ETAPA 3 INFORME DISEÑO CONCEPTUAL, INGENIERIA BÁSICA
- ANEXO 2 MEMORIA DE CÁLCULO BASE SOPORTE MOTOR

REV	EJEC	REVI.	APROBÓ	DESCRIPCIÓN
C	PAC	FMA	FMA	EMISIÓN PARA ESTUDIO
Escalas: 1: 6.4				UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA
PROYECTO FINAL	TÍTULO	BANCO DE PRUEBAS PARA MCI INGENIERÍA BÁSICA – BANCO SOPORTE MOTOR		FECHA: 23/06/2021
				E3-2-01

Anexo 3 – Memoria de cálculo - Transmisión

Contenido

1.	Análisis de componentes.....	2
2.	Carga considerada.....	3
2.1	Torque admisible.....	3
2.2	Torque de trabajo - factores de carga.....	3
2.2.1	Factor angular	3
2.2.2	Factor de seguridad.....	5
2.3	Materiales para ejes.....	5
2.4	Cálculos	6
2.4.1	Diámetro eje.....	6
2.4.2	Capacidad torsional de nervado.....	7
2.4.3	Longitud.....	9
2.5	Cuadro resumen: Datos característicos	10
3.	Alternativa selección: junta universal cardan.....	10
4.	Alternativa selección: junta homocinética.....	12
4.1	Esfuerzos considerados.....	12
4.1.1	Ficha técnica del vehículo	13
4.1.2	Ficha tecnica freno dinanometrico	13
4.2	Cálculos	14
4.2.1	Solicitud máxima según freno	14
4.3	Solicitud máxima condiciones de uso vehicular	14
4.4	Comparación de esfuerzos.....	15
5.	Conclusión.....	16
6.	Verificación tornillos	17
6.1	Material utilizado	18
6.2	Datos generales de sección.....	18
6.3	Calculo de torque requerido (precarga).....	18
6.4	Tornillos precargados a la tensión	22

1. Análisis de componentes.

Una transmisión en la cual se permite variar el ángulo de trabajo consta generalmente de las siguientes partes.

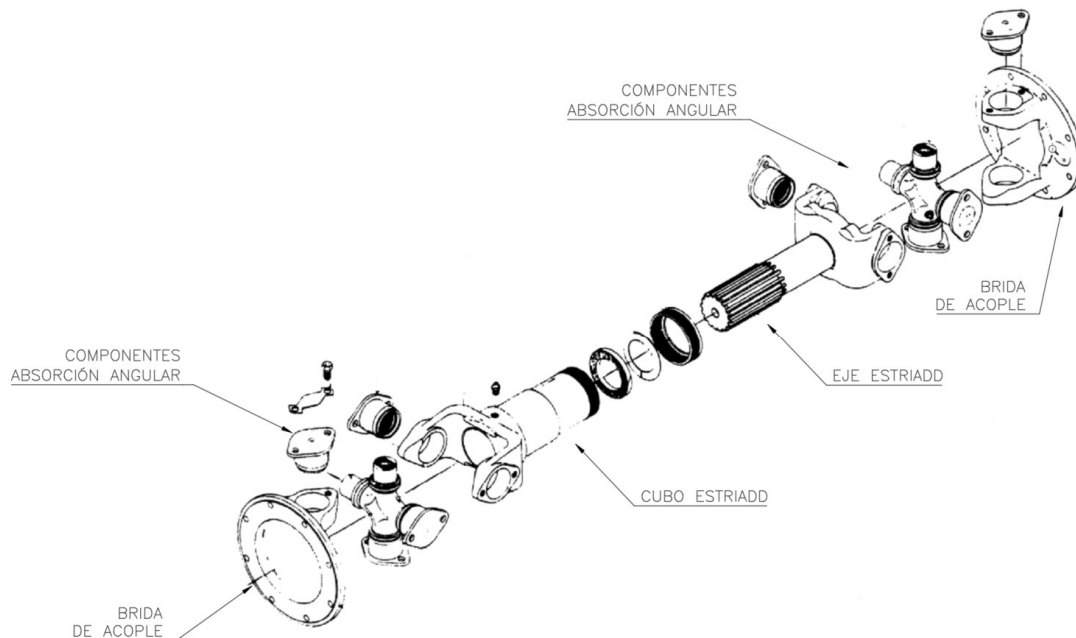
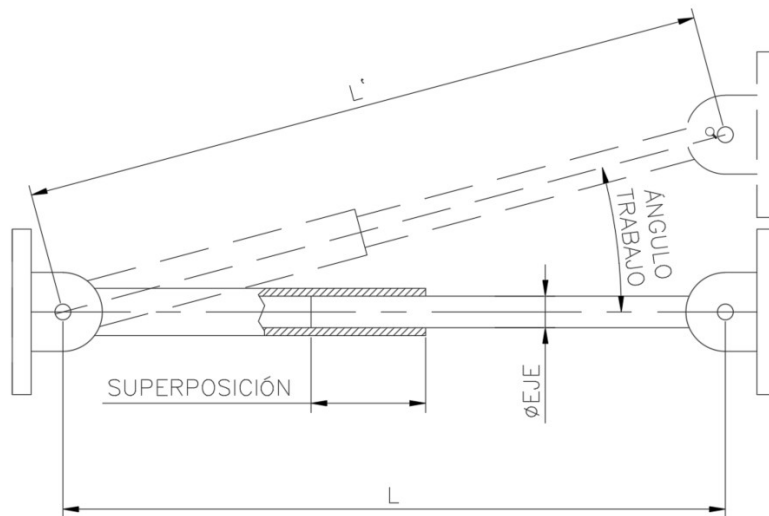


Imagen extraída de norma SAE J901-2000 – Universal joints and driveshafts

Tanto el eje como el cubo estriado sirven para regular la longitud del conjunto. Los componentes de absorción angular son piezas complejas y existen de varios tipos, tales como juntas universales, juntas del tipo Hooke, juntas dobles, juntas homocinéticas Rzeppa, juntas homocinéticas Glaenzer, etc.

El modelo se puede idealizar de manera de poder estudiar sus características principales de manera de tener un parámetro de referencia tanto de resistencias como de tamaños.



Los datos necesarios para poder realizar una selección adecuada son el par a transmitir, las RPM (revoluciones por minuto) y el ángulo de trabajo.

Las características principales son:

- Material del componente
- Diámetro mínimo del eje nervado
- Longitud
- Capacidad de torque y superposición del eje y cubo nervado

2. Carga considerada

2.1 Torque admisible

Como se especificó anteriormente (Etapa3 - Informe - 4.2 Parámetros de diseño) las condiciones de borde las impone el freno dinamométrico y su torque máximo.

→ Torque máximo Freno Dinamométrico (4000 RPM): 569 Nm

Datos obtenidos de ficha técnica freno dinamométrico eléctrico de corrientes parásitas Marca MWD – modelo NL260e

2.2 Torque de trabajo - factores de carga

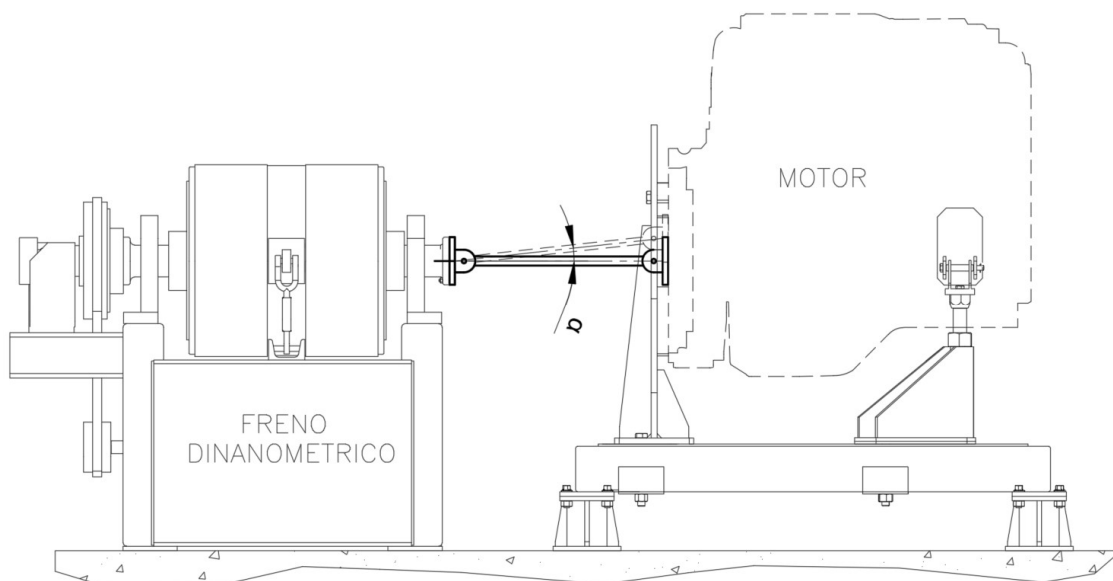
2.2.1 Factor angular

La capacidad de transmisión de torque varia con el ángulo de trabajo máximo al que está sometido el componente. Debido a esto los

fabricantes de este tipo de transmisiones basándose en sus propios ensayos y experiencias acompañados de la norma DIN 808 de juntas universales, brindan tablas con factores de acuerdo con el ángulo de trabajo.

Angulo (α)	Factor F
5°	1,25
10°	1
15°	0,8
20°	0,65
25°	0,55
30°	0,45
35°	0,38
40°	0,3
45°	0,25

Tabla extraída catalogo COTRANSA de juntas universales.



Tomando un ángulo de trabajo de 15° el torque se verá afectado de la siguiente manera:

$$T_{real} = \frac{T_{freno}}{F} = \frac{569 Nm}{0.8} = 711 Nm$$

Donde:

T_{real} = Par transmitido en operación (con 15º)

T_{freno} = Par torsor de diseño (freno dinamométrico)

F = Factor angular

2.2.2 Factor de seguridad

En este documento se emplearán los lineamientos sugeridos del libro “Diseño de elementos de máquinas” de Robert L. Mott (ISBN: 970-26-0812-0) mostrados en la Sección 5-7 – Factores de diseño, donde:

Se usará factor de seguridad (N) = 2.0 en diseños típicos de ejes, donde hay una confianza promedio en los datos de resistencia del material y de las cargas.

2.3 Materiales para ejes

La mayoría de los ejes maquinados se fabrican con acero de bajo o medio carbono, ya sea rolando en frío o rolando en caliente; sin embargo, cuando se necesitan mayores resistencias se emplean aleaciones.

Por sus propiedades mecánicas, los materiales propuestos para el eje a diseñar serán:

NOMENCLATURA	RESISTENCIA A LA TENSIÓN		RESISTENCIA A LA FLUENCIA	
	Su	Unidad	Sy	Unidad
SAE 1040	496000000	[N/m ²]	290000000	[N/m ²]
SAE 1045 (LAMINADO EN CALIENTE)	588000000	[N/m ²]	372000000	[N/m ²]
SAE 1045 (TEMPLE Y REVENIDO)	550000000	[N/m ²]	313000000	[N/m ²]
SAE 4140 (LAMINADO EN CALIENTE)	686000000	[N/m ²]	392000000	[N/m ²]
SAE 4140 (TEMPLE Y REVENIDO)	980000000	[N/m ²]	735000000	[N/m ²]
SAE 6150	662000000	[N/m ²]	407000000	[N/m ²]

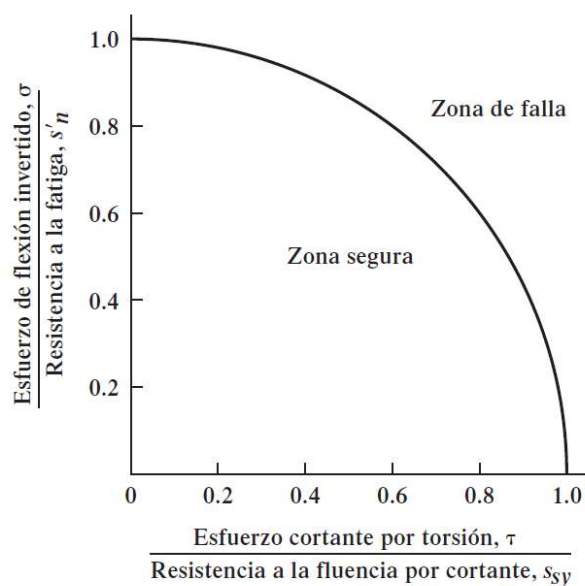
Valores de referencia obtenidos de diferentes fabricantes de acero que brindan la ficha técnica del material

2.4 Cálculos

2.4.1 Diámetro eje

Para determinar el diámetro mínimo del eje, el siguiente cálculo se basa en la norma ANSI/ASME B106.1M – “Desing of transmisión shafting”.

La ecuación de diseño se basa en el principio que se muestra en la siguiente gráfica, donde el eje vertical es la relación del esfuerzo flexionante invertido y la resistencia a la fatiga del material; el eje horizontal es la relación del esfuerzo cortante torsional y la resistencia a la fluencia por cortante del material. Los puntos que tienen el valor de 1.0 indican la falla inminente en flexión pura o en torsión pura, respectivamente.



Los datos experimentales indican que la falla, bajo combinaciones de flexión y torsión, sigue aproximadamente el arco que une esos dos puntos, cuya ecuación es la siguiente:

$$\left(\frac{\sigma}{s'_n}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{s_{ys}}\right)^2 = 1$$

Desarrollando la fórmula para ejes sólidos se puede despejar el diámetro de la ecuación quedando:

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_t M}{s'_n}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{s_y}\right)^2} \right]^{1/3}$$

Al ser nuestro caso torsión pura, el primer término dentro de la raíz es igual a 0

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\frac{3}{4} \left(\frac{T}{s_y}\right)^2} \right]^{1/3}$$

Donde:

Símbolo	Descripción	Apartado	Valor		Unidad
N	Factor de seguridad	2.2.2 – Factor de seguridad	2		-
T	Par torsor	2.2.1 – Factor angular	711		N.m
Sy	Resistencia a la fluencia	2.3 - materiales para ejes	AISI 1040	290000000	N/m ²
			SAE 1045 (laminado en caliente)	372000000	
			SAE 1045 (temple y revenido)	313000000	
			SAE 4140 (laminado en caliente)	392000000	
			SAE 4140 (temple y revenido)	735000000	
			AISI 6150	407000000	

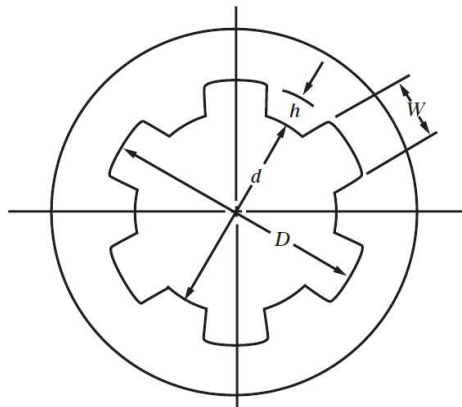
Resolviendo para cada material nos da un diámetro mínimo de:

MATERIAL	DIÁMETRO MIN	UNIDAD
AISI 1040	35,11	[mm]
SAE 1045 (LAMINADO EN CALIENTE)	32,32	[mm]
SAE 1045 (TEMPLE Y REVENIDO)	34,23	[mm]
SAE 4140 (LAMINADO EN CALIENTE)	31,76	[mm]
SAE 4140 (TEMPLE Y REVENIDO)	25,75	[mm]
AISI 6150	31,36	[mm]

El material que nos brinda un menor diámetro es el SAE 4140 Templado y revenido, el cual es un acero comercial y se utilizara para el diseño de este eje.

2.4.2 Capacidad torsional de nervado

Para transmitir el torque se utiliza un acople de eje nervado, las estrías rectas se fabrican con las especificaciones de la Sociedad de Ingenieros Automotrices (SAE), y suelen tener 4, 6, 10 o 16 estrías.



Formula de SAE para estrías rectas

Núm. de estrías	W, para todos los ajustes	A: Ajuste permanente		B: Para deslizar sin carga		C: Para deslizar bajo carga	
		h	d	h	d	h	d
Cuatro	0.241D	0.075D	0.850D	0.125D	0.750D		
Seis	0.250D	0.050D	0.900D	0.075D	0.850D	0.100D	0.800D
Diez	0.156D	0.045D	0.910D	0.070D	0.860D	0.095D	0.810D
Dieciséis	0.098D	0.045D	0.910D	0.070D	0.860D	0.095D	0.810D


Tabla 11-4 Capítulo 11 “Cuñas, acoplamientos y sellos” - libro “Diseño de elementos de máquinas” de Robert L. Mott (ISBN: 970-26-0812-0)

De lo calculado anteriormente (2.4.1 diámetro eje) tenemos que el diámetro mín. $d = 26\text{mm}$. Y de la tabla para estrías rectas tenemos que, para un ajuste que deslice bajo carga (última columna de tabla 11-4), con un numero de estrías igual a seis (mínimo número de estrías) se obtiene:

- $N = 6$
- $d = 26\text{mm}$
- $D = \frac{d}{0.8} = \frac{26\text{mm}}{0.8} = 32.5\text{mm}$
- $W = 0.250 \cdot D = 0.250 \times 32.5\text{mm} = 8.125\text{mm}$
- $h = 0.100 \cdot D = 0.100 \times 32.5\text{mm} = 3.25\text{mm}$

La capacidad de par torsional para las estrías SAE se basa en el límite de esfuerzo de compresión de 1000 psi sobre los lados de las estrías, para lo cual se deduce la siguiente fórmula (Formula 11-10 - *Diseño de elementos de máquinas* de Robert L. Mott):

$$T = 1000 N \frac{D^2 - d^2}{8} = [Lbf]$$

Fecha: 23/06/2021	Anexo 3 – Memoria de cálculo - Transmisión	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Delta	
REV: 04			

Donde T es la capacidad de par torsional por pulgada longitud de estría, dado que la formula se basa en el sistema de unidades estadounidenses, y sabiendo que 1000PSI = 6.895 N/mm²

$$T = 6.895 N \frac{D^2 - d^2}{8} = [N]$$

Donde T es la capacidad de par torsional por milímetro de longitud de estría.

$$T = 6.895 \times 6 \times \frac{32.5^2 - 26^2}{8} = 1966.5 N$$

Agregándole una superposición entre eje y cubo estriado de 370mm = 0.37m, logramos una capacidad de torque máxima de:

$$\text{Capacidad de torque} = T \cdot \text{Superposición} = 1966.5 N \times 0.350m = 727,5 Nm$$

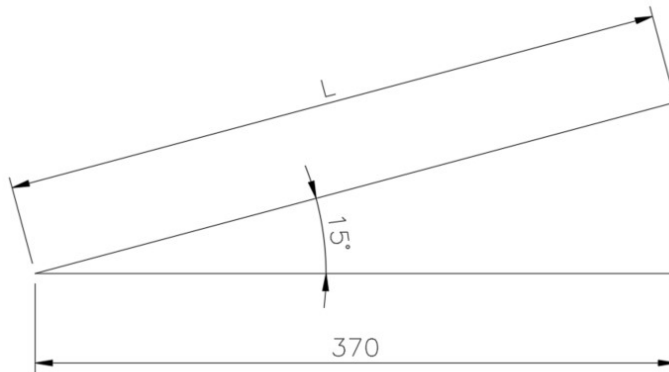
Comparándolo con el torque de diseño calculado en el apartado “2.2 – torque de trabajo – factores de carga” vemos que la superposición es suficiente para cubrir el par torsor de trabajo.

Capacidad de torque > Torque de diseño
727.5Nm > 711 Nm

2.4.3 Longitud

Sabiendo la superposición necesaria del eje sobre el cubo y el ángulo de trabajo, podemos determinar que longitud debe aumentar para lograr dicho ángulo de trabajo.

Utilizando relaciones geométricas.



$$L = \frac{\text{Opuesto}}{\text{Cos}(\alpha)} = \frac{370\text{mm}}{\text{Cos}(15)} = 383\text{mm}$$

Esta es la longitud mínima que deberá tener la transmisión sin contar las juntas para transmitir el ángulo, se necesitan 13mm extra de longitud para compensar el ángulo de trabajo.

2.5 Cuadro resumen: Datos característicos

<i>Datos de entrada</i>	<i>Valor</i>	<i>Unidad</i>
<i>Par a transmitir</i>	569	[N.m]
<i>Velocidad</i>	4000	[RPM]
<i>Angulo de trabajo</i>	15	[°]

<i>Características de diseño</i>	
<i>Material</i>	AISI 4140 Templado y revenido
<i>Diámetro mínimo</i>	26 [mm]
<i>Superposición estriada</i>	0,37 [m]
<i>Longitud regulación mínima</i>	13 [mm]

3. Alternativa selección: junta universal cardan.

Las juntas universales permiten unir dos ejes no coaxiales. Su objetivo es transmitir el movimiento de rotación desde un eje conductor a otro conducido. Las juntas cardánicas son mecanismos simples y robustos. Están constituidas por dos piezas en forma de horquilla conectadas entre sí por medio de otra pieza en forma de cruz (crucecita).

Comercialmente las juntas de este tipo (DIN 808) se seleccionan según el torque a transmitir y las RPM.

Para el torque en nuestro caso determinado por el torque máximo del freno y los factores de seguridad (2.2 – torque de trabajo - factores de carga) el torque de diseño es:

$$T_{admisible} = \frac{T_{freno}}{F} \cdot N = \frac{569 Nm}{0.8} \cdot 2 = 1422 Nm$$

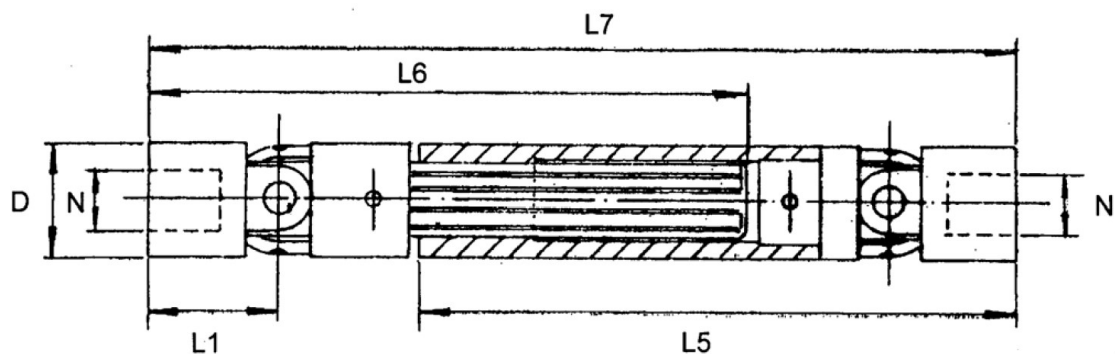
$T_{admisible}$ = Par torsor de diseño admisible

T_{freno} = Par torsor máximo (freno dinamométrico)

F = Factor angular (a 15°)

N = Factor de seguridad

Para esos valores de torsión, el catálogo del fabricante COTRANSA sugiere un conjunto telescópico – “serie de precisión TF” y el modelo que se adecua a nuestras prestaciones es el siguiente:



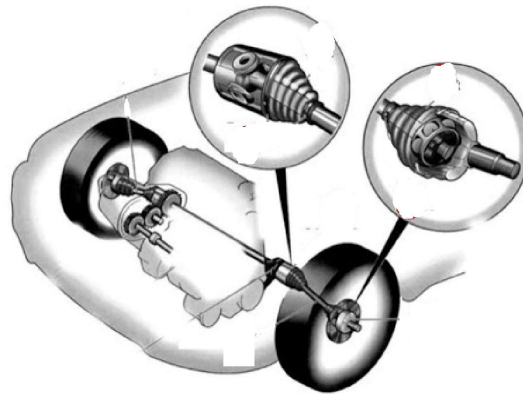
MODELO	D	C	L1	L2	L5	L6	L7		Perfil Eje	Par Max [Nm]
							Cerrada	Abierta		
TF63CX	63	33	65	130	222	221	352	392	Estriado 925 26x32x6	2400
TF63CY					282	281	412	512		
TF63CZ					332	331	462	612		

Catálogo COTRANSA – Conjuntos telescópicos serie TF

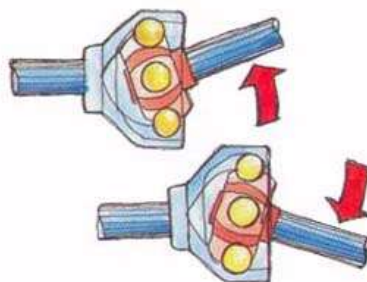
Comparando las medidas con los datos calculados anteriormente, resultan similares en diámetro y longitud, lo cual es un buen indicio sobre los cálculos previamente realizados.

4. Alternativa selección: junta homocinética.

La junta homocinética es una unión articulada, que transmite el par que brinda el motor a la rueda permitiendo movimientos angulares sin perder tracción.



La junta consta de seis bolas que se alojan en una jaula especial o caja de bolas. A su vez, las bolas son solidarias al árbol conductor y al conducido; este acoplamiento se produce debido a que las bolas también se alojan en unas gargantas tóricas, que están espaciadas uniformemente a lo largo de dos piezas, interior y exterior. La pieza exterior, en forma de campana, está unida al árbol conducido, en el lado de la rueda. La pieza interior es el núcleo del eje conductor, eje que, a su vez, se une a la junta homocinética que sale de la caja de cambios.



Debido a sus prestaciones, es un componente con unas buenas características para nuestro caso de estudio.

4.1 Esfuerzos considerados

Las condiciones de funcionamiento de la transmisión están acotadas por las condiciones de uso del vehículo y el mayor torque que puede entregar el freno dinámico.

Para la verificación se toma un motor de Pick Up Volkswagen Amarok con transmisión 4x4, siendo que dicho motor dispone de uno de los torques más elevados dentro de nuestro rango de ensayo.

4.1.1 Ficha técnica del vehículo

Volkswagen Amarok	
Alimentación	DIESEL (Inyección common rail)
N.º Cilindros	4
Cilindrada	1966 cc
Potencia	163 CV
Par motor máximo	400 Nm a 1500 rpm
Tracción	4x4
Caja	Manual: 6 velocidades

Relación de transmisión	
Relación 1º velocidad	4,81
Relación 2º velocidad	2,54
Relación 3º velocidad	1,5
Relación 4º velocidad	1
Relación 5º velocidad	0,76
Relación 6º velocidad	0,63

Ficha técnica Amarok 4x4 – Volkswagen

4.1.2 Ficha técnica freno dinámico

- Motores de combustión interna (MCI) - Diesel y/o Gasolina
- Vehículos de tipo liviano (Vehículo destinado al transporte de hasta cinco personas con un peso bruto de menos de 2.700 kg. excluidos los de tres o menos ruedas)

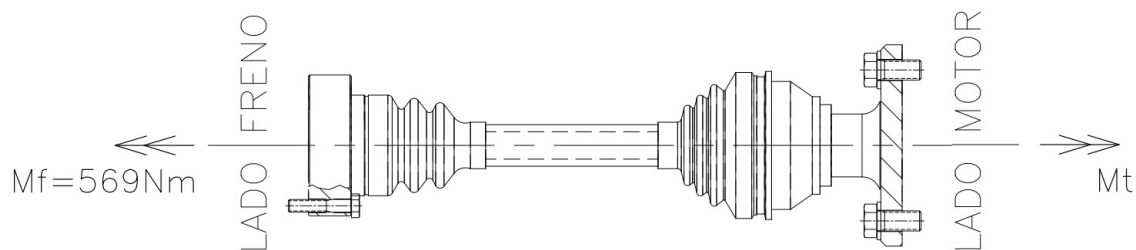
DINAMOMETRO MODELO NL 260	
Absorción de potencia	350CV a 3500 RPM
Torque máximo a 4000 RPM	58kgf.m = 569N.m

4.2 Cálculos

4.2.1 Solicitación máxima según freno

De acuerdo a lo visto anteriormente (4.1.2 - Ficha técnica freno dinamométrico), el torque maximo soportado por el freno dinamometrico es de

$$M_{max} = 58kg.m = 569Nm$$



Esto genera en el semieje un momento torsor $M_t = 569Nm$

4.3 Solicitación máxima condiciones de uso vehicular

Al no disponer de datos técnicos del componente, su solicitud se estima con la resistencia de torsión máxima que soporta el semieje en operación. Se tomará como valor indicativo el máximo torque posible entregado por el motor.

El máximo torque posible que podrá generar el motor será el correspondiente al vehículo en primera marcha

Por relación de reducción

$$M = w . T = constante$$

Donde:

P = Par motor maximo

w = Reduccion

T = Torque motor

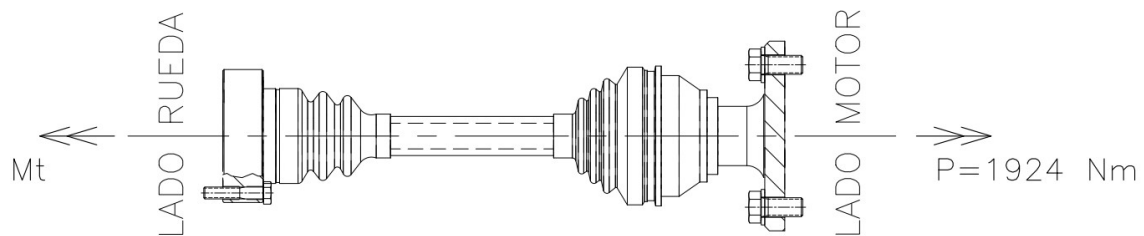
De acuerdo a la ficha técnica del vehículo vista anteriormente (Volkswagen Amarok) sabemos que el par motor máximo $T = 400\text{Nm}$ y la reducción en 1ra marcha (donde se genera el mayor torque) es de $w = 4.81$. Entonces:

$$P = w \cdot T$$

$$P = 4.81 \cdot 400\text{Nm}$$

$$P = 1924\text{Nm}$$

Esto quiere decir que el torque máximo producido por el motor es de $P=1924$ Nm, el cual produce en el semieje un momento torsor de igual valor.




4.4 Comparación de esfuerzos

Si se comparan los esfuerzos de torsión máximos tanto en situación de uso vehicular como el torque máximo del freno

$$1.924 \text{ Nm} > 569 \text{ Nm} \rightarrow \text{VERIFICA}$$

Teniendo en cuenta que el semieje es capaz de resistir el máximo torque posible que entrega el motor ($M_m=1924\text{Nm}$ en primera marcha) será capaz entonces de soportar el máximo torque que puede medir el freno ($M_f=569\text{Nm}$)

Fecha: 23/06/2021	Anexo 3 – Memoria de cálculo - Transmisión	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Delta	
REV: 04			

5. Conclusión.

Por lo expuesto anteriormente existen varias alternativas para la transmisión de potencia del freno a motor.

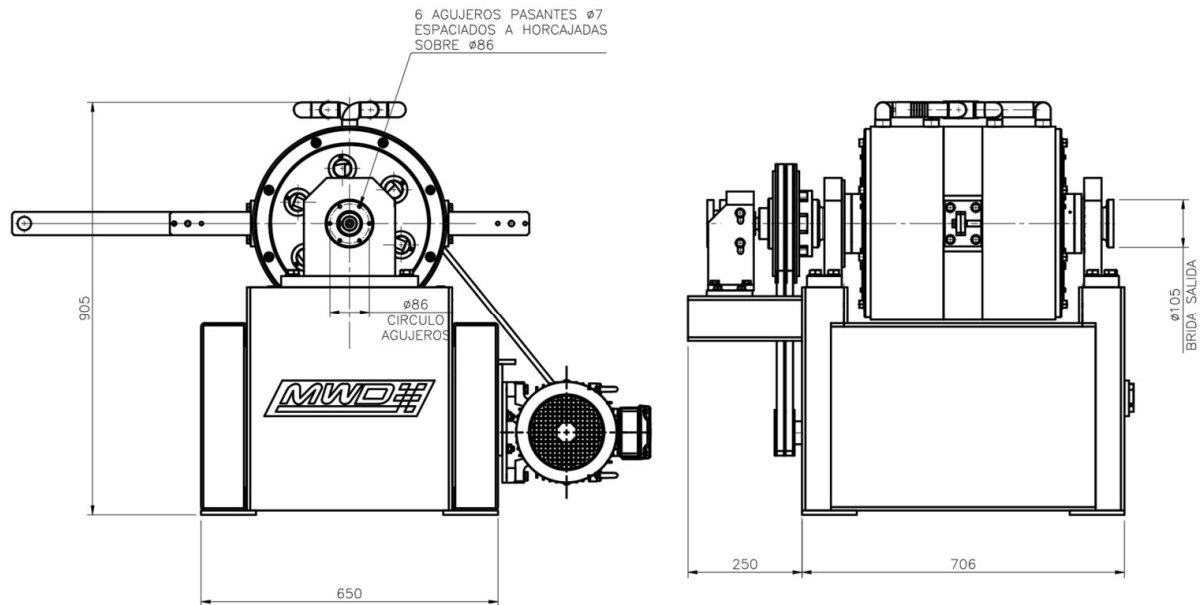
A diferencia de las juntas cardán, las juntas homocinéticas pueden transmitir el movimiento rotativo sin variar la velocidad relativa entre el eje conductor y el conducido, independientemente del ángulo que formen ambos ejes. Por el contrario, las Juntas Cardán, a medida que aumenta el ángulo entre el eje conducido y el conductor, varían la velocidad relativa entre ambos produciendo vibraciones cíclicas.

Dicho esto, y considerando nuestro caso particular, las juntas homocinéticas resultan más convenientes de utilizar ya que se evitarían problemas de mediciones (debido a vibraciones) y se lograría un movimiento rotativo sin variar la velocidad entre ejes.

También existe la alternativa del diseño y fabricación propia, lo cual generaría un gasto excesivo teniendo en cuenta las opciones comerciales que brinda el mercado. Sin embargo, como se demostró en los cálculos preliminares de referencia, se poseen las herramientas necesarias para desarrollar la ingeniería necesaria en caso de ser requerido.

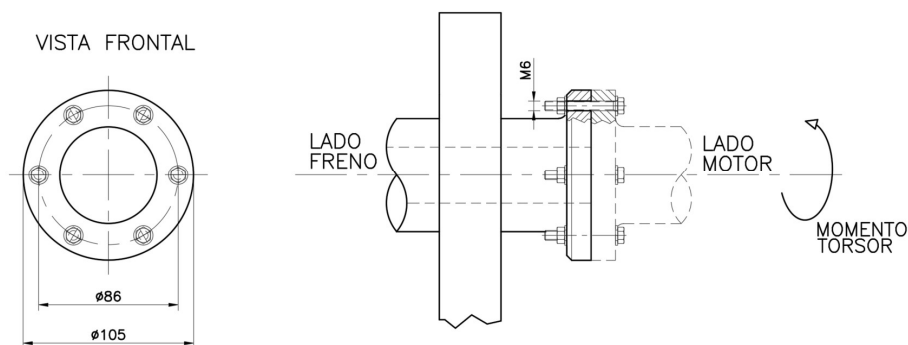
6. Verificación tornillos

La transmisión se sujeta al freno y al motor mediante tornillos. El freno dinamométrico posee una brida de salida con una distribución de agujeros ya definida por el fabricante.



Dimensiones generales freno dinamométrico MWD Modelo NL 260

Esta distribución de agujeros es adecuada para seis tornillos métricos diámetro 6mm. Estos tornillos deberán de soportar el torque aplicado, y será la base para el siguiente calculo.



Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

6.1 Material utilizado

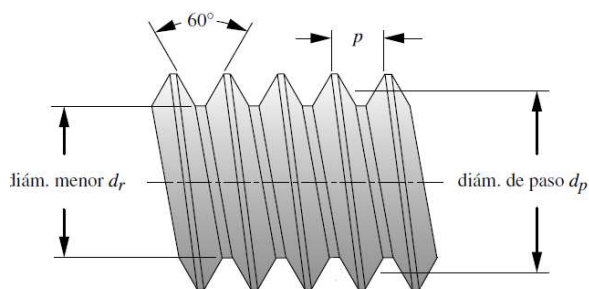
Tornillo métrico – M6 Paso 1 - Clase 12.9

Norma standard: ISO 898-1

Resistencia tracción: 1200 MPa = 12236.5 kg/cm²

Resistencia a fluencia: 1080 MPa = 11013 kg/cm²

6.2 Datos generales de sección



Donde:

-Diámetro de paso (dp)= 5.350mm

-Diámetro menor (dr)= 4.774mm

-Paso (p)=1mm

-Área de esfuerzo a la tensión: $A_t = \frac{\pi}{4} \left(\frac{dp+dr}{2} \right)^2 = 0.2011 \text{cm}^2$

6.3 Cálculo de torque requerido (precarga)

La transmisión se fija a la brida de salida del freno mediante tornillos. La precarga que se aplique al tornillo generará una fuerza axial entre las superficies de ambas bridas. El par máximo que transmite el freno será igual al par necesario para hacer que una superficie no deslice sobre la otra.

Basando el siguiente cálculo en el capítulo 6 “Rozamiento” sección B: Aplicaciones del rozamiento a las máquinas, del libro “Mecánica para ingenieros” - J.L. Meriam (ISBN: 9788429142570). El par de rozamiento entre superficies sometidas a presiones normales tiene un momento igual a:

$$M = \frac{2}{3} \cdot \mu \cdot F \cdot \left(\frac{Re^3 - Ri^3}{Re^2 - Ri^2} \right)$$

Donde:

M= Momento necesario para que la placa no deslice

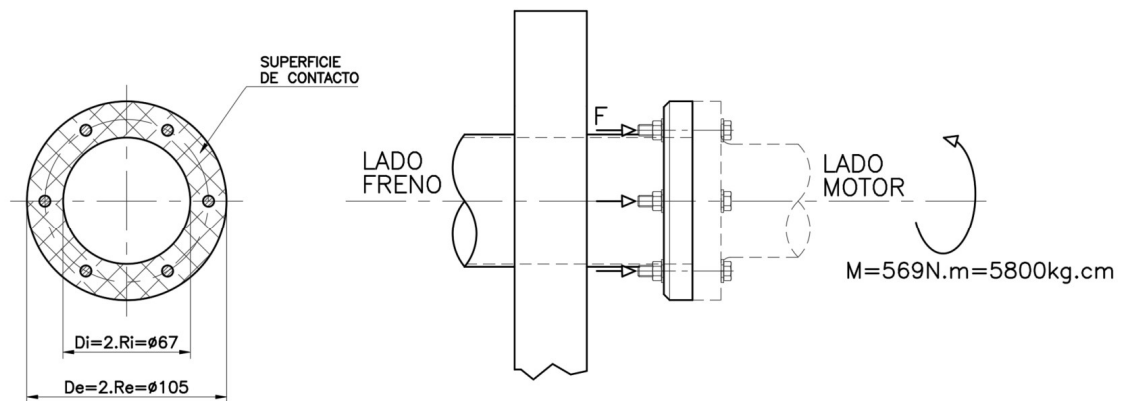
μ = Coeficiente de fricción estático

F= Fuerza axial

R_i= radio interior de contacto

R_e= radio exterior de contacto

Para el caso de estudio tenemos:



R_i= 33.5mm

R_e= 52.5mm

Se toma como referencia los coeficientes de fricción del libro Serway, Raymond A. y Chris Vuille. “Fundamentos de Física, novena edición, volumen 1.” (ISBN: 978-607-481-877-2)

Coeficientes de fricción		
	μ_s	μ_k
Acero sobre acero	0.74	0.57
Aluminio sobre acero	0.61	0.47
Cobre sobre acero	0.53	0.36
Caucho sobre concreto	1.0	0.8
Madera sobre madera	0.25–0.5	0.2
Vidrio sobre vidrio	0.94	0.4
Madera encerada sobre nieve húmeda	0.14	0.1
Madera encerada sobre nieve seca	—	0.04
Metal sobre metal (lubricada)	0.15	0.06
Hielo sobre hielo	0.1	0.03
Teflón sobre teflón	0.04	0.04
Uniones sinoviales en humanos	0.01	0.003

Tabla 4.2 - Capítulo 4 “Leyes de movimiento” - libro “Fundamentos de Física” de Serway, Raymond A y Chris Vuille

Donde:

μ_s = Coeficiente de rozamiento estático

μ_k = Coeficiente de rozamiento dinámico

El Coeficiente de rozamiento estático acero sobre acero es de 0.74 y el Coeficiente de rozamiento estático para una superficie metálica lubricada es de 0.15 por lo que se opta en tomar un valor medio entre estos valores para prevenir que el factor suciedad entre la superficie de contacto

$$\mu = \frac{0.74 + 0.15}{2} = 0.4$$

Despejando la fuerza axial F de la formula, se obtiene:

$$M = \frac{2}{3} \cdot \mu \cdot F \cdot \left(\frac{Re^3 - Ri^3}{Re^2 - Ri^2} \right)$$

$$F = \frac{3 \times M}{2 \mu \cdot \left(\frac{Re^3 - Ri^3}{Re^2 - Ri^2} \right)}$$

Reemplazando las variables resulta:

$$F = \frac{3 \times 5800 \text{ kg} \cdot \text{cm}}{2 \times 0.4 \times \left(\frac{5.25^3 - 3.35^3}{5.25^2 - 3.35^2} \right) \text{cm}} = 3315 \text{ kg}$$

Con la fuerza axial de precarga F, podemos determinar el par de torsión necesario que hay que realizarle al tornillo.

Tomando la relación del par de torsión con la tensión del perno (sección 8-8) - Capitulo 8 “tornillos, sujetadores y diseño de uniones no permanentes” del libro “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” (ISBN 978-607-15-0771-6) tenemos:

$$T = K \cdot \frac{F}{Cant\ tor.} \cdot d$$

Donde:

T= Par de torsión de tornillo

K = Coeficiente del par de torsión

$\frac{F}{Cant\ tor.}$ = Precarga / cantidad de tornillos

d= diámetro de paso tornillo

De tabla 8-15 “Factores del par de torsión K” - Diseño en ingeniería mecánica de Shigley

Condición del perno	K
Sin recubrimiento, acabado negro	0.30
Galvanizado	0.20
Lubricado	0.18
Con recubrimiento de cadmio	0.16
Con Anti-Seize Bowman	0.12
Con tuercas Bowman-Grip	0.09

Obtenemos K= 0.3. Tomaremos que de la distribución de 6 tornillos solo trabajaran 2 para ser conservativos en el cálculo, por lo tanto

$$\frac{F}{Cant\ tor.} = \frac{3315kg}{2} = 1657.5kg.$$


El diámetro de paso del tornillo M6 es de d= 5.35mm.

Con estos valores obtenemos:

$$T = K \cdot \frac{F}{Cant\ tor.} \cdot d$$

$$T = 0.3 \times 1657.5kg \times 0.535cm$$

$$T = 266\ kg.cm$$

Fecha: 23/06/2021	Anexo 3 – Memoria de cálculo - Transmisión	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Delta	
REV: 04			

Considerando un torquímetro convencional con un brazo de palanca de 1m, la fuerza a aplicar (Ft) es:

$$F_t = \frac{T}{1\text{ m}} = \frac{266\text{kg.cm}}{100\text{ cm}} = 2.66\text{ kg}$$

Se tendrá que aplicar 2.66kg como mínimo para lograr el torque necesario.

6.4 Tornillos precargados a la tensión

Una de las aplicaciones fundamentales de pernos y tuercas es sujetar piezas para mantenerlas juntas en situaciones donde las cargas aplicadas someten el(los) perno(s) a tensión. Es una práctica común precargar la junta apretando el(los) perno(s) con un torque suficiente para crear cargas de tensión aproximadas a su resistencia de prueba. Para ensambles cargados estáticamente, se utiliza algunas veces una precarga que genera un esfuerzo en el perno tan alto como el 90% de la resistencia de prueba.

Como se mencionó anteriormente solo trabajaran 2 de los 6 tornillos para ser conservadores en el cálculo, por lo tanto, del dato de la precarga calculada anteriormente:

$$\frac{F}{\text{Cantidad tornillos}} = \frac{3315\text{kg}}{2} = 1657.5\text{kg.}$$

Esto quiere decir que el tornillo tendrá una tensión axial porcentual respecto de su resistencia a la fluencia ($\sigma_{fluencia} = 11013\text{ kg/cm}^2$).

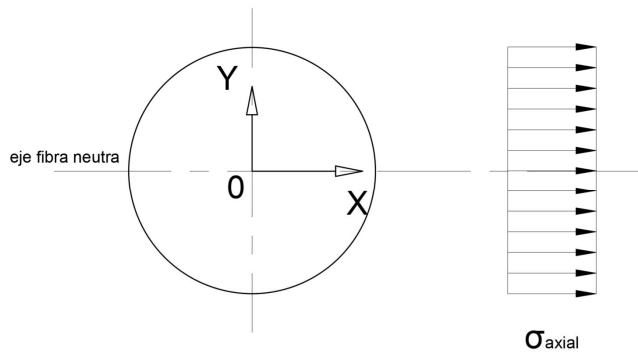
Tensiones axiales

$$\sigma_{Axial} = \frac{F}{A_t}$$

Donde:

F= precarga axial aplicada

A_t= Área de esfuerzo a la tensión

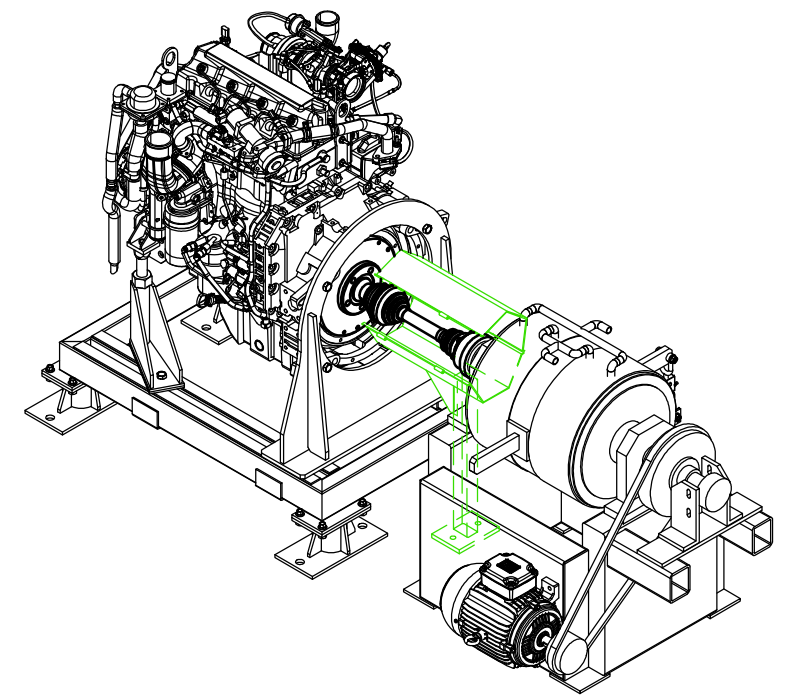
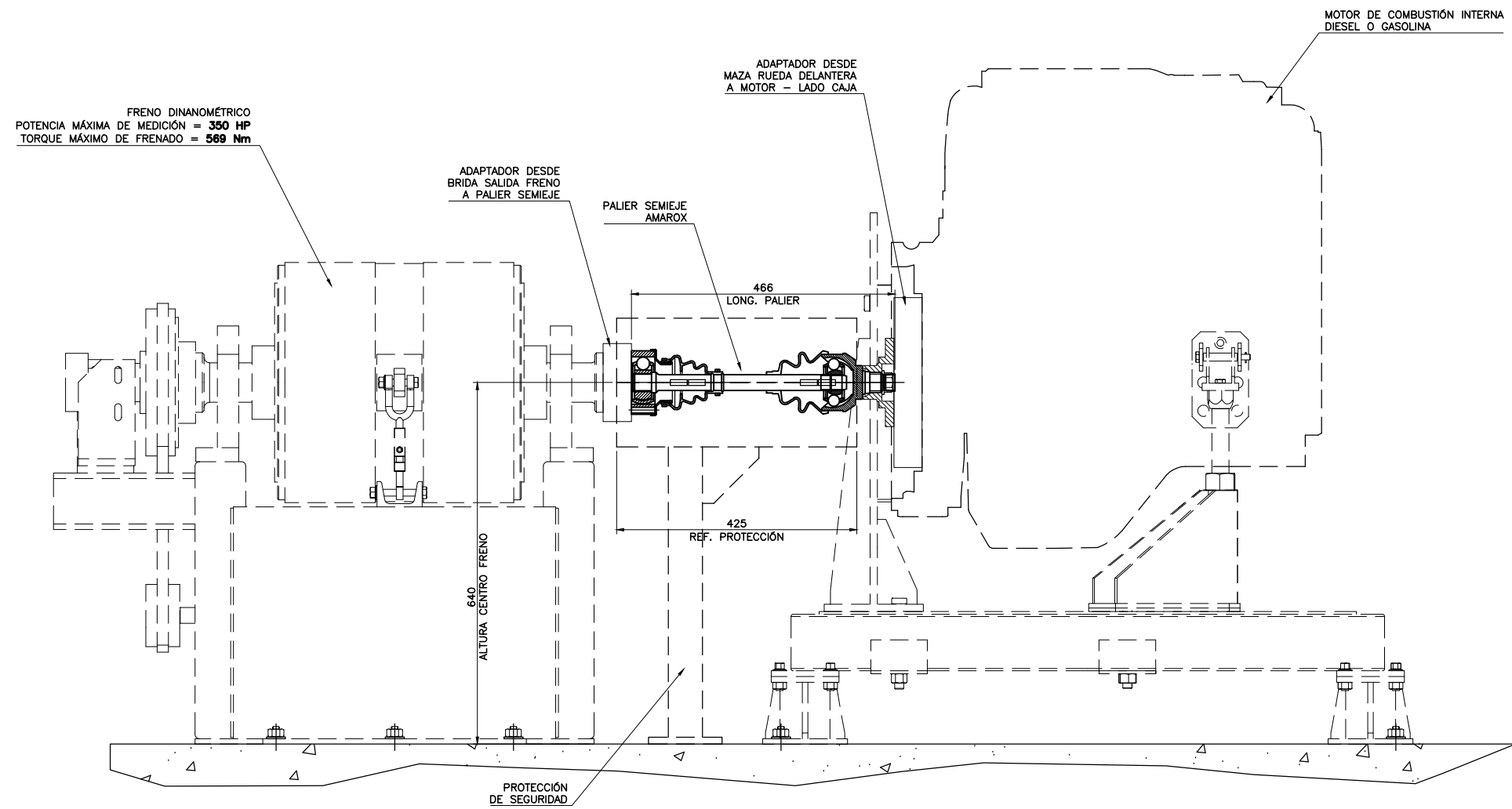


$$\sigma_{Axial} = \frac{F}{A_t} = \frac{1657.5kg}{0.2011cm^2} = 8242 \text{ kg/cm}^2$$

En este caso:

$$\%Trabajo = \frac{\sigma_{Axial}}{\sigma_{fluencia}} \cdot 100\%$$

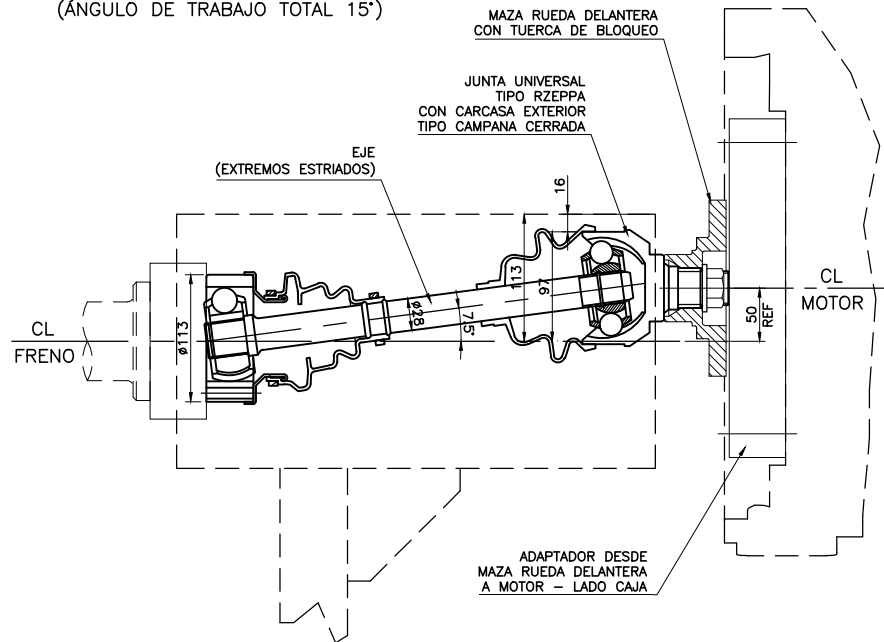
$$\%Trabajo = \frac{8242 \text{ kg/cm}^2}{11013 \text{ kg/cm}^2} \cdot 100\% = 75\%$$



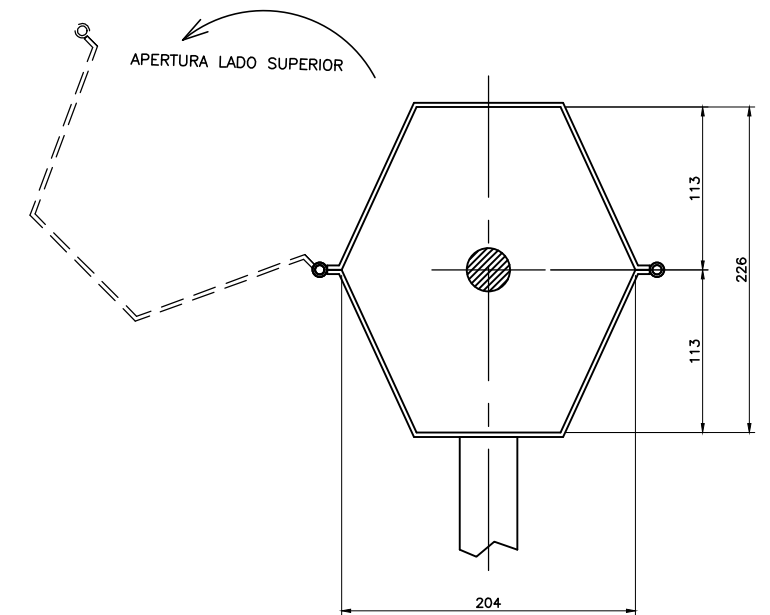
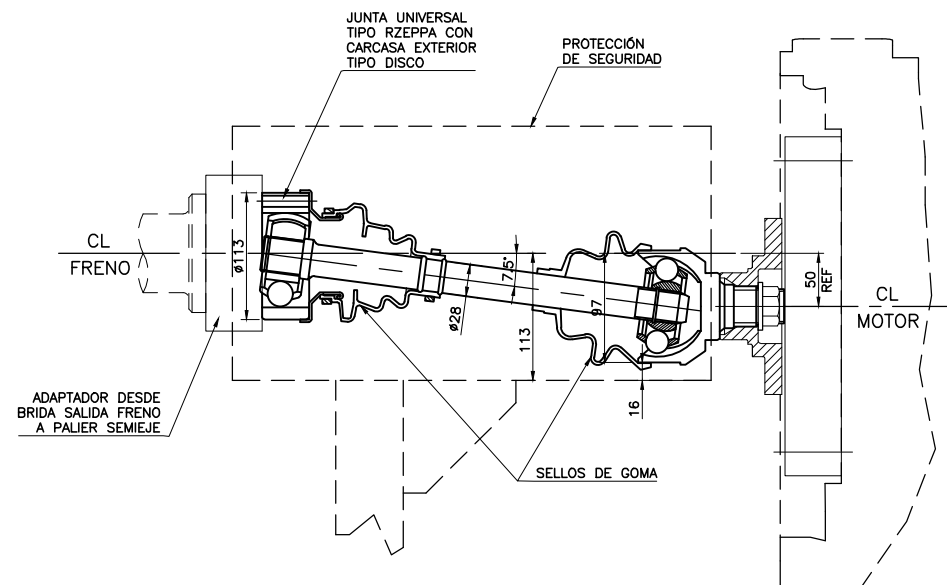
PROTECCIÓN DE SEGURIDAD

ÁNGULOS DE TRABAJOS

ÁNGULO DE TRABAJO HACIA ARRIBA (7.5°)
(ÁNGULO DE TRABAJO TOTAL 15°)



ÁNGULO DE TRABAJO HACIA ABAJO (7.5°)
(ÁNGULO DE TRABAJO TOTAL 15°)



DOCUMENTOS DE REFERENCIA


- ETAPA 3 INFORME DISEÑO CONCEPTUAL, INGENIERÍA BÁSICA
- ANEXO 3 MEMORIA DE CÁLCULO TRANSMISIÓN

REV	EJEC	REV.	APROBÓ	DESCRIPCIÓN
C	DNR	FMA	FMA	EMISIÓN PARA ESTUDIO
Escalas:	1: 25	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA		APROBÓ
PROYECTO FINAL	TÍTULO	BANCO DE PRUEBAS PARA MCI SALA DE ENSAYO - VISTAS		FECHA: 23/06/2021 E3-3-01

Anexo 4 – Memoria de cálculo – Ventilación

Contenido

1. Diseño y selección	2
2. Datos de operación	2
3. Cálculos	2
3.1 Contribuciones de calor – carga de calor	2
3.2 Tasa de flujo de aire necesario.....	5
3.2.1 Tasa de flujo (Q_A)	6
3.3 Ductos de ventilación.....	6
3.3.1 Pérdida de presión.	7
3.3.2 Ducto de entrada.....	7
3.3.3 Cálculo pérdidas de carga en ducto de entrada.....	8
4. Selección Ventiladores	12
4.1 Presión sonora.....	14
5. Variador de frecuencia.....	16
6. Factores atmosféricos	18

Fecha:23/06/2021	Anexo 4 – Memoria de cálculo - Ventilación	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Delta	
REV: 06			

1. Diseño y selección

Dentro de la sala de ensayo se generan grandes cantidades de energía en un espacio relativamente pequeño. Un motor de combustión interna de cualquier tipo es esencialmente un motor de aire. Si el aire utilizado por el motor proviene del aire de ventilación de la sala, el rendimiento y la potencia del motor se ven afectados por la condición, temperatura, presión y humedad tanto del aire ingerido como del aire circundante. Para compensar esto, debe asegurarse realizar una adecuada ventilación acorde a los aportes de calor del sistema.

2. Datos de operación

Para la base de los cálculos se tomará la potencia máxima a ensayar (ver “Etapa 2 – Especificación para el desarrollo del proyecto”)

Los motores a ser ensayados deberán cumplir las siguientes características:

- Motores de combustión interna (MCI) - Diesel y/o Gasolina
- Potencia máxima de medición = 350 HP = 260 kW

3. Cálculos

En este informe se emplearán los lineamientos sugeridos del libro:

- “ENGINE TESTING” de A.J. Martyr (ISBN–13: 978-0-08-096949-7)

3.1 Contribuciones de calor – carga de calor

Es útil obtener una idea relativa de los elementos que componen el total de calor transferido desde un motor en funcionamiento a su entorno. El primer paso es estimar las diversas contribuciones a la carga de calor del motor para poder calcular la tasa de flujo de aire requerida (Q_A)

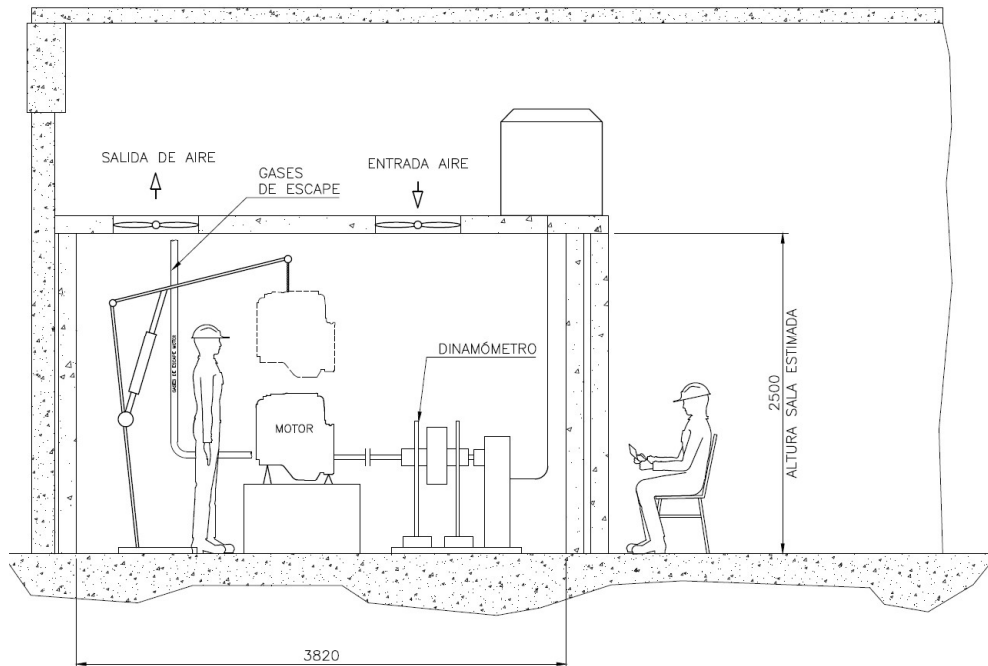


Figura-1- (fragmento de plano N.º E2-2-02 Hoja 2 - Componentes básicos)

La temperatura en una sala de ensayos de MCI generalmente es más alta respecto a un entorno industrial estándar. Por lo tanto, en algunos casos se produce una transferencia apreciable de calor. Como se puede ver en la Figura-1, los elementos que generan una carga de calor a la sala son:

- **Motor y sistema de escape:** se han publicado varias estimaciones de la liberación total de calor a los alrededores de un motor refrigerado por agua y su sistema de escape. Según la experiencia de A.J. Martyr cuyo libro (*“Engine testing”*), se utiliza como material de referencia una cifra del 40% (0,4 kW / kW de potencia), representa un límite superior seguro que se utilizará como base para el diseño de motores refrigerados por agua. Esto se divide aproximadamente en la proporción de 0,1 kW / kW del motor a 0,3 kW / kW de sistema de escape (ver tabla 6-3). En todos los casos, se refieren a la salida de potencia nominal máxima de los motores que se instalarán.
- **Dinamómetro:** un dinamómetro refrigerado por agua, ya sea hidráulico o por corrientes parásitas, funciona a una temperatura moderada y es poco probable que las pérdidas de calor en la sala excedan el 5% de la entrada de potencia al freno (ver tabla 6-3).
- **Servicios:** toda la energía eléctrica para las luces, los ventiladores y la instrumentación en la sala aparecerá eventualmente como calor transmitido al aire de ventilación. Lo mismo se aplica a la potencia utilizada para impulsar los ventiladores de entrada de tiro forzado.

Normalmente estas contribuciones se estiman en un 5% de la potencia a disipar.

- **Paredes:** Las paredes y el techo de la sala absorben parte del calor generado por conducción, siendo este un valor pequeño pero considerado para el cálculo. Para el tamaño de sala seleccionada en nuestro caso, el valor sugerido es un 2% de la potencia máxima que entrega el motor

Calor transferido	
Fuente de calor	Aporte de calor kW/kW salida
Motor (refrigerado por agua)	0,1
Motor (refrigerado aire)	0,7 (Gasolina) - 0,9(Diesel)
Sistema de escape	0,3
Dinamómetro Hidráulico	0,05
Dinamómetro Eddy-Current	0,05

Tabla 6.3 “Engine testing” de A.J. Martyr (ISBN-13: 978-0-08-096949-7)

Teniendo como potencia de salida 260 kW (ver apartado 2 - datos de operación) cada componente genera un aporte de calor proporcional a la potencia que entrega el motor, en nuestro caso a máxima potencia tenemos:

Equipo	Aporte % [kW/kW salida]	Potencia de salida [kW]	Aporte de calor [kW]
Motor	10%	260	26
Dinamómetro de corrientes parasitas	5%	260	13
Sistema de escape	30%	260	78
General (luces, servicios)	5%	260	13
Sala de ensayo (paredes)	-2%	260	-5
		TOTAL	125

Este valor representa la cantidad de calor que se genera dentro en la sala cuando el motor logra su máxima potencia (260 kW). La carga de calor total (H_L) resulta:

$$H_L = 125 \text{ kW} = 125 \text{ kJ/s}$$

3.2 Tasa de flujo de aire necesario

Para calcular el caudal o tasa de flujo de aire necesario, se debe considerar que la temperatura dentro de la sala aumentará hasta un nivel máximo en el que exista un equilibrio entre el calor liberado al sistema y el calor transportado fuera del sistema (en este caso mediante aire). La cantidad de calor transportado por flujo de fluido es una función de la temperatura.

$$H_L = c \cdot \dot{m} \cdot \Delta T \quad (1)$$

Donde:

H_L = carga de calor total (cantidad de calor que recibe el sistema)

ΔT = diferencia aumento de temperatura

\dot{m} = caudal masico

c = calor especifico del fluido (aire)

El flujo masico (\dot{m}) se puede expresar como la tasa de flujo (Q_A) multiplicado por la densidad del fluido de refrigeración (ρ).

$$\dot{m} = \rho \cdot Q_A \quad (2)$$

Reemplazando la ecuación (2) en (1) y despejando la tasa de flujo Q_A resulta:

$$Q_A = \frac{H_L \left[\frac{kJ}{s} \right]}{c \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right] \times \rho \left[\frac{kg}{m^3} \right] \times \Delta T [K]} = \frac{H_L}{1.01 \times 1.185 \Delta T} = 0.84 \frac{H_L}{\Delta T} \left[m^3/s \right] \quad (3) (*)$$

Donde

Q_A = tasa de flujo (caudal)

H_L = carga de calor total

ΔT = diferencia aumento de temperatura

ρ = densidad del fluido (aire)

c = calor especifico del fluido (aire)

(*) Formula correspondiente para aire en condiciones atmosféricas estándar (T= 20°C; P= 1 atm) donde $\rho = 1.1185 \frac{kg}{m^3}$ y $c = 1.01 \frac{kJ}{kg \cdot K}$.

Si las condiciones se apartan de este valor se aplica un factor de corrección, pero su variación es despreciable y por ello no se considera en este cálculo.

3.2.1 Tasa de flujo (Q_A)

Para el cálculo se utiliza un aumento de temperatura $\Delta T=11^\circ\text{C}$ como base para el diseño. Se supone que la entrada del aire es de 20°C (condición normal de temperatura), y un aumento de temperatura $\Delta T = 11^\circ\text{C}$ (por lo tanto, una temperatura de salida de 31°C , temperatura tomada como referencia según el testimonio de Juan José Tártara, operario con experiencia en ensayos de motores MCI, ver etapa 1 apartado 4.4 -visitas informativas).

$$Q_A = 0.84 \frac{125}{11} = 9.54 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times 3600 \frac{\text{s}}{\text{h}} = 34344 \text{ m}^3/\text{h}$$

3.3 Ductos de ventilación

Si la tasa de flujo de aire es $Q_A = 9.54 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 34344 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$. Se necesitará instalar al menos un ventilador que sea capaz de extraer $34344 \text{ m}^3/\text{h}$

Este caudal estará guiado por ductos, los cuales mediante la velocidad podemos obtener su sección. Utilizando las velocidades máximas recomendadas para ductos de ventilación se obtiene:

Velocidades recomendadas para ductos de ventilación		
Caudal [m^3/s]	velocidad [m/s]	Presión de velocidad [Pa]
<0,1	$8 < v < 9$	$38 < p < 55$
0,1 - 0,5	$9 < v < 11$	$55 < p < 73$
0,5 - 1,5	$11 < v < 15$	$73 < p < 135$
> 1,5	$15 < v < 20$	$135 < p < 240$

Tabla 6.4 “Engine testing” de A.J. Martyr (ISBN–13: 978-0-08-096949-7)

Se sugiere una velocidad media del conducto en el rango de 15-20 m/s lo cual nos brinda secciones de referencia para el diseño

- Sección de ducto con velocidad 15 m/s: $S_{MAX} = \frac{9.54 \text{ m}^3/\text{s}}{15 \text{ m/s}} = 0.636 \text{ m}^2$
- Sección de ducto con velocidad 20 m/s: $S_{min} = \frac{9.54 \text{ m}^3/\text{s}}{20 \text{ m/s}} = 0.477 \text{ m}^2$

3.3.1 Pérdida de presión.

El proceso de diseño para un sistema de ventilación incluye la suma de las diversas pérdidas de presión asociadas con los diferentes componentes y la selección de un ventilador adecuado para desarrollar la presión total requerida para conducir el aire a través del sistema, para ello se necesita ventiladores que sean capaces de proporcionar al aire la presión suficiente para vencer dichas pérdidas.

$$P_T = P_S + K_e P_V$$

Donde

P_S = Presión estática

K_e = Factor de corrección (aplicado a accesorios como codos, derivaciones, etc.)

$P_V = \frac{\rho V^2}{2}$ = Presión de la velocidad (ρ =densidad del aire)

3.3.2 Ducto de entrada

Ducto de chapa galvanizada, con un codo a 90 grados y de sección rectangular (ver plano E3-4-02)

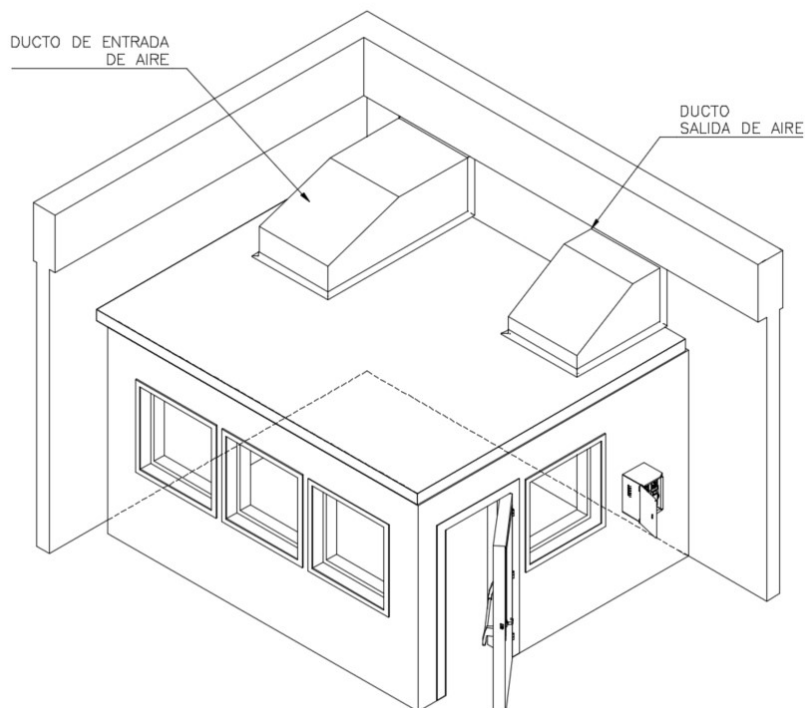


Figura 2- Isometría ubicación ducto de entrada y salida

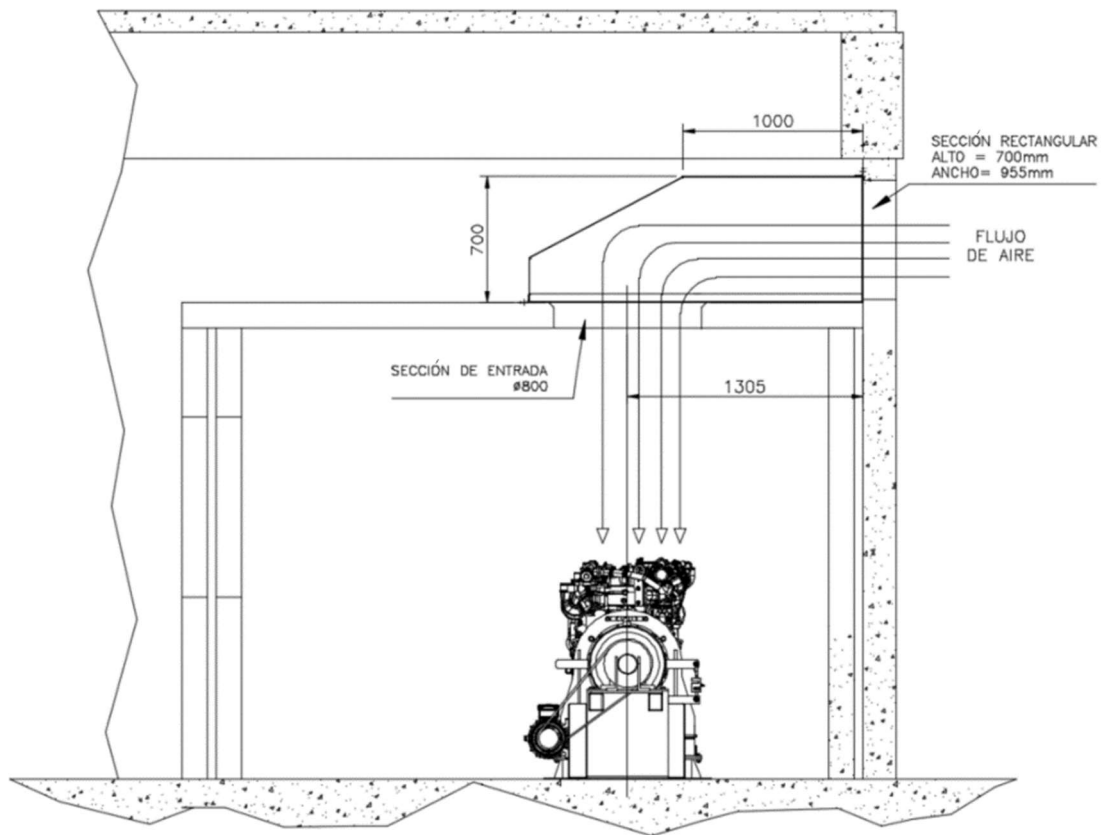


Figura 3 - Sección ducto de entrada de aire

3.3.3 Cálculo pérdidas de carga en ducto de entrada

Datos utilizados para el calculo:

Velocidad= 18 m/s (Valor intermedio entre el rango de velocidades recomendadas de Tabla 6.4)

Presión de la velocidad:
$$P_V = \frac{\rho V^2}{2} = \frac{1.185 \text{ kg/m}^3 \cdot (18 \text{ m/s})^2}{2} = 192 \text{ Pa}$$

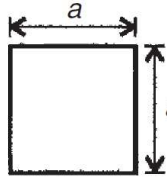
Factores de correccion K_e :

- Ducto rectangular

Tamaño: 955mm x 700mm

Área: 0.668 mm²

Se utiliza una estimación con valores de perdida de carga de tabla (Figura 6.3 “Engine testing” de A.J. Martyr)



	K_e /meter			
a mm	150	300	600	1000
$V = 10$ m/s	0.147	0.060	0.028	0.014
$V = 15$ m/s	0.144	0.056	0.026	0.013
$V = 20$ m/s	0.141	0.054	0.025	0.012

En nuestro caso el área más acorde para nuestro caso corresponde a la ultima columna ($a=1000$) y entre la segunda y tercera fila ($V=15\text{m/s}$ y $V=20\text{m/s}$ respectivamente).

Se utiliza un valor $K_e = 0.0125$

- Codo a 90°

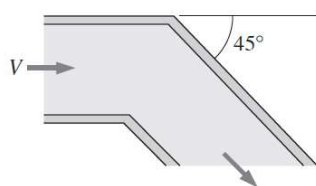
Tamaño: $955\text{mm} \times 700\text{mm}$

Área: 0.668 m^2

Ante la imposibilidad de realizar un codo a 90° de radio largo (debido a problemas físicos de espacio disponible) se realiza una pendiente en el ducto de manera que el cambio de dirección del fluido se torne más suave.

Se utiliza el caso similar de perdida de carga de la siguiente tabla (*Tabla 8-4 Flujo en tuberías – Mecánica de fluidos – Yunus A. Cengel*)

Codo enroscado de 45° :
 $K_L = 0.4$



Valor $K_e = 0.4$

- Rejilla de entrada

Para que el aire ingrese al ducto, primero debe atravesar una rejilla cuya función es la de evitar el ingreso de aves y solidos de gran tamaño al ventilador. En este caso se utiliza un marco de perfiles con rejilla de metal desplegado.

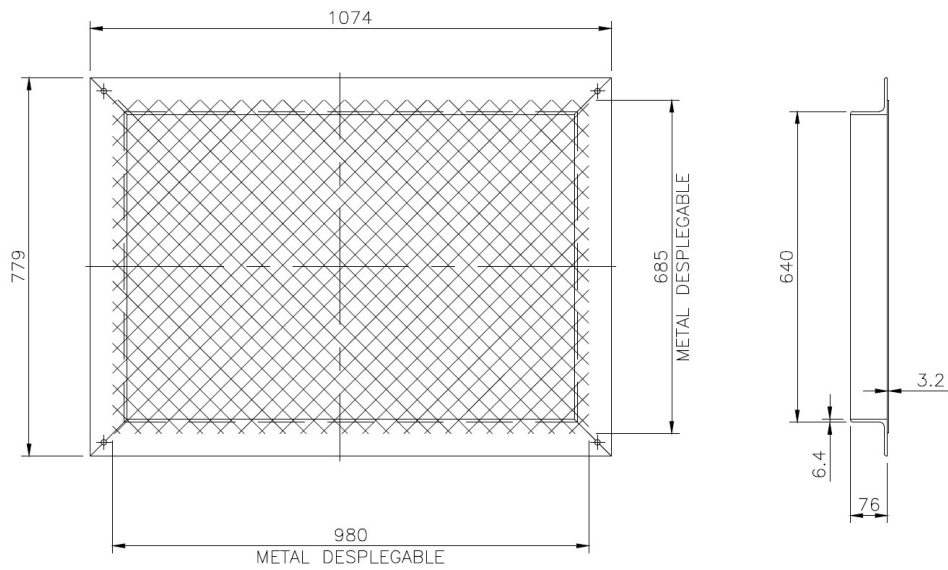


Figura 4 – Rejilla de entrada con metal desplegado

Diagonal mayor (mm):	50,00	
Diagonal menor (mm):	24,00	
Espesor (mm):	3,20	
Nervio (mm):	3,05	
Peso x m ² (Kg):	6,50	

Figura 5 - Metal desplegado seleccionado para rejilla

Se utiliza para la pérdida de carga las consideraciones obtenidas de la experiencia del libro “Mecánica de fluidos” de Robert L. Mott (*Tabla 19.4 – Ejemplos de factores de pérdida para acoplamientos de ductos*)

Rejilla de salida: Suponga una caída total de presión a través de la rejilla, de 0.06 pulgH₂O (15 Pa).

Persianas de la entrada: Suponga una caída total de presión a través de las persianas, de 0.07 pulgH₂O (17 Pa).

Valor Perdida de carga = 17 Pa

Cálculo de pérdidas de carga en ducto de entrada:

ÍTEM	Tamaño [mm]	Caudal [m ³ /s]	Velocidad [m/s]	Presión de velocidad [Pa]	Factor Ke	Long recta [mm]	Pérdida de carga [Pa]
Ducto rectangular	955 x 700	9.54	18	192	0.0125	1000	2.4
Codo a 90	955 x 700	9.54	18	192	0.4		76.8
Rejilla de seguridad	935 x 640	9.54	18	192	-		17
TOTAL							96.2

Pérdida de presión total $\rightarrow P_T = P_S + K_e P_V = 96.2 \text{ Pa}$

Considerando la similitud entre los ductos de entrada y salida, se utiliza los mismos ventiladores tanto para ingreso como para el egreso de aire.

Se utiliza para la selección del ventilador, los cálculos sobre el ducto de entrada debido a que al ser el más largo tendrá más pérdida de carga y tendremos un criterio más conservador.

4. Selección Ventiladores

Datos para selección:

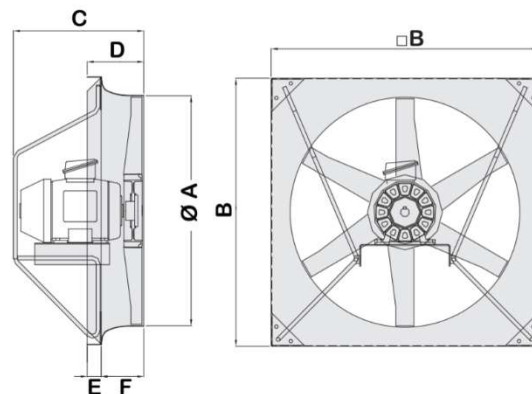
Ventilador de entrada forzada/extracción

- Caudal $9.54 \text{ m}^3/\text{s} = 572 \text{ m}^3/\text{min}$
- Presión estática $96.2 \text{ Pa} = 9.81 \text{ mm.c.a}$ ($1\text{Pa} = 0.1020408 \text{ mm.c.a}$)
- Sección = $0.477\text{m}^2 < S < 0.636\text{m}^2$

Del fabricante “Chicago Blowers- Argentina”, tenemos

Axial de Panel

Tamaño	Superficie Orificio (m ²)	A	B	C*	D	E	F	Peso sin motor (kg**)
357	0.100	357	425	283	91	25	66	4
400	0.126	400	463	338				
450	0.159	450	514	379				
500	0.196	500	584	337	127	35	92	8
560	0.247	560	647					
630	0.312	630	711	381	243	57	186	65
714	0.400	714	832	406				
800	0.503	800	915	502				
900	0.636	900	1016	524	243	57	186	65
1000	0.785	1000	1156	672				
1120	0.985	1120	1276	716				
1260	1.247	1260	1422	775	37			67



* MEDIDA MÁXIMA (VARÍA SEGÚN LA CARCASA DEL MOTOR ELÉCTRICO).
 ** SE DEBE SUMAR EL PESO DEL MOTOR (VARÍA SEGÚN LA CARCASA).

- Potencia motora en el eje (mínima) = Caudal x Presión estática

$$P[W] = 9.540 \text{ m}^3/\text{s} \times 96.2 \text{ Pa}$$

$$P[W] = 917.74\text{W} \approx 1 \text{ kW}$$

Se requieren de al menos 1kW de potencia para que el eje del ventilador logre vencer la presión estática.

Tabla de prestaciones de ventiladores (fluido= aire) con motores a 1500 RPM

1500 RPM		CAUDAL (M ³ /min.) / MODELO DE HELICE									
Tamaño	HP Motor	A BOCA LIBRE	PRESION ESTÁTICA (mm c.a.)								
			5	10	15	20	30	40	50	60	
400	0,25	74 12FA	65 12FA	30 12EE	21 12EE						
	0,33	95 12EG	75 12EA	51 12DJ	29 12DA						
450	0,33	106 12FA	90 12EJ	61 12EI	34 12DI						
	0,5	106 12FA	96 12FA	78 12FA							
	0,25	107 3EE	80 4DE	51 6CE	26 6CA						
500	0,33	114 3EJ	90 4EC	65 6DE	38 9CE						
	0,5	130 4FA	112 6EH	86 9EB	61 12DH						
	0,75	148 9FA	135 9FA	115 12EI	73 12EI	46 12DA					
	1	153 12FA	140 12FA	127 12FA	77 12FA	52 12DI					
	1,5	126 3DA	85 4CE	56 9BE	29 9BA						
560	0,33	141 3EA	105 4DA	79 9CA	42 9BG						
	0,5	156 3EJ	124 4EE	102 9CL	69 12CB	48 12BK					
	0,75	179 4FA	158 6EI	130 9ED	99 12DK	70 12CL					
	1	198 9FA	180 9EL	156 9EK	122 12EG	80 12EE					
	1,5	203 12FA	191 12FA	178 12FA	158 12FA						
630	0,25	138 3CD	94 4BI	59 6BC							
	0,33	155 3CI	113 4CB	81 6BH	46 9BB						
	0,5	181 3DI	146 6CH	115 6CE	83 9BJ	51 12BD					
	0,75	209 4EC	179 6DG	147 9CK	121 9CH	89 12CB					
	1	232 6EE	200 6EB	177 9DI	150 12DB	112 12CK					
	1,5	268 9EK	246 9EJ	221 12EE	194 12EC	150 12EA					
714	2	290 12FA	276 12FA	262 12FA	238 12EL	202 12EK					
	0,75	256 3CG	205 3CC	158 3CA	122 4BH	64 4BE					
	1	284 3DB	239 3CK	198 3CJ	160 4CC	128 6BG					
	1,5	332 4DI	298 4DG	260 4DE	227 4DE	189 6CF	108 12BE	66 12BB			
	2	366 4EE	336 4ED	303 4EC	273 6DE	235 6DC	160 12CB	87 12BI			
	3	423 6EJ	398 6EI	371 6EH	341 6EG	307 6EF	247 12DD				
800	4	461 9FA	442 9FA	417 9EL	392 9EK	361 9EI	306 12EC				
	5,5	473 12FA	453 12FA	433 12FA	415 12FA	399 12FA	353 12FA	171 12FA			
	0,75	297 3BL	238 3BI	179 3BG	108 3BF						
	1	339 3CG	285 3CD	221 3CA	162 3BL	107 4BG					
	1,5	394 3DE	345 3DC	292 3DA	230 3CK	190 4CD	106 9BB				
	2	431 3DL	387 3DK	329 3DH	269 3DF	248 4CL	166 9BI	106 12BC			
800	3	494 4EF	460 4EE	417 4EC	372 4EB	347 6DD	279 9CI	172 12CB			
	4	537 4FA	518 6EE	480 6EC	447 6EB	410 6EA	337 9DE	252 12CK	112 12CA		
	5,5	609 9EL	583 9EK	556 9EJ	520 9EH	488 9EG	433 12EA	338 12DJ	112 12CA		
7,5	642 12FA	625 12FA	607 12FA	589 12FA	570 12FA	513 12EK	423 12EI	112 12CA			

Selección:

Ventilador axial de pared – DCP32-9EK-5-1450

Tamaño: 800 (diámetro 800mm)

Superficie orificio: 0.503 m²

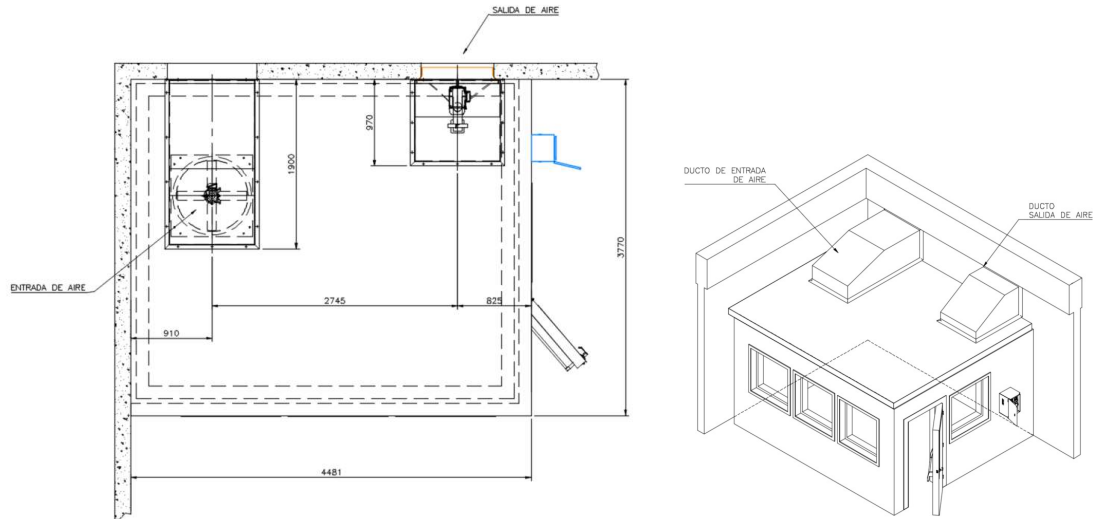
Presión estática: 10 mm.c.a

Caudal: 556 m³/min = 9.3 m³/s

Motor: 1500 RPM – 5.5 kW

4.1 Presión sonora

La disposición de la ventilación en la sala consta de 2 ventiladores axiales, uno ubicado en el la parte superior del techo (entrada de aire) y el otro ubicado lateralmente contra la pared que da a la vía pública (salida de aire)



Ver plano E3-4-01

Por lo cual el ventilador de entrada de aire (ubicado sobre el techo de la sala de ensayo) genera un ruido que debe ser analizado de manera de cumplir con el marco legal que establece los niveles de presión acústica tolerables para un operario.

- El ventilador axial seleccionado es:

Tamaño: 800 (diámetro 800mm)
 Motor: 1500 RPM – 5.5 kW

Por lo cual:

Presión sonora

En la tabla se indican los niveles de ruido promedio en dBA, medidos en un campo libre a una distancia de 1,5mts. del ventilador. Como los valores en dBA corresponden a niveles de presión sonora, el nivel de ruido previsto indicado en la tabla podrá diferir de los niveles de dBA medidos debido a la ubicación del ventilador en la instalación. En el caso de los ventiladores AXM, el ruido promedio exterior se verá disminuido y el interior incrementado debido a la capota aerodinámica.

RPM	720	960	1450	2900
Tamaño				
357	-	-	59	71
400	-	-	60	76
450	-	-	65	81
500	-	60	69	-
560	-	64	73	-
630	-	67	76	-
714	62	69	78	-
800	67	74	83	-
900	72	79	88	-

Genera una presión sonora de 83dB medidos a una distancia de 1.5 metros, considerando la distancia del ventilador al piso donde se encuentra el operario (>1.5metros) y que el mismo ventilador está cubierto por un ducto de chapa

galvanizada, este valor disminuirá. Pero para ser conservadores se tomará el valor de 83 dB.

Dentro del marco legal de la ciudad de Campana (Ver Etapa 2), la secretaria de medio ambiente, Anexo V de la resolución N°295/2003 del Ministerio de trabajo, Empleo y Seguridad Social establece los niveles de presión acústica tolerables para un operario.

TABLA
Valores limite PARA EL RUIDO*

Duración por día		Nivel de presión acústica dBA*
Horas	24	80
	16	82
	8	85
	4	88
	2	91
	1	94
Minutos	30	97
	15	100
	7,50 Δ	103
	3,75 Δ	106
	1,88 Δ	109
	0,94 Δ	112
Segundos Δ	28,12	115
	14,06	118
	7,03	121
	3,52	124

* El nivel de presión acústica en decibeles (o decibelios) se mide con un sonómetro, usando el filtro de ponderación frecuencial A y respuesta lenta.

Δ Limitado por la fuente de ruido, no por control administrativo. También se recomienda utilizar un dosímetro o medidor de integración de nivel sonoro para sonidos por encima de 120 decibeles.

Considerando que el ensayo a realizar tiene una duración de 30 a 40 segundos por medición (normalmente se realizan entre 3 y 5 mediciones por ensayo), tendremos un sonido continuo del ventilador durante aproximadamente 3 o 4 minutos, por lo cual no deberíamos de superar el rango de los 103 – 106 dB en el exterior de la sala.

Siendo la presión sonora del ventilador axial (83dB) menor a la máxima tolerable en el tiempo estipulado (103-106 dB), no se necesita realizar un aislamiento acústico.

5. Variador de frecuencia.

Para poder regular la presión interna de la sala, y asegurar que sea lo más cercana posible a la presión atmosférica, la velocidad de giro del ventilador de entrada y de salida de aire es regulada a través de variadores de frecuencia.

Utilizando catálogos y software de Sew Eurodrive (www.sew-eurodrive.com.ar) y utilizando los datos calculados anteriormente del ventilador axial, se selecciona un variador:

- Ventilador axial de pared
Tamaño: 800 (diámetro 800mm)
Motor: 1500 RPM – 5.5 kW

Modelo de MOVITRAC® B en versión estándar y tecnológica	Rango de potencia kW	Corriente nominal de salida A	Tamaño	Dimensiones An x Al x Pr en mm
MC07B 0003-2A3-4-00	0,25	1,7	0XS	54,5 x 185 x 163,5
MC07B 0004-2A3-4-00	0,37	2,5		
MC07B 0005-2A3-4-00/S0	0,55	3,3	0S	80 x 185 x 163,5
MC07B 0008-2A3-4-00/S0	0,75	4,2		
MC07B 0011-2A3-4-00/S0	1,1	5,7	0L	80 x 273,5 x 163,5
MC07B 0015-2A3-4-00/S0	1,5	7,3		
MC07B 0022-2A3-4-00/S0	2,2	8,6		
MC07B 0037-2A3-4-00	3,7	14,5		
MC07B 0055-2A3-4-00	5,5	22	2	130 x 335 x 229
MC07B 0075-2A3-4-00	7,5	29		
MC07B 0110-203-4-00	11	42	3	200 x 465 x 251
MC07B 0150-203-4-00	15	54		
MC07B 0220-203-4-00	22	80	4	280 x 522 x 250
MC07B 0300-203-4-00	30	95		

El modelo seleccionado en base a la potencia del ventilador elegido anteriormente es:

Marca: SewEurodrive

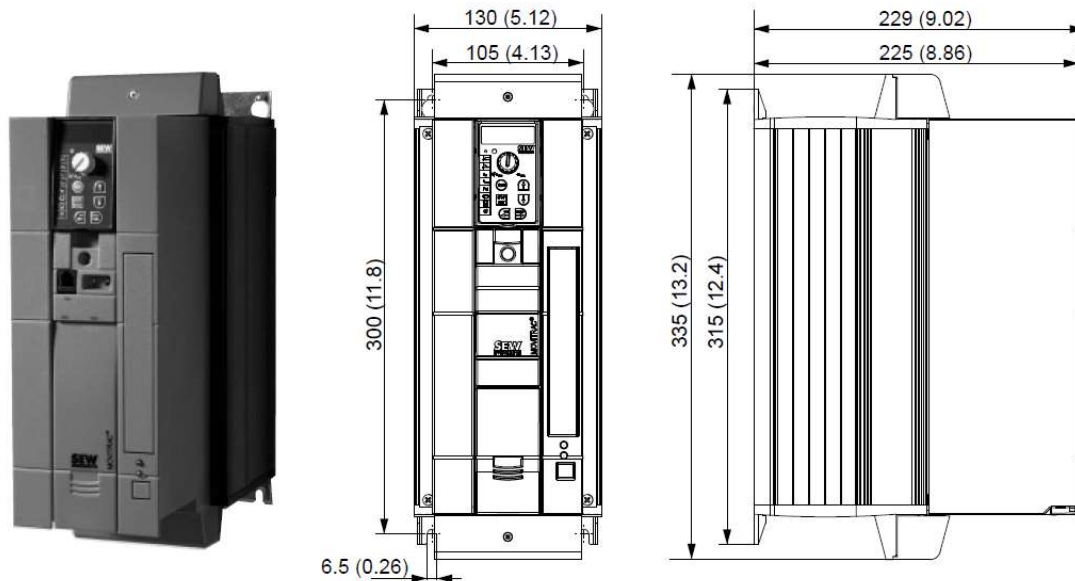
Modelo: Movitrac B

Conexión de tensión V_{CA} : 3x 200/240

Frecuencia de red Hz: 50-60 +/- 5%

Rango de frecuencia de salida: 0-150 hz

2.5.17 230 V_{CA} / trifásica / tamaño 2 / 5,5 / 7,5 kW / 7,4 / 10 HP



El variador seleccionado permitirá corregir el caudal de flujo de aire, para asegurar la presión atmosférica dentro de la sala.

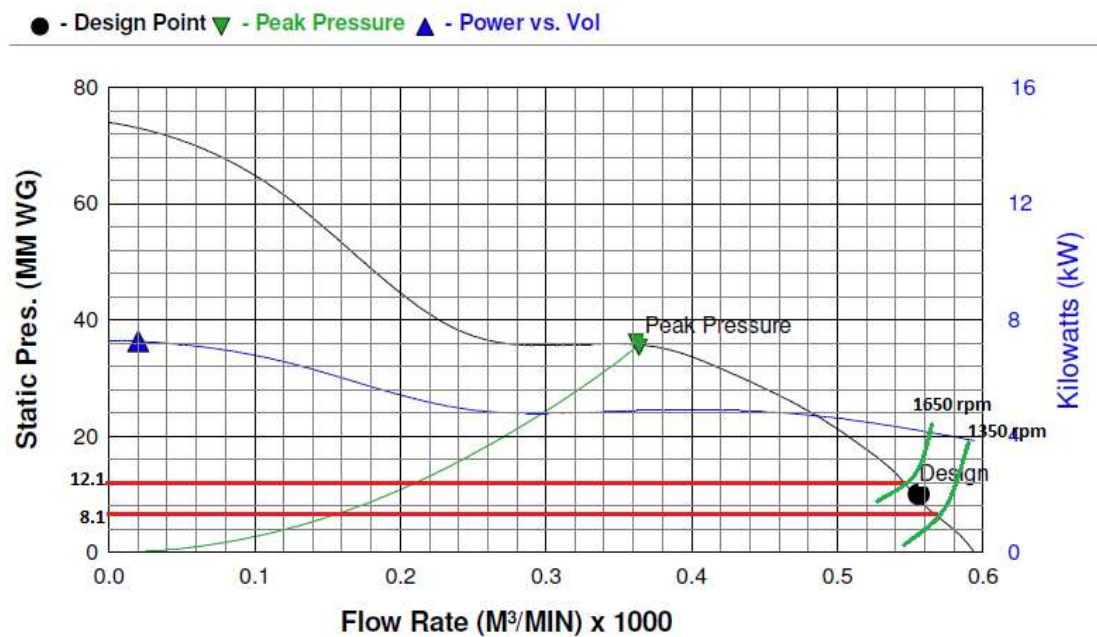
Según nuestros parámetros de presión, calculado anteriormente, las variaciones necesarias para compensar desbalances con el objeto de que la presión interna de la sala sea un valor constante (presión atmosférica medida mediante una central atmosférica – ver “Etapa 3 – Adquisición de datos”) son pequeñas y son del rango de 4 mm.c.a, equivalente a una variación de red +/-5hz.

Esta variación de pérdida de carga, se deben a la diferencia de pérdida de carga de cada ventilador, siendo estos independientes.

Dicho sea esto, según la ley de los ventiladores:

$$\text{Para } 45 \text{ hz} \rightarrow P_{\min} = P_0 * \left(\frac{n}{n_0}\right)^2 = 10 \text{ mmc.a} * \left(\frac{1350}{1500}\right)^2 = 8.1 \text{ mmc.a}$$

$$\text{Para } 55 \text{ hz} \rightarrow P_{\max} = P_0 * \left(\frac{n}{n_0}\right)^2 = 10 \text{ mmc.a} * \left(\frac{1650}{1500}\right)^2 = 12.1 \text{ mmc.a}$$



Curva de comportamiento de ventilador axial seleccionado (Axial Fans model DCP32-9EK-5-1450)

Como se puede observar en la curva, el ventilador seleccionado cumple con lo requerido.


6. Factores atmosféricos

Un factor de corrección es una estimación para corregir el valor de potencia de un motor bajo diferentes condiciones atmosféricas.

Los factores de corrección son necesarios porque el mismo motor puede producir más o menos potencia bajo diferentes condiciones atmosféricas.

La potencia de un motor de combustión interna debería ser más o menos la misma independientemente del lugar geográfico donde se mida, pero en la medición de un motor influyen de manera muy importante las condiciones ambientales en el momento de la medición: presión atmosférica (y altura sobre el nivel del mar), humedad y temperatura.

Para salvar estos inconvenientes se han establecido condiciones estándares de referencia que especifican presión, temperatura y humedad a las que deben referirse todas las mediciones en los motores para poder hacer repetibles estos ensayos, haciéndolos comparables con otras mediciones también corregidas. De esta manera puedo comparar valores obtenidos en condiciones climáticas y geográficas muy diferentes.

Fecha:23/06/2021	Anexo 4 – Memoria de cálculo - Ventilación	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Delta	
REV: 06			

Cada freno dinamométrico cuenta con un software que genera los factores de corrección, o bien tablas con factores de acuerdo a los valores atmosféricos medidas (estándares especificados en distintas normas internacionales entre las que se destacan las normas SAE, DIN y CEE).

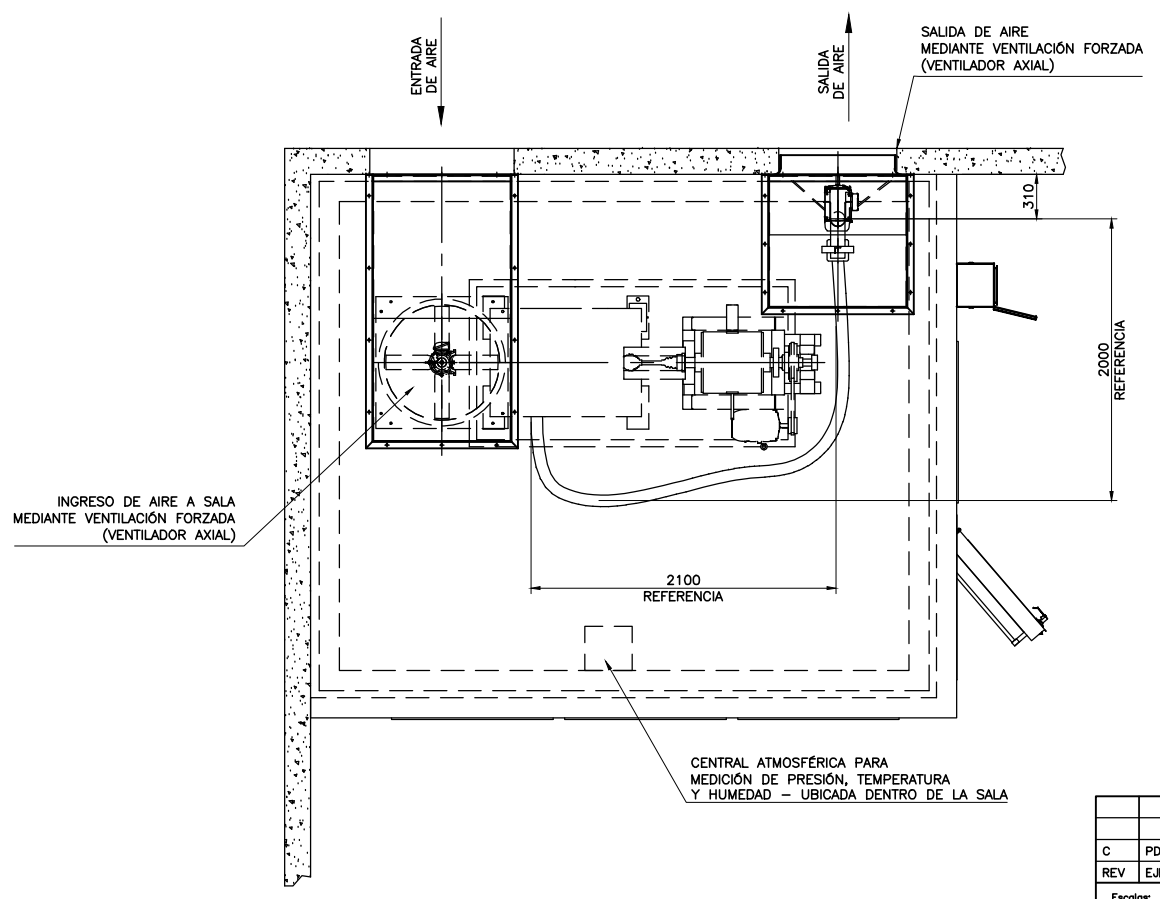
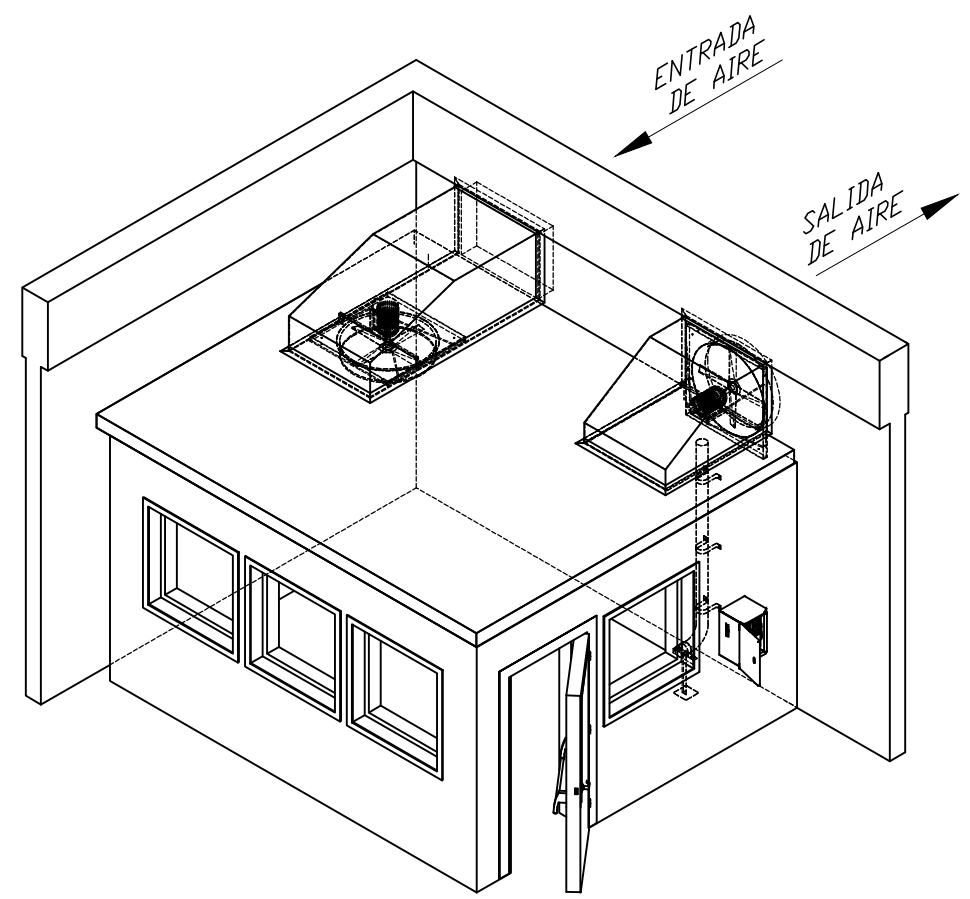
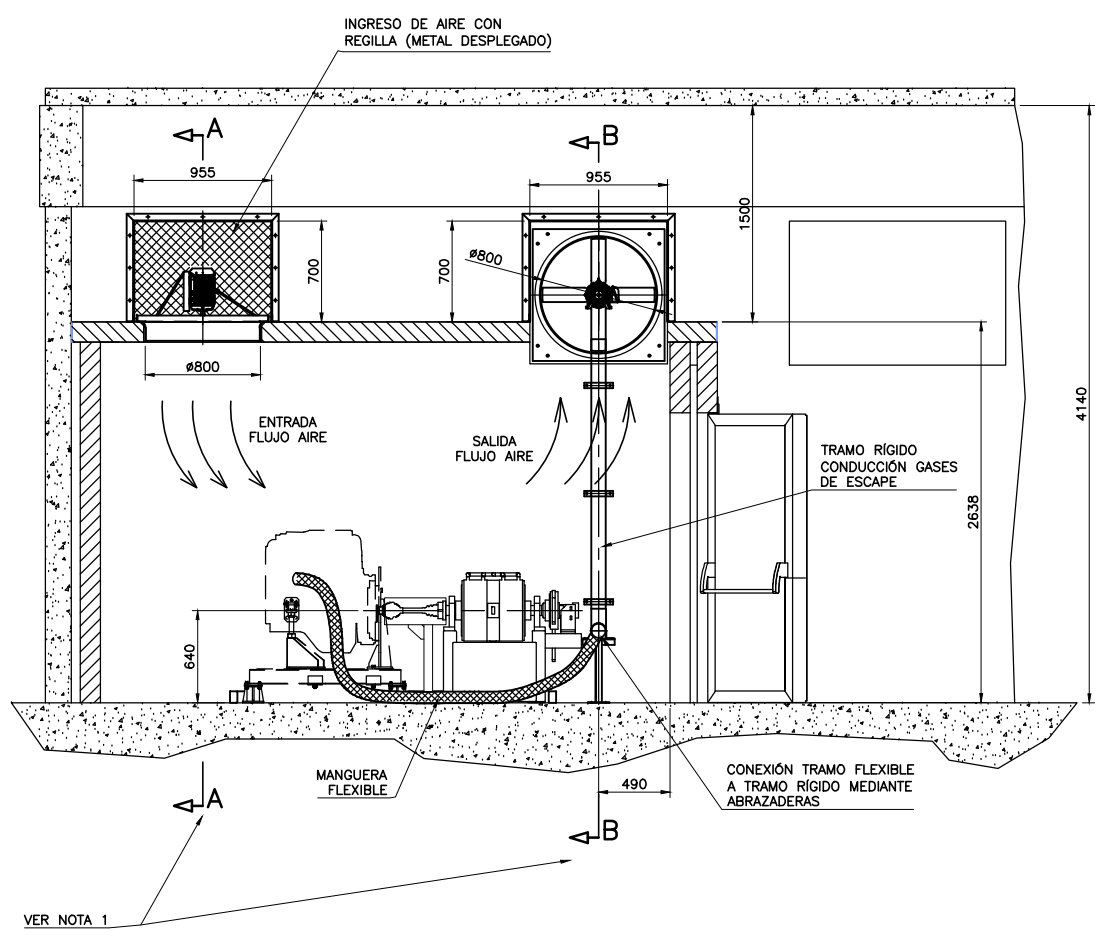
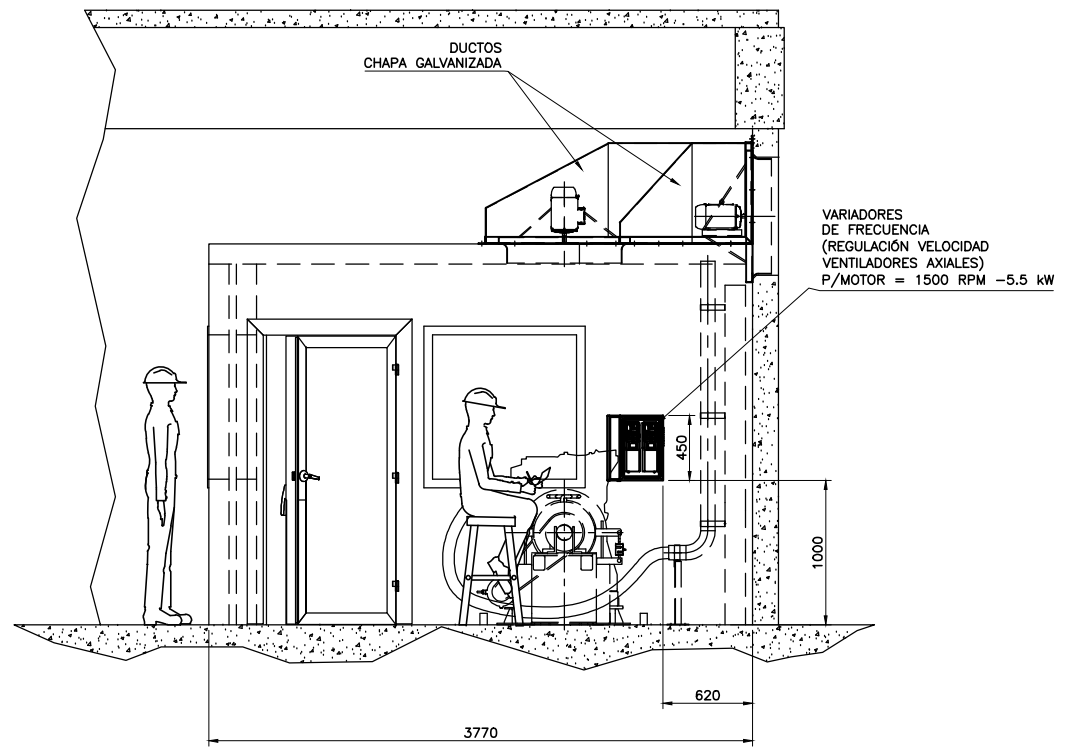
Para poder obtener dichos valores dentro de la sala al momento de ensayar un motor, se dispone de una central atmosférica con medición de presión, temperatura y humedad directamente vinculada con el sistema de adquisición de datos ubicada dentro de la sala, de manera de tener los factores atmosféricos en tiempo real y así los factores de corrección.



Central atmosférica. Conexión digital con sistema de adquisición de datos marca Accudyno.

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

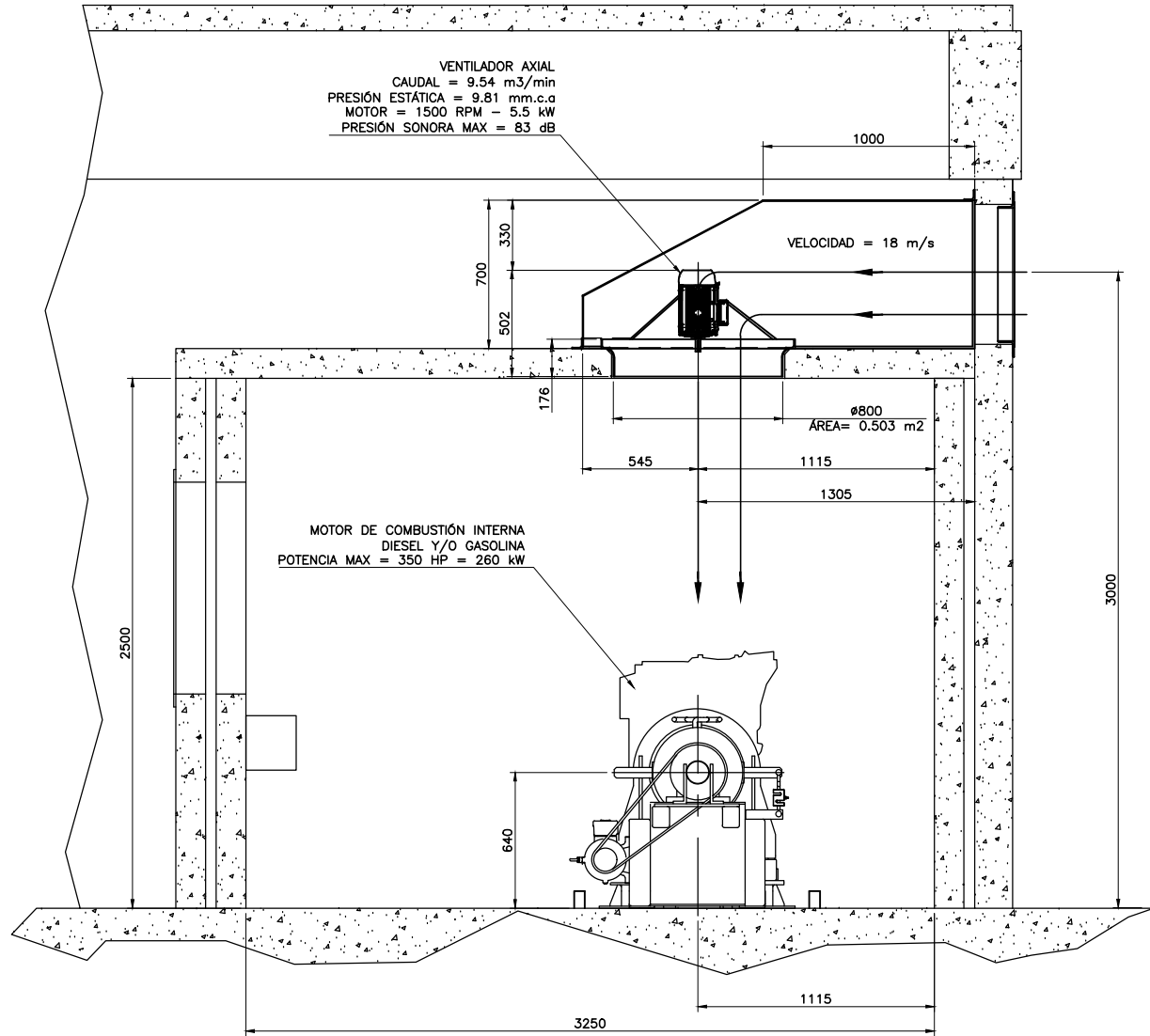


NOTAS
1 - POR CORTES A-A Y B-B VER PLANO E3-4-02

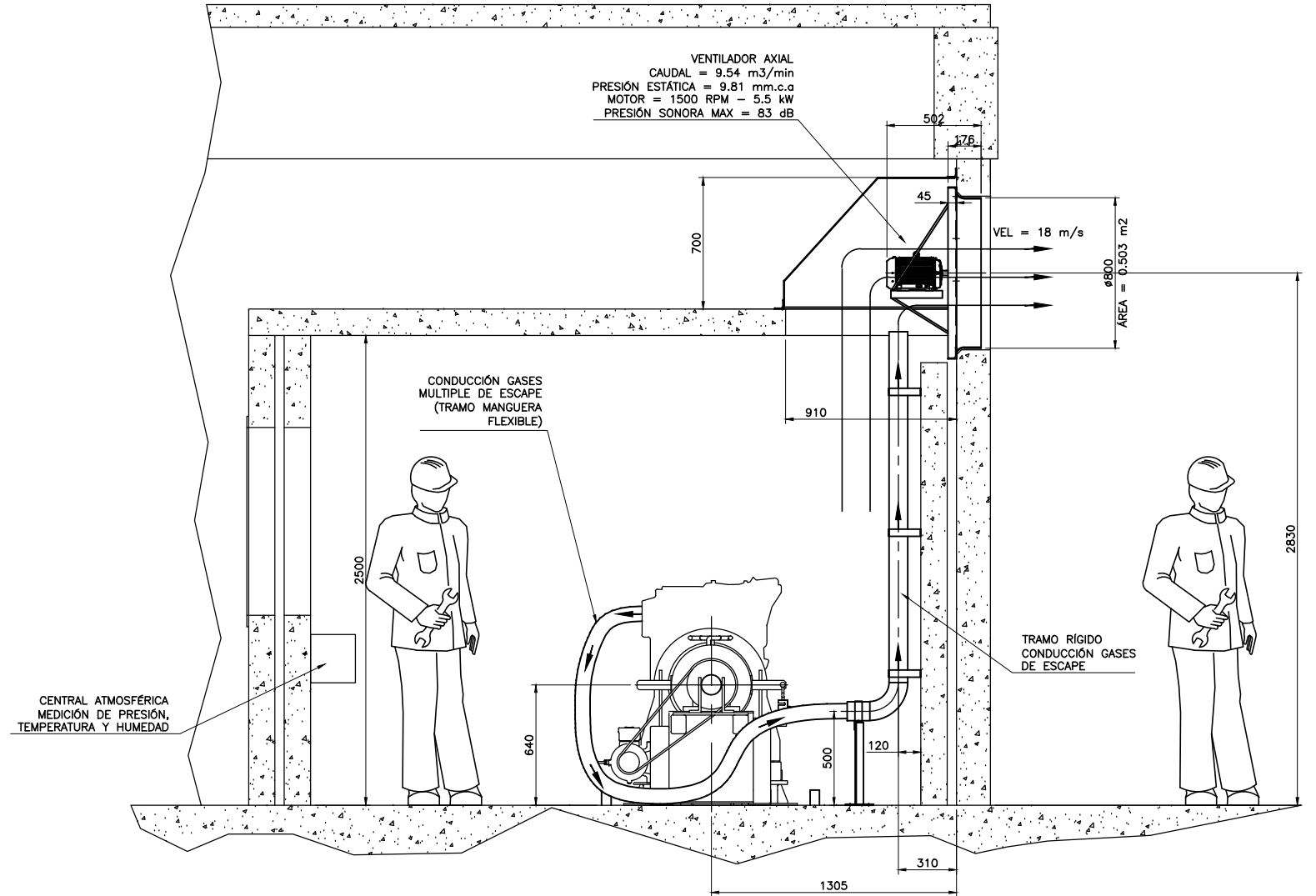
- DOCUMENTOS DE REFERENCIA**
- ETAPA 3 INFORME DISEÑO CONCEPTUAL, INGENIERIA BÁSICA
 - ANEXO 4 MEMORIA DE CÁLCULO VENTILACIÓN
 - E3-4-02 BANCO DE PRUEBAS PARA MCI SISTEMA DE VENTILACIÓN - CORTES

REV	PDG	FMA	FMA	EMISIÓN PARA ESTUDIO	DESCRIPCIÓN
REV	EJEC	REVI.	APROBÓ		
Escalas: 1: 25					UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA
PROYECTO FINAL				TÍTULO	BANCO DE PRUEBAS PARA MCI SISTEMA DE VENTILACIÓN - ING. BÁSICA
				FECHA:	23/06/2021
					E3-4-01

CORTE A-A
ENTRADA DE AIRE
 (POR INDICACIÓN DE CORTE VER PLANO E3-4-01)



CORTE B-B
SALIDA DE AIRE
 (POR INDICACIÓN DE CORTE VER PLANO E3-4-01)



DOCUMENTOS DE REFERENCIA

- ETAPA 3 INFORME DISEÑO CONCEPTUAL, INGENIERIA BÁSICA
- ANEXO 4 MEMORIA DE CÁLCULO VENTILACIÓN
- E3-4-01 BANCO DE PRUEBAS PARA MCI SISTEMA DE VENTILACIÓN - ING. BÁSICA

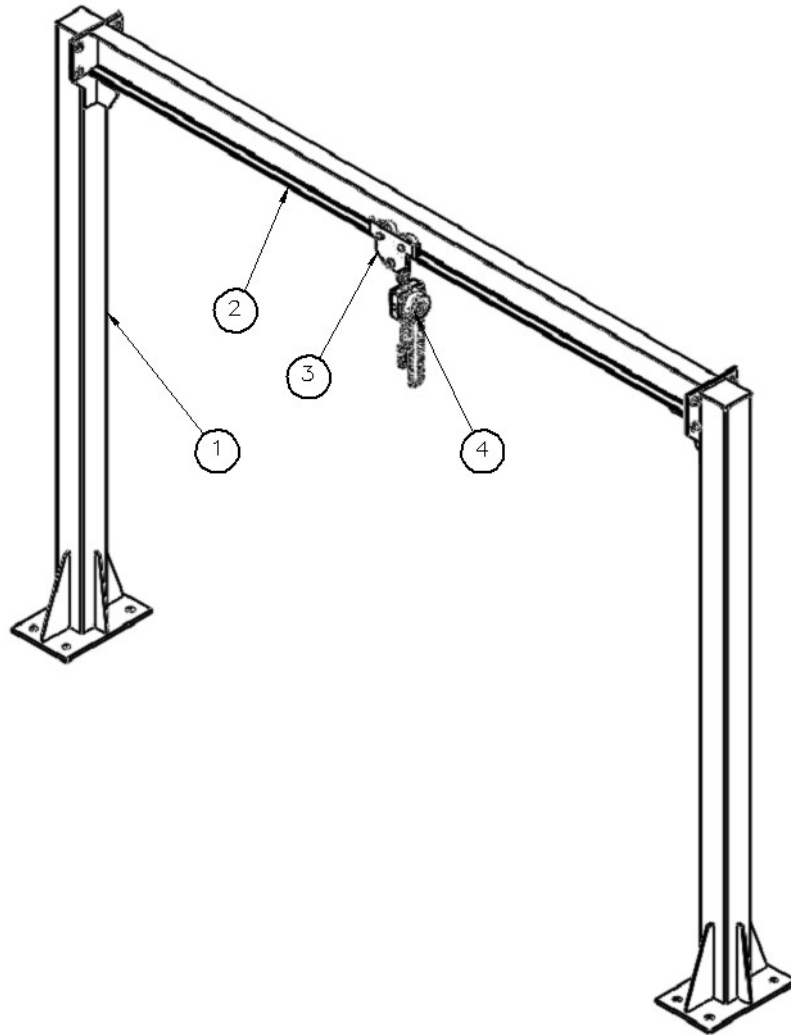
REV.	EJEC.	REVI.	APROBO	DESCRIPCION
C	PDG	FMA	FMA	EMISION PARA ESTUDIO
1	5			
Escalas:				UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA
PROYECTO FINAL				TITULO BANCO DE PRUEBAS PARA MCI SISTEMA DE VENTILACIÓN - CORTES
				APROBO
				FECHA: 23/06/2021
				E3-4-02
				A1

Anexo 5 – Memoria de cálculo sistema de izamiento

Contenido

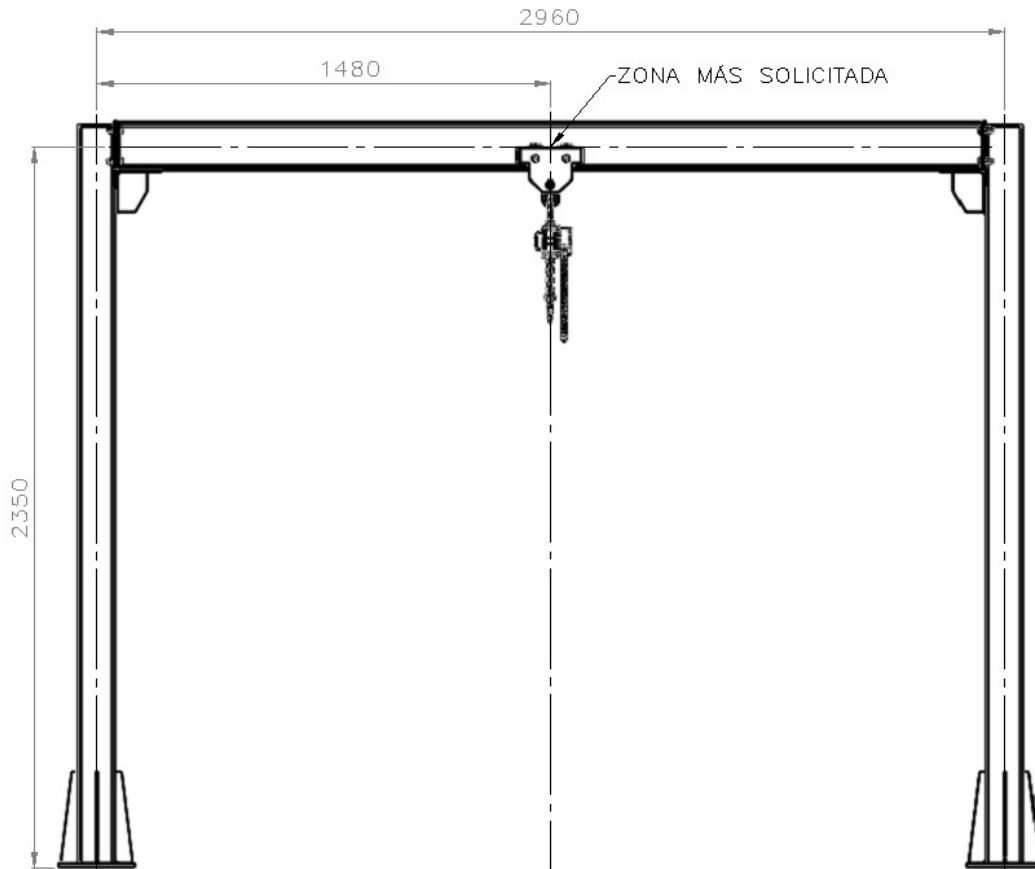
1.	Isometría del componente a verificar	2
2.	Dimensiones básicas	3
3.	Cargas consideradas.....	3
4.	Cálculos	4
4.1	Factor de diseño.....	4
4.2	Datos generales de sección.....	4
4.2.1	Columna	4
4.2.2	Viga carrilera	5
4.3	Material utilizado	5
4.4	Situación real.....	6
4.4.1	Combinación de cargas	9
4.4.2	Distribución de cargas sobre el pórtico.....	10
4.4.3	Diagrama de esfuerzos.....	11
4.4.4	Cálculo de deflexión sobre viga carrilera	13
4.4.5	Cálculo de tensiones sobre perfil IPN 160.....	15
4.4.6	Cálculo de tensiones en del tubo estructural cuadrado	20
4.4.7	Verificación por pandeo	24
4.4.8	Tensiones actuantes.....	24
4.4.9	Verificación por elementos finitos	25
4.4.10	Tornillo de unión columna-viga.....	26
4.5	Situación por contingencia.....	30
4.5.1	Distribución de cargas	30
4.5.2	Cálculo de tensiones en la base de la columna.....	31
4.6	Selección de broca	33

1. Isometría del componente a verificar



- 1- Columna
- 2- Viga carrilera
- 3- Aparejo
- 4- Carro Traslación

2. Dimensiones básicas



Ver plano de referencia ver Pl. N.º E3-5-01

3. Cargas consideradas

El pórtico es diseñado para facilitar el montaje y desmontaje de un motor de combustión interna sobre la base soporte motor.

El peso máximo de un MCI de 350HP es de 300kg

El pórtico está ubicado dentro de una sala de cuyas dimensiones internas son 3250mm por 3820mm (*ver plano N.º E3-5-01*)

Para determinar la distribución de cargas que soporta el pórtico, se adoptan 2 situaciones de montaje:

- 1- **Situación real:** el pórtico sujeta una carga en el centro de la viga IPN. El análisis de este estado de carga se rige bajo la norma CMMA – Crane Manufacturers Association of America N°74

- 2- **Situación por contingencia:** se considera una carga inclinada de 12° en el extremo de una de las columnas del pórtico con la carga calculada por la norma CMMA – Crane Manufactures Association of America N°74.

4. Cálculos

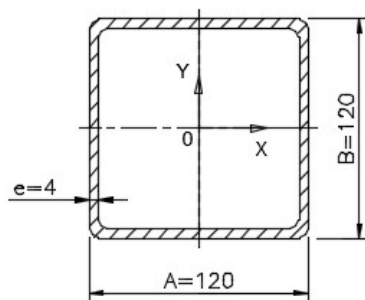
4.1 Factor de diseño

El diseño del sistema de izamiento se rige bajo el decreto nacional N°351/79 (reglamentario de la ley 19.587 - higiene y seguridad en el trabajo) el artículo 122 establece que en equipos de izamiento el factor de seguridad no será inferior a 5 para la carga máxima admisible.

4.2 Datos generales de sección

4.2.1 Columna

Tubo estructural cuadrado 120mm x 120mm x 4mm según IRAM-IAS U 500-218; U 500-2592



Ancho: A = 120 mm

Alto: B = 120 mm

Espesor: e = 4 mm

Área: $A_c = 18.15 \text{ cm}^2$

Momento de inercia (x) $I_{xx} = 402.03 \text{ cm}^4$

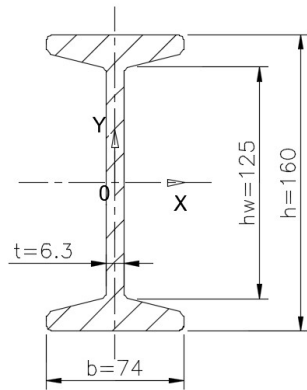
Momento de inercia (y) $I_{yy} = 402.03 \text{ cm}^4$

Modulo resistente:

$$W_x = I_{xx}/y_{max} = \frac{402.03 \text{ cm}^4}{6 \text{ cm}} = 67 \text{ cm}^3$$

4.2.2 Viga carrilera

Perfil IPN 160 según IRAM-IAS U500-511



Ancho: $b = 74 \text{ mm}$

Alto: $h = 160 \text{ mm}$

Área: $A_v = 22.8 \text{ cm}^2$

Espesor del alma: $t = 6.3 \text{ mm}$

Alto del alma: $h_w = 125 \text{ mm}$

Momento de inercia (x) $I_{xx} = 935 \text{ cm}^4$

Momento de inercia (y) $I_{yy} = 54.7 \text{ cm}^4$

Modulo resistente (W_x):

$$W_x = \frac{I_{xx}}{y_{max}} = \frac{935 \text{ cm}^4}{8 \text{ cm}} = 117 \text{ cm}^3$$

Modulo resistente (W_y):

$$W_y = \frac{I_{yy}}{y_{max}} = \frac{54.7 \text{ cm}^4}{3.7 \text{ cm}} = 67 \text{ cm}^3$$

4.3 Material utilizado

Material para ambos perfiles (columna y viga carrilera)

IRAM-IAS U500-42. Grado F-24

Resistencia de tracción: $412 / 562 \text{ MPa} = 4201 / 5730 \text{ kg/cm}^2$


Resistencia de fluencia: $235 \text{ MPa} = 2396 \text{ kg/cm}^2$

Integrantes:

Carcache, Pablo

Gentile, Pablo

Ramírez, Damián

Fecha:02/06/2021	Anexo 5 – Memoria de cálculo – Sistema izamiento motor	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Delta	
REV: 07			

4.4 Situación real

El siguiente desarrollo se basa en la norma CMMA – Crane Manufactures Association of America N°74, referente a las cargas que actúan sobre la estructura de puente grúa.

Tal como establece la norma, las cargas que influyen en el análisis se consideran cargas principales:

- ✓ Dead Load Factor (DL): El peso de todas las partes efectivas de la estructura del puente

Peso métrico IPN 160: $17.9 \frac{kg}{m}$

Longitud: 3 m

$$DL = 17.9 \frac{kg}{m} * 3m = 53.7 kg$$

- ✓ Trolley Load (TL): El peso de polipasto y el carro

$$TL = P_{pol} + P_{carro} = 9kg + 7.1kg = 16.1 kg$$

Peso polipasto: 9kg - según catalogo *equipos de elevación polipasto manuales de cadena YALE – modelo VSIII 0.5/1*

Peso polipasto: 7.1kg - según catalogo *Trolley de rozamiento y engranajes KW – modelo KW005A*


- ✓ Lifted Load (LL): La carga de trabajo

$$LL = 300kg$$

Los factores que afectan a las cargas antes mencionadas, se deben a las fuerzas de inercia que actúan durante los movimientos de la grúa

- 1) Vertical Inertia Forces (VIF): debidas al movimiento de la grúa y a la elevación o descenso repentino de la carga.
- 2) DLF= Dead Load Factor: Este factor influye en las cargas muertas de la grúa, el polipasto y equipo asociado

Tomando como referencia la velocidad de traslación de un polipasto comercial de monorriel marca: TADI, para estas condiciones de carga es de 5 a 20 m/min = 16.4 a 65.6 FPM (feet per minute)

Fecha:02/06/2021	Anexo 5 – Memoria de cálculo – Sistema izamiento motor	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Delta	
REV: 07			

$$DLF = 1.1 \leq 1.05 + \frac{\text{Velocidad carro}(FPM)}{2000} \geq 1.2$$

$$DLF = 1.1 \leq 1.05 + \frac{65.6}{2000} = 1.08$$

$$DLF=1.1$$

- 3) HLF= Hoist Load Factor: Este factor influye a la carga de trabajo o Lifted Load (LL) y el resultado de las cargas de inercia y otras incertidumbres de carga que ocurren durante la operación de la grúa.

$$HLF = 0.15 \leq 0.005 \times \text{Velocidad de izaje} \leq 0.5$$

Para grúas donde el izamiento se produce abruptamente, debe ser al menos el 50% de la carga suspendida o lifted Load

$$HLF=0.5$$

- 4) IFD= Inertia Forces from Drives: Este factor resulta de la aceleración o desaceleración del carro del puente de grúa. Esta carga se determina aplicando un factor IFD a la carga de trabajo o Lifted Load (LL).

$$IFd = \frac{2.5}{32.2} \times \text{aceleracion o desaceleracion carro} \left(\frac{ft}{s^2}\right) \geq 0.025$$

$$\text{Aceleración de un polipasto mecánico} = 0.22 \frac{m}{s^2} = 0.722 \frac{ft}{s^2}$$

$$IFd = 0.078 \times 0.722 \frac{ft}{s^2} = 0.056$$

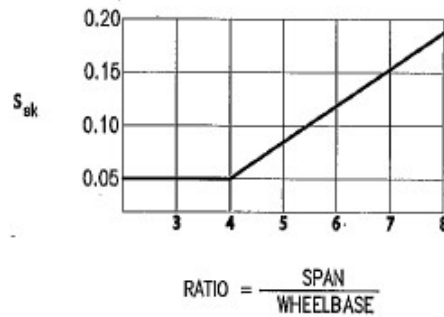
$$IFD = 0.056 \times LL = 0.056 \times 300kg = 17 kg$$

- 5) Cargas adicionales

5.1) WLO= Este es el viento máximo que una grúa está diseñada para soportar durante una operación fuera de servicio.

$$WLO=0$$

5.2) SK= Forces due to skewing (SK); Este factor es debido al bamboleo producto de los movimientos de carga.




Donde:

SPAN: Distancia horizontal entre centros de los rieles

WHEELBASE: Distancia de centro a centro entre ruedas externas.

$$SK = Ssk \times LL = 0.18 \times 300\text{kg} = 54\text{kg}$$

Fecha:02/06/2021	Anexo 5 – Memoria de cálculo – Sistema izamiento motor	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Delta	
REV: 07			

Las cargas y los factores que menciona la norma en el apartado 74.3 “Structural Design” son:

4.4.1 Combinación de cargas

La combinación de estrés es calculada siguiendo el siguiente caso:

Caso 1: Grúa en uso regular bajo carga principal (norma CMMA 74 inciso 3.3.2.5.1)

$$DL \times DLF + TL \times DLF + LL \times (1 + HLF) + IFD$$

Reemplazando dichos factores:

$$53.7 \times 1.1 + 16.1 \times 1.1 + 300 \times (1 + 0.5) + 17 = 543 \text{ kg}$$

Caso 2: Grúa en uso regular bajo carga principal y adicional (carga SK) (norma CMMA 74 inciso 3.3.2.5.2)

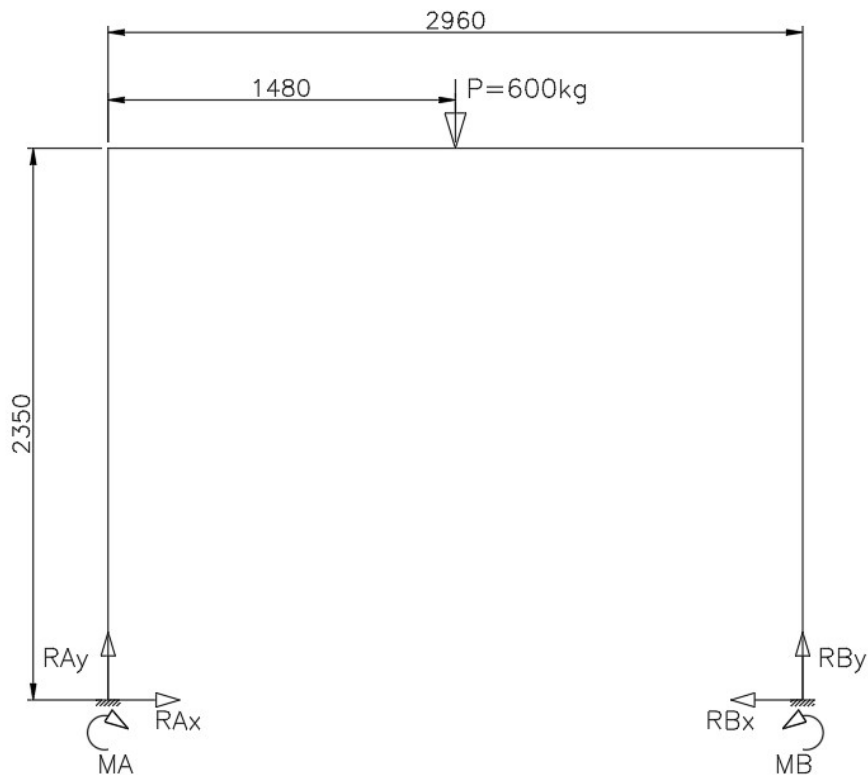
$$DL \times DLF + TL \times DLF + LL \times (1 + HLF) + IFD + WLO + SK$$

Reemplazando dichos factores:

$$53.7 \times 1.1 + 16.1 \times 1.1 + 300 \times (1 + 0.5) + 17 + 0 + 54 = 598 \text{ kg} \approx 600 \text{ kg}$$

Como se puede observar el caso 2 es el más desfavorable, por lo que se adopta para el cálculo de cargas del sistema de izamiento.


4.4.2 Distribución de cargas sobre el pórtico



Donde $P=600\text{kg}$, según lo detallado por la norma (ver apartado 4.4.1 - caso 2)

Las reacciones se hallaron planteando un hiperestático de grado 3.

Reacciones Columna A	Reacciones Columna B
$RAx = 730\text{N}$	$RBx = 730\text{N}$
$RAy = 2939\text{N}$	$RBy = 2940\text{N}$
$MA = 573\text{Nm}$	$MB = 564\text{Nm}$

Fecha:02/06/2021	Anexo 5 – Memoria de cálculo – Sistema izamiento motor	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Delta	
REV: 07			

4.4.3 Diagrama de esfuerzos

Columna A

$$N(x) = -RAy$$

$$Q(x) = -RAx$$

$$M(x) = -RAx X + MA Nm$$

Columna B

$$N(x) = -RBy$$

$$Q(x) = -RBx$$

$$M(x) = RBx X - MB Nm$$

Viga

$$N(x) = -RBx$$

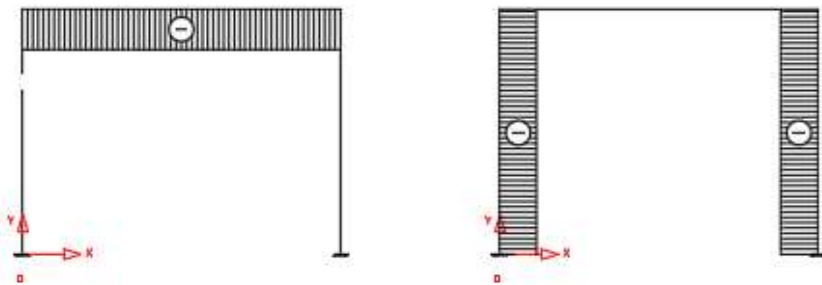
$$Q_{0 < x < 1480}(x) = RBy$$

$$Q_{1480 < x < 2960}(x) = RBy - P = -RBy$$

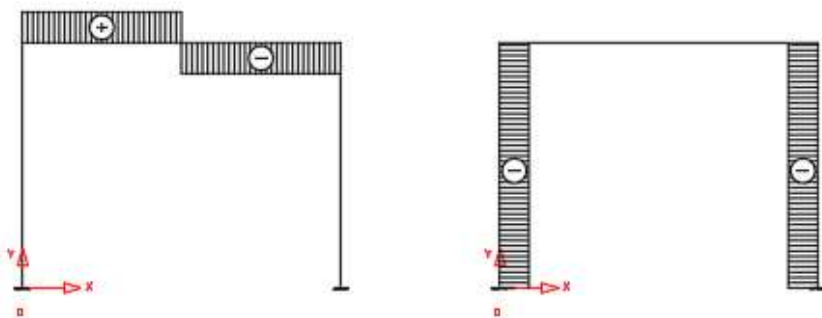
$$M_{0 < x < 1480}(x) = RBy X - 1143 Nm$$

$$M_{1480 < x < 2960}(x) = -RBy X + 7684 Nm$$

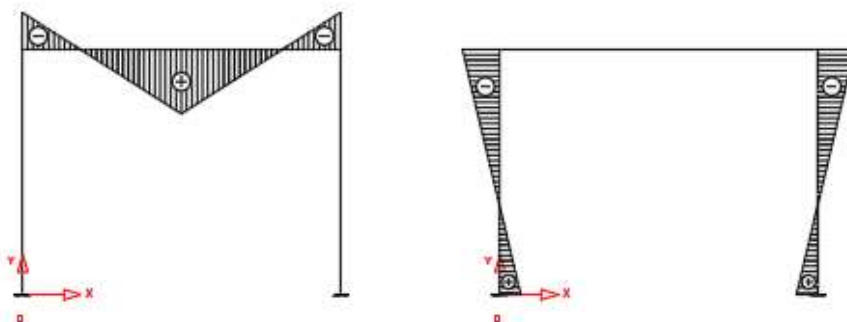
N



Q



M



Reacciones Columna A	Reacciones Columna B	Viga
$M_{max} = -1143 \text{ Nm}$	$M_{max} = -1154 \text{ Nm}$	$M_{max} = 3265 \text{ Nm}$
$N_{max} = -2939 \text{ N}$	$N_{max} = -2940 \text{ N}$	$N_{max} = -730 \text{ N}$
$Q_{max} = -730 \text{ N}$	$Q_{max} = -730 \text{ N}$	$Q_{max} = 2940 \text{ N}$

Conclusión

- La mayor concentración de esfuerzo sobre la viga IPN es en $X=1.48\text{m}$
- La mayor concentración de esfuerzo sobre la columna es en $y=2.35\text{m}$

4.4.4 Cálculo de deflexión sobre viga carrilera

Según el apéndice 1.4.1.1.5 de la norma CMMA – Crane Manufactures Association of America N°74, la deflexión vertical no debe exceder $L_r / 600$ y la deflexión lateral no debe exceder $L_r / 400$, donde:

L_r = tramo de viga o columna evaluado

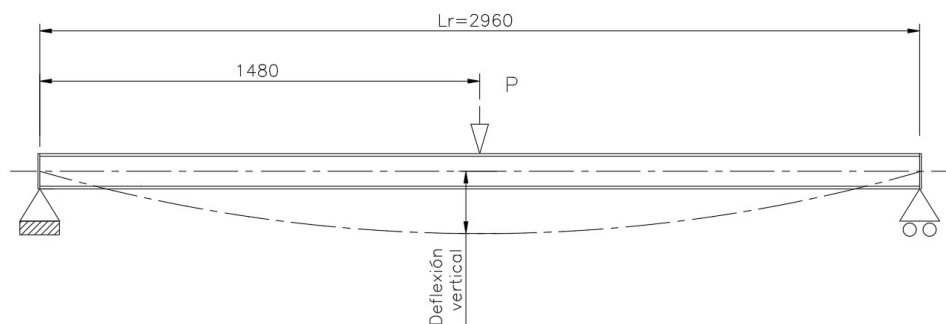
La deflexión vertical máxima para la viga IPN160 será de:

$$\frac{L_r}{600} = \frac{3m}{600} = 0.005m = 0.5cm$$

La deflexión lateral máxima para la columna será de:

$$\frac{L_r}{400} = \frac{2.35m}{400} = 0.0075m = 0.75cm$$

Para hallar la deflexión vertical máxima en la viga IPN 160 se utiliza fórmula según libro “Mecánica de Materiales - Hibbeler (ISBN 6073205597)- Apéndice C”



$$\delta v = \frac{-P \times L^3}{48 \times E \times I_{xx}}$$

Donde:

δv : deflexión vertical máxima de una viga simplemente apoyada de longitud L .

P : carga a la que está sometida la viga aplicada en $L/2$.

L : longitud de la viga.

E : módulo de elasticidad.

I_{xx} : momento de inercia x-x de la viga IPN 160.

$$\delta v = \frac{-600kg \times (2960cm)^3}{48 \times 2.14 \times 10^6 \frac{kg}{cm^6} \times 935cm^4} = -0.168cm$$

Según norma:

$$\frac{Lr}{600} \geq \delta v$$

$$0.5 \text{ cm} \geq 0.168 \text{ cm} \text{ VERIFICA}$$

Para hallar la deflexión lateral máxima en la columna 120x120 espesor 4mm se utiliza la fórmula de la secante para columnas con carga excéntrica según libro “Mecánica de materiales- Hibbeler (ISBN 607-320-559-7)” capítulo 13: Pandeo de columnas.

$$\delta c = e \times \left(\sec \left(\sqrt{\frac{P}{E \times I_x} \frac{Lc}{2}} \right) - 1 \right)$$

Donde:

δc : deflexión lateral máxima en la columna.

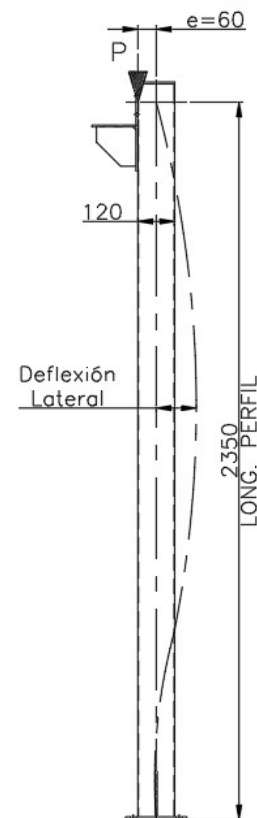
e: excentricidad de la carga P, medida desde el eje centroidal de la sección transversal de la columna hasta la línea de acción de P.

P: carga vertical aplicada a la columna.

E: módulo de elasticidad del material.

Lc: longitud de la columna.

I_{xx} : momento de inercia de la columna.



$$\delta c = 6cm \times \left(\sec \left(\sqrt{\frac{600kg}{2.14 * 10^6 kg/cm^6 \times 402.03cm^4} \frac{235cm}{2}} \right) - 1 \right)$$

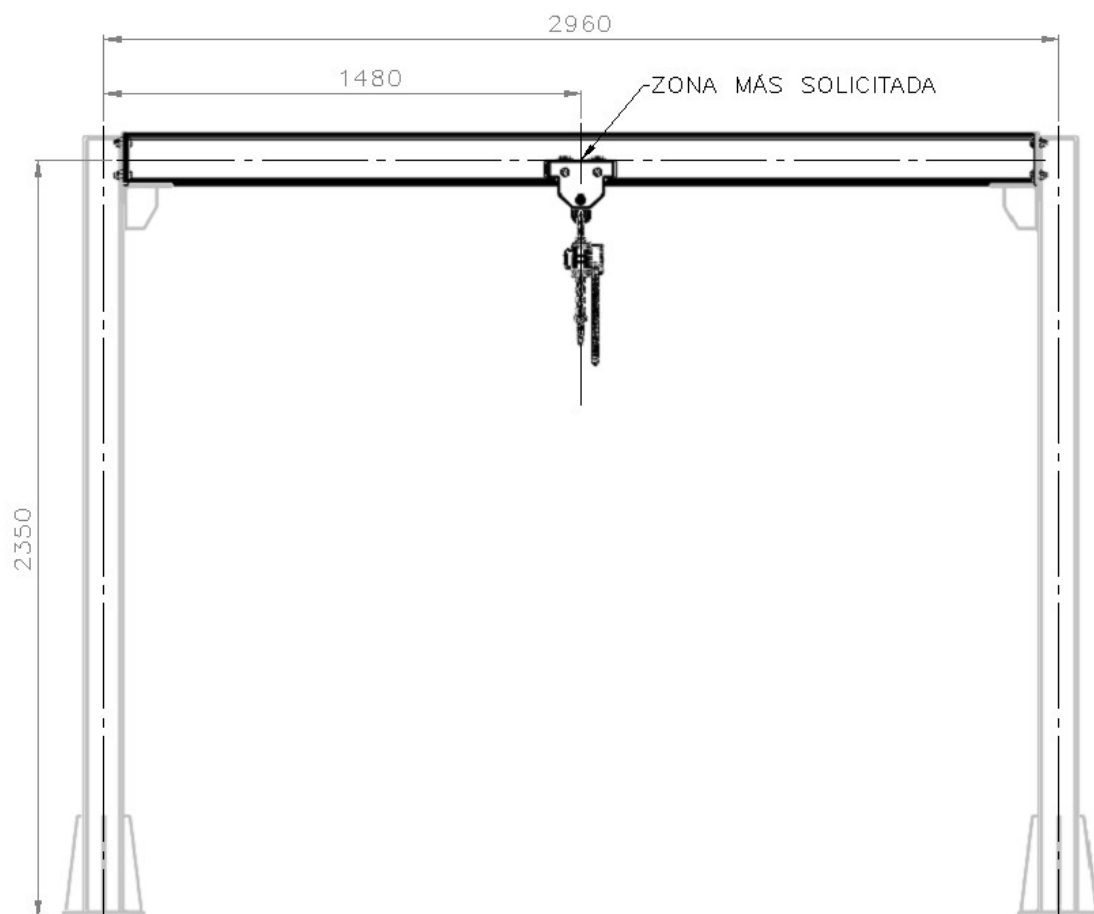
$$\delta c = 0.029cm$$

Según norma:

$$\frac{Lr}{400} \geq \delta c$$

$$0.75 cm \geq 0.029 cm \quad \text{VERIFICA}$$

4.4.5 Cálculo de tensiones sobre perfil IPN 160



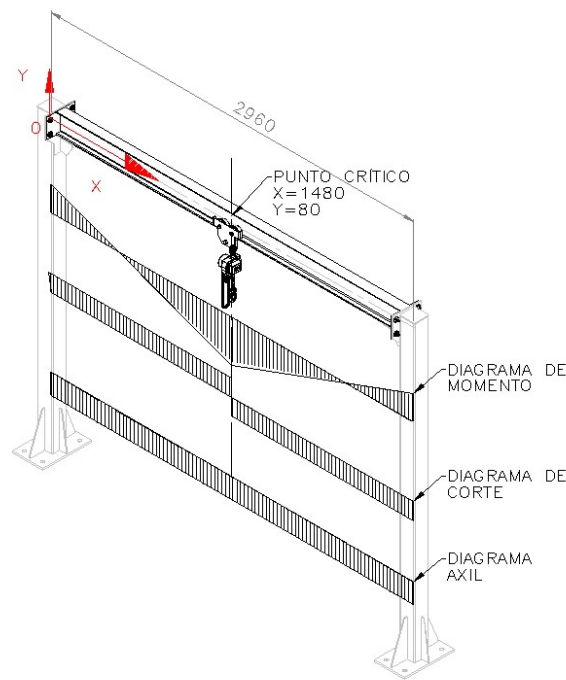
Si se observa los diagramas de esfuerzo (apartado 4.4.3), los esfuerzos máximos sobre la viga es cuando $X=1.48m$

$$M_{x=1.48m} = M_{max} = RBy X - 1143 Nm$$

$$M_{max} = 2940 N \cdot (1.48m) - 1143Nm = 3265 Nm = 33294 kg \cdot cm$$

$$N_{max} = N_{cte} = -730 N = -74.5kg$$

$$Q_{max} = 2940 N = 300 kg$$



Las fórmulas utilizadas en este apartado corresponden al libro “Mecánica de materiales – James M. Gere (ISBN: 978-970-686-482-6)” Capitulo: Esfuerzos en vigas.

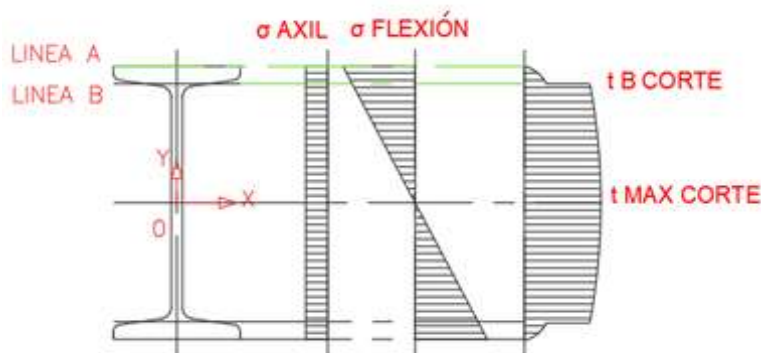


Diagrama de tensiones sobre perfil IPN

Las tensiones se evalúan sobre:

- línea A: donde se concentran esfuerzos de flexión.
- línea B: donde se concentran esfuerzos de flexión y corte.
- Centro: tensiones de corte máximas

Tensiones en el perfil por momento Flector

$$\sigma_{flexion A} = \frac{M_{max}}{W_x}$$

Donde:

M_{max} = momento sobre perfil IPN160 en X=1480mm

W_x = Módulo resistente con respecto al eje x

$$\sigma_{flexion A} = \frac{33294 \text{ kg.cm}}{117 \text{ cm}^3} = 285 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{flexion B} = \frac{M_{max} \times (hw/2)}{I_x}$$

Donde:

M_{max} = momento sobre perfil IPN en X=1500mm

hw =altura del alma del perfil IPN

I_{xx} =momento de inercia sobre el eje x

$$\sigma_{flexion B} = \frac{33294 \text{ kg.cm} \times 12.5 \text{ cm}/2}{935 \text{ cm}^3} = 222.5 \text{ kg/cm}^2$$

Tensiones en el perfil por corte

$$P = 600 \text{ kg}$$

$$\tau_{max} = \frac{P}{8 \times t \times I_x} \times (b \times h^2 - b \times hw^2 + t \times hw^2)$$

Donde:

b = ancho del perfil IPN

h =alto del perfil IPN

h_w =alto del alma del perfil IPN

t =espesor del alma del perfil IPN

I_{xx} =momento de inercia del perfil IPN sobre el eje x


$$\tau_{max} = \frac{600 \text{ kg}}{8 \times 0.95 \text{ cm} \times 935 \text{ cm}^4} \times (7.4 \text{ cm} \times (16 \text{ cm})^2 - 7.4 \text{ cm} \times (12.5 \text{ cm})^2 + 0.95 \text{ cm} \times (12.5 \text{ cm})^2)$$

Integrantes:

Carcache, Pablo

Gentile, Pablo

Ramírez, Damián

Fecha:02/06/2021	Anexo 5 – Memoria de cálculo – Sistema izamiento motor	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Delta	
REV: 07			

$$\tau_{max} = 75 \text{ kg/cm}^2$$

Las tensiones de corte máxima están presentes en el centro geométrico de la sección y es nulo en los extremos.

$$\tau_B = \frac{P \times b}{8 \times t \times I_x} \times (h^2 - hw^2)$$

Donde:

P = Carga a la que está sometido el perfil IPN

b = ancho del perfil IPN

t =espesor del alma del perfil IPN

I_{xx} =momento de inercia del perfil IPN con respecto al eje x

h =alto del perfil IPN

h_w =alto del alma del perfil IPN

$$\tau_B = \frac{600 \text{ kg} \times 7.4 \text{ cm}}{8 \times 0.95 \text{ cm} \times 935 \text{ cm}^4} \times ((16 \text{ cm})^2 - (12.5 \text{ cm})^2)$$

$$\tau_B = 62 \text{ kg/cm}^2$$

Tensiones en el perfil por tensión axial

$$RBx = 730 \text{ N} = 74.5 \text{ kg}$$

$$\sigma_{Axil} = \frac{RBx}{A_y}$$

Donde:

RBx = reacción horizontal en el extremo del perfil IPN

A_y =área del perfil IPN

$$\sigma_{Axil} = \frac{74.5 \text{ kg}}{22.8 \text{ cm}^2} = 3.3 \text{ kg/cm}^2$$

Tensión de Von Mises

Para determinar los esfuerzos máximos del componente se utiliza el criterio de Von Mises.

Tensiones sobre línea A

$$\sigma_{VMA} = \sqrt{(\sigma_{flexion A} + \sigma_{Axil})^2}$$

$$\sigma_{VMA} = \sqrt{\left(285 \frac{kg}{cm^2} + 3.3 \frac{kg}{cm^2}\right)^2}$$

$$\sigma_{VMA} = 288.2 \frac{kg}{cm^2}$$

Tensiones sobre línea B

$$\sigma_{VMB} = \sqrt{(\sigma_{flexion A} + \sigma_{Axil})^2 + 3\tau_{corte}^2}$$

$$\sigma_{VMB} = \sqrt{\left(222.5 \frac{kg}{cm^2} + 3.3 \frac{kg}{cm^2}\right)^2 + 3 \cdot \left(62 \frac{kg}{cm^2}\right)^2}$$

$$\sigma_{VMB} = 250 \frac{kg}{cm^2}$$

Resumen

	Tensiones sobre línea A	Tensiones sobre línea B	Tensiones sobre el centro de coordenadas
σ_{Axil}	$3,3 \frac{kg}{cm^2}$	$3,3 \frac{kg}{cm^2}$	0
$\sigma_{flector}$	$285 \frac{kg}{cm^2}$	$222.5 \frac{kg}{cm^2}$	0
τ_{corte}	0	$62 \frac{kg}{cm^2}$	$75 \frac{kg}{cm^2}$
σ_{VM}	$288.2 \frac{kg}{cm^2}$	$250 \frac{kg}{cm^2}$	$75 \frac{kg}{cm^2}$

Comparando la tensión de fluencia del material con la tensión de Von Mises:

Las tensiones más significativas se encuentran sobre la línea A, por la que se compara con la tensión de fluencia del material.

$$\sigma_{VMA} \leq \sigma_{fl}$$

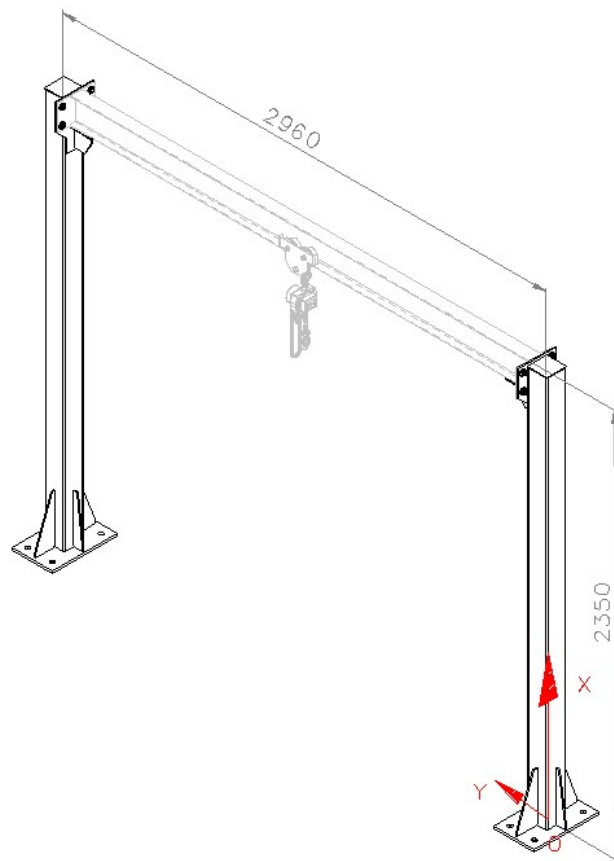
$$288.2 \text{ kg/cm}^2 \leq 2396 \text{ kg/cm}^2 \quad \text{VERIFICA}$$

El coeficiente de seguridad (N) es:

$$N = \frac{\sigma_{fluencia}}{\sigma_{VMA}} = \frac{2396 \text{ kg/cm}^2}{288.2 \text{ kg/cm}^2} = 8.3 \geq 5 \quad \text{VERIFICA}$$

Según apartado 4.1 coeficiente de seguridad N debe ser ≥ 5

4.4.6 Cálculo de tensiones en del tubo estructural cuadrado



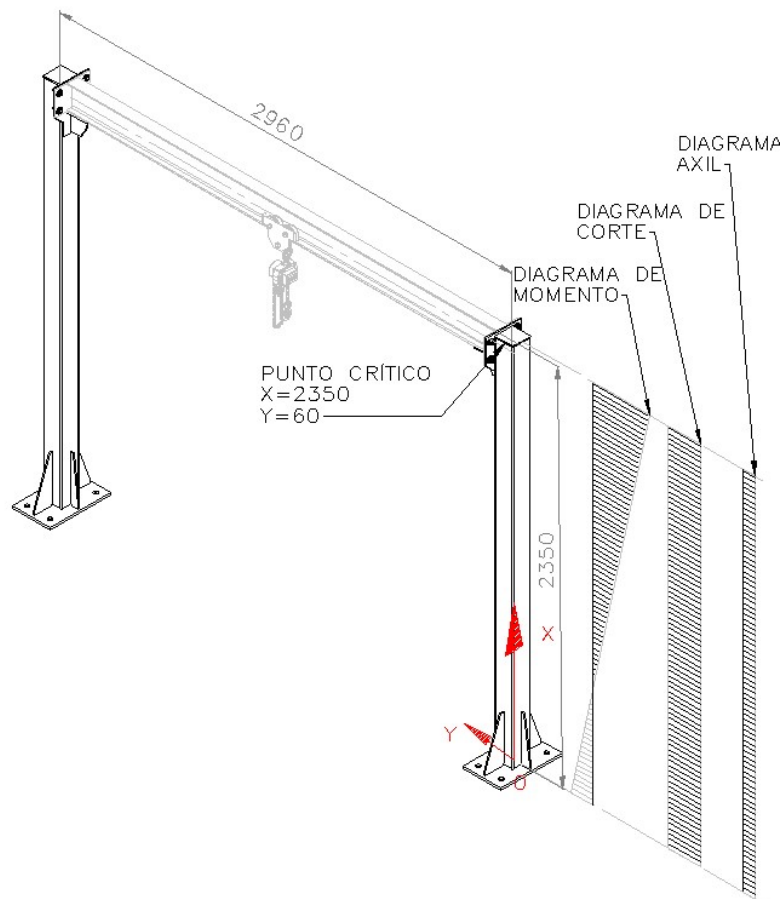
Las fórmulas utilizadas en este apartado corresponden al libro “Mecánica de materiales – James M. Gere (ISBN: 978-970-686-482-6)” Capitulo: Esfuerzos en vigas.

Si se observa los diagramas de esfuerzo (apartado 4.4.2), los esfuerzos máximos en las columnas son en $y=2.35\text{m}$ donde:

$$M_{max} = -1143 \text{ Nm} = 11655.3 \text{ kg.cm}$$

$$N_{max} = -2939 \text{ N} = 300 \text{ kg}$$

$$Q_{max} = -730 \text{ N} = -74.5 \text{ kg}$$



Tensiones en el Perfil por momento Flector

$$\sigma_{flexion} = \frac{M_{max}}{W_x}$$

Donde:

M_{max} = momento sobre tubo estructural cuadrado en X=2350mm

W_x = modulo resistente con respecto al eje x

$$\sigma_{flexion} = \frac{-11655.3 \text{ kg.cm}}{67 \text{ cm}^3} = -174 \text{ kg/cm}^2$$

Tensiones en el perfil por tensión axil

$$\sigma_{Axil} = \frac{N_{max}}{A_c}$$

Donde:

N_{max} = reacción vertical sobre el tubo estructural cuadrado

A_c = área del tubo estructural cuadrado

$$\sigma_{Axil} = \frac{300 \text{ kg}}{18.15 \text{ cm}^2} = -16.5 \text{ kg/cm}^2$$

Tensiones en el perfil por corte

$$\tau_{max} = \frac{3 Q_{max}}{2 A_c}$$

Donde:

Q_{max} = esfuerzo de corte del tubo estructural cuadrado

A_c = área del tubo estructural cuadrado

$$\tau_{max} = \frac{3 \times -74.5 \text{ kg}}{2 \times 18.15 \text{ cm}^2} = -6 \text{ kg/cm}^2$$

Las tensiones de corte solo están presentes en el centro geométrico de la sección y es nulo en los extremos.



Diagrama de tensiones sobre columna

Tensión de Von Mises

$$\sigma_{VM} = \sqrt{(\sigma_{flexion} + \sigma_{Axil})^2}$$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\left(-173 \frac{kg}{cm^2} + \left(-16.5 \frac{kg}{cm^2}\right)\right)^2}$$

$$\sigma_{VM} = 190.3 \frac{kg}{cm^2}$$

Comparando la tensión de fluencia del material con la tensión de Von Mises:

$$\sigma_{VM A} \leq \sigma_{fl}$$

$$190.3 \frac{kg}{cm^2} \leq 2396 \frac{kg}{cm^2} \quad \text{VERIFICA}$$

El coeficiente de seguridad (N) resultante, cuando se aplica la carga máxima es:

$$N = \frac{\sigma_{fluencia}}{\sigma_{VM A}} = \frac{2396 \frac{kg}{cm^2}}{190.3 \frac{kg}{cm^2}} = 12.5 \geq 5 \quad \text{VERIFICA}$$

Según apartado 4.1 coeficiente de seguridad N debe ser ≥ 5

4.4.7 Verificación por pandeo

Para verificar el diseño de la columna a pandeo se toma como referencia el Capítulo 11 -Columnas- del libro “Mecánica de materiales – James M. Gere (ISBN: 978-970-686-482-6)”

4.4.8 Tensiones actuantes

El desarrollo del cálculo se considera que la carga descansa sobre una columna, de manera de verificar por pandeo en la situación más desfavorable.

La columna se encuentra abulonada en la base y libre en el extremo opuesto por lo que se considera una unión empotrada-libre.

El cálculo de la carga crítica evalúa bajo siguiente formula:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * E * I_{xx}}{(K * L_c)^2}$$

Donde:

P_{cr} = Carga crítica (kg)

E = Módulo de elasticidad del material $\left(\frac{kg}{cm^2}\right)$

I_{xx} = Menor momento de inercia para el área transversal de la columna (cm^4)

L_c = Longitud de la columna. (cm)

K = Factor de longitud efectiva cuyo valor depende de la conexión en los extremos de la columna. Para una conexión empotrada-libre $K=2$

4.4.8.1 Carga crítica

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \times E \times I_{xx}}{(2 * L_c)^2} = \frac{\pi^2 \times 2.141 \times 10^6 \frac{kg}{cm^2} \times 402cm^4}{(2 * 235cm)^2} = 38465 kg$$

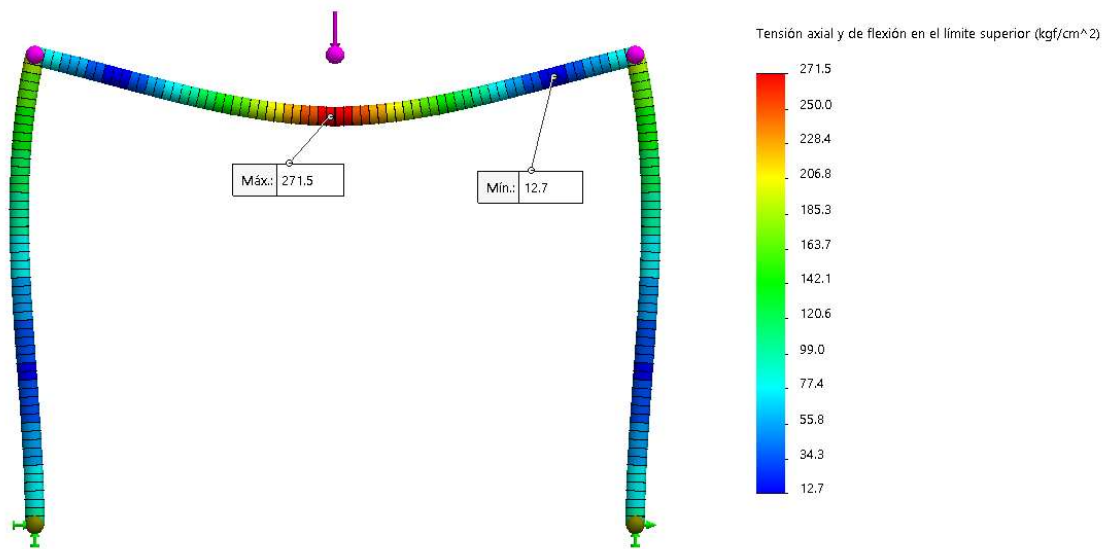
Coeficiente de seguridad:

$$N_{pandeo} = \frac{P_{cr}}{P} = \frac{38465 kg}{600 kg} = 64 \quad \text{VERIFICA}$$

$5 \leq N$ VERIFICA

4.4.9 Verificación por elementos finitos

Condición de empotramiento en la base de las columnas y una carga central de 600kg a 1480mm del extremo de la viga IPN 160



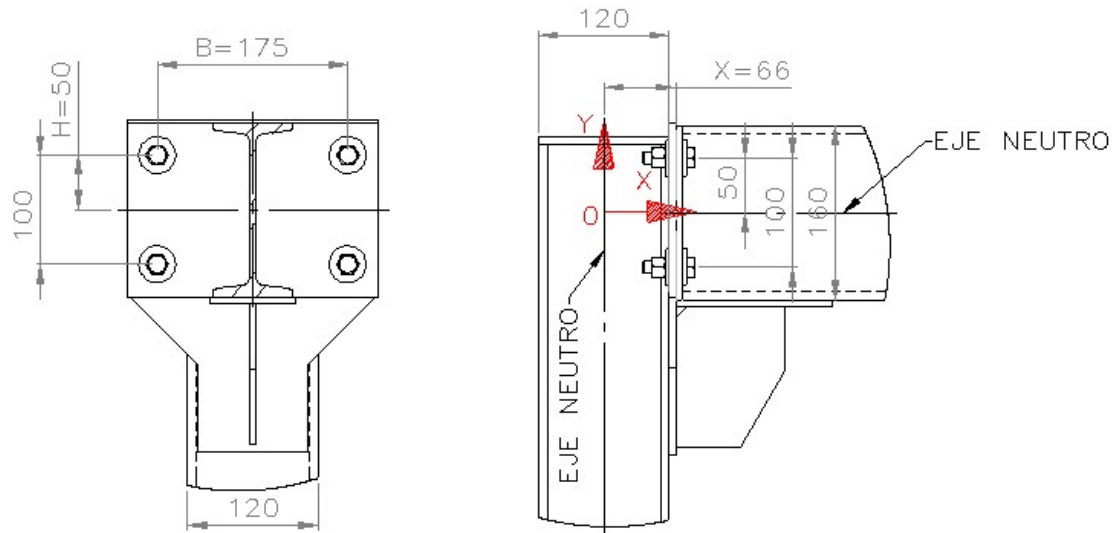
Conclusión:

Como se puede ver en la imagen, la zona donde se encuentra las mayores tensiones corresponde al centro de la viga IPN (tal como se observó en los cálculos de tensiones) cuyo valor máximo es de 271.5 kg/cm²

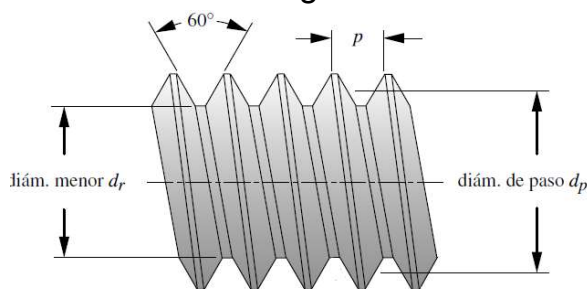
Comparando la tensión calculada de manera analítica (apartado 3.4.4) con la obtenida mediante cálculo de elementos finitos podemos verificar la similitud entre los valores.

4.4.10 Tornillo de unión columna-viga

4.4.10.1 Medidas generales



4.4.10.2 Datos generales de la sección del tornillo



Donde:

-Diámetro de paso (d_p)= 13.54mm

-Diámetro menor (d_r)= 14.7mm

-Paso (p)=2mm

-Área de esfuerzo a la tensión: $A_t = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_p + d_r}{2} \right)^2 = 1.44 \text{ cm}^2$

Área: $A_{RM16} = 1.44 \text{ cm}^2$

4.4.10.3 Material utilizado

M16 Paso 2 - Clase 8.8 ISO 898-1

Resistencia tracción: 800 MPa= 8157 kg/cm²

Resistencia a la fluencia: 640 MPa= 6526 kg/cm²

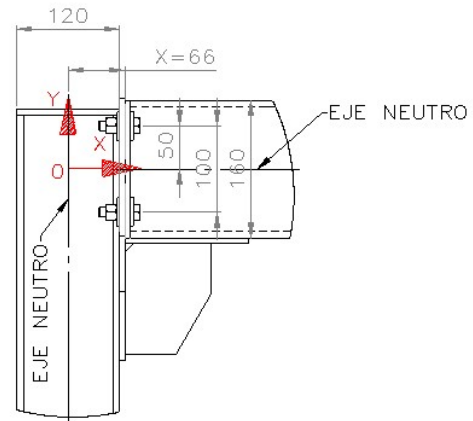
4.4.10.4 Cálculo de tensiones

Si se observa los diagramas de esfuerzo (apartado 3.4.1), las ecuaciones de los esfuerzos sobre la viga IPN son:

$$M_{0 < x < 1480}(x) = RBy X - 1143 Nm$$

$$N(x) = -RBx$$

$$Q_{0 < x < 1480}(x) = RBy$$



Se verifica los esfuerzos en $X=0.066m$

$$\begin{aligned} M_{x=0.066m} &= RBy X - 1143 Nm \\ &= 2940N (0.066m) \\ &\quad - 1143 Nm = -948.9 Nm \end{aligned}$$

$$M_{x=0.066m} = -9672 kg \cdot cm$$

$$Q_{x=0.066m} = 300 kg$$

$$N_{x=0.066m} = -74.5 kg$$

Tensiones en el tornillo por corte

$$Rby = Ray = Ry = 2939 N = 300 kg$$

$$\tau = \frac{4}{3} \frac{Ry}{A_{TRM16}} = \frac{4}{3} \cdot \frac{300kg}{2 \times 1.44cm^2} = 138.7 kg/cm^2$$

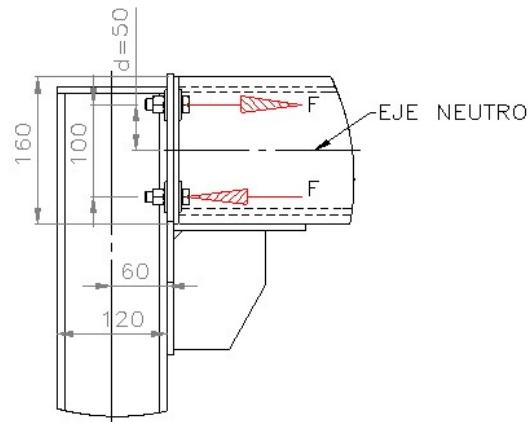
Tensiones en el tornillo por sollicitación axil

Donde:

$$M_{x=0.066m} = 9672 \text{ kg. cm}$$

$$d = 50\text{mm} = 5\text{cm}$$

F= fuerza axial sobre el tornillo



Dado la distribución de los tornillos, aquellos ubicados sobre la línea de eje neutro serán los que estén solicitados axialmente, por lo que la fuerza calculada sólo se aplica a los 2 tornillos superiores.

$$F = \frac{M}{d} = \frac{9672 \text{ kg. cm}}{5 \text{ cm}} = 1934.5 \text{ kg}$$

$$\sigma_{axil} = \frac{F}{A_{TRM16}} = \frac{1934.5 \text{ kg}}{2 \times 1.44 \text{ cm}^2} = 671.7 \text{ kg/cm}^2$$

Tensión de Von Mises

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_{axil}^2 + 3\tau_{corte}^2}$$


$$\sigma_{VM} = \sqrt{\left(671.7 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)^2 + 3 \cdot \left(138 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)^2}$$

$$\sigma_{VM} = 713.3 \text{ kg/cm}^2$$

Comparando la tensión de fluencia del material con la tensión de Von Mises:

$$\sigma_{VM} \leq \sigma_{fl}$$

$$713.3 \text{ kg/cm}^2 \leq 6526 \text{ kg/cm}^2 \quad \text{VERIFICA}$$

Fecha:02/06/2021	Anexo 5 – Memoria de cálculo – Sistema izamiento motor	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Delta	
REV: 07			

El coeficiente de seguridad resultante cuando se aplica la carga máxima es:

$$N = \frac{\sigma_{fluencia}}{\sigma_{VM}} = \frac{6526 \text{ kg/cm}^2}{713.3 \text{ kg/cm}^2} = 9.14 \geq 5$$

5 ≤ N VERIFICA

Según apartado 4.1 coeficiente de seguridad N debe ser ≥ 5

4.5 Situación por contingencia

El pórtico es sometido a una fuerza oblicua de 12° producto de un movimiento pendular sobre una de las columnas.

4.5.1 Distribución de cargas

Donde:

$$P = 600kg \text{ (carga aplicada)}$$

$$\alpha = 12^\circ \text{ (ángulo de inclinación)}$$

$$L_c = 235 \text{ cm (largo de columna)}$$

$$R_x = \text{Reaccion en dirección X de la base}$$

$$R_y = \text{Reaccion en dirección y de la base}$$

$$M_1 = \text{Reaccion de momento en la base}$$

$$y = 12cm/2 = 6cm \text{ fibra mas alejada de la columna}$$

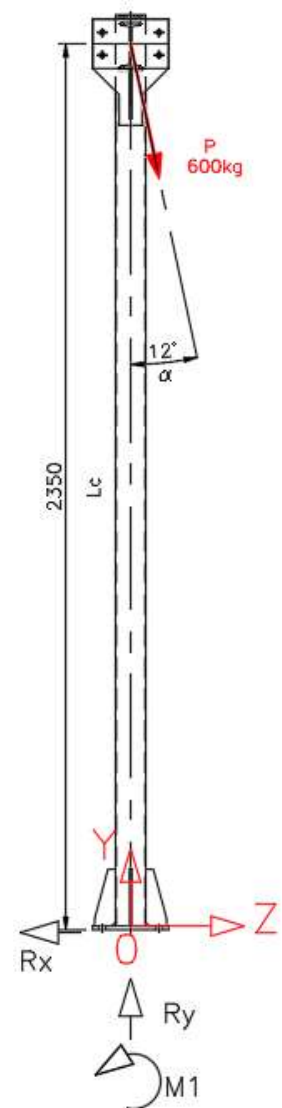
$$A_c = 18.15cm^2 \text{ Área del perfil de la columna (ver apartado 3.2.1)}$$

$$I_x = 402.03cm^4 \text{ Momento de inercia de la columna (ver apartado 3.2.1)}$$

$$R_x = P \times \text{sen}(12^\circ) = 600kg \times \text{sen}(12^\circ) = 125kg$$

$$R_y = P \times \text{cos}(12^\circ) = 600kg \times \text{cos}(12^\circ) = 587kg$$

$$M_1 = R_x \times L_c = 125kg \times 235cm = 29315 \text{ kg} * \text{cm}$$



Reacciones columna
$R_x = 125kg = 1.223 \text{ kN}$
$R_y = 587kg = 5.755 \text{ kN}$
$M_1 = 29315 \text{ kg} \text{ cm} = 2.875 \text{ kN m}$

4.5.2 Cálculo de tensiones en la base de la columna

Tensiones en el perfil por tensión axial

$$\sigma_{Axial} = \frac{Ry}{A_c} = \frac{587 \text{ kg}}{18.15 \text{ cm}^2} = 32.3 \text{ kg/cm}^2$$

Tensiones en el perfil por momento flector

$$\sigma_{flexion} = \frac{M1 \times y}{I_x} = \frac{2875 \text{ kg} * \text{cm} \times 12/2 \text{ cm}}{402.03 \text{ cm}^4} = 437.5 \text{ kg/cm}^2$$

Tensiones en el Perfil por corte

$$\tau = \frac{3 R_x}{2 A_c} = \frac{3}{2} \cdot \frac{125 \text{ kg}}{18.15 \text{ cm}^2} = 10.3 \text{ kg/cm}^2$$



Tensiones de Von Mises

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_{axial}^2 + \sigma_{flexion}^2 + 3\tau_{corte}^2}$$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\left(32.3 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)^2 + \left(437.5 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)^2}$$

$$\sigma_{VM} = 470 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{adm} = 2396 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{VM} \leq \sigma_{adm} \quad \text{VERIFICA}$$

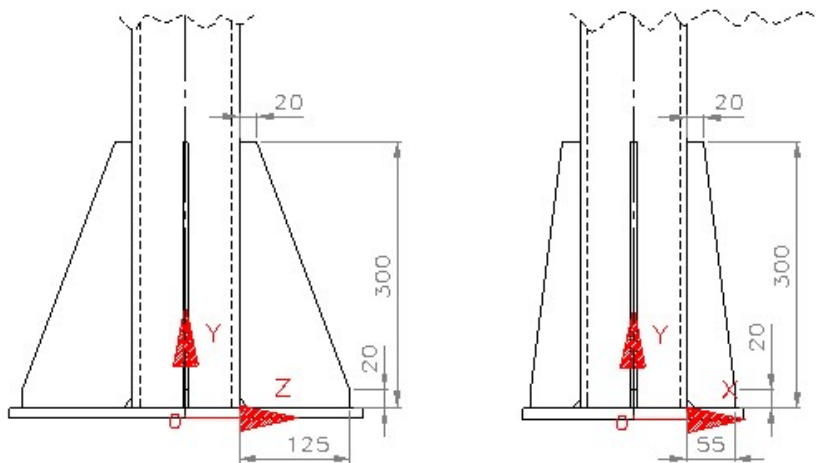
El coeficiente de seguridad

$$N = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_{VM}} = \frac{2396 \text{ kg/cm}^2}{470 \text{ kg/cm}^2} = 5.1$$

$$5 \leq N \quad \text{VERIFICA}$$

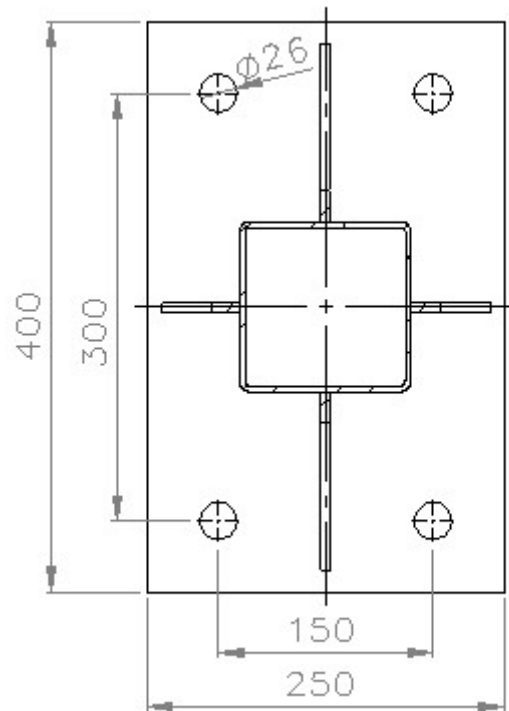
Según apartado 4.1 coeficiente de seguridad N debe ser ≥ 5

Para lograr una mejor estabilidad ante situaciones adversas, las columnas se refuerzan con cartelas.



4.6 Selección de broca

4.6.1.1 Medidas generales



4.6.1.2 Cálculo de broca

Método de cálculo Hilti:


Para el cálculo de selección de brocas se utiliza el software Hilti PROFIS Anchor, versión 2.8.7 por recomendación del fabricante.

Las variables para el cálculo de las brocas a introducir en el software son:



- ✓ Material base: En este apartado se selecciona la resistencia del suelo en donde se instalarán las brocas.

El tipo de suelo seleccionado es:

Fecha:02/06/2021	Anexo 5 – Memoria de cálculo – Sistema izamiento motor	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Delta	
REV: 07			

Concreto fisurado: este tipo de hormigón es el más desfavorable para un suelo de taller. Posee fisuras por factores internos y externos, tensiones y cargas, pero al ser pequeñas no son consideradas como un problema.

Este tipo de suelo posee una resistencia a la compresión de 17.2N/mm^2 basado en ensayos de probetas cilíndricas realizadas de acuerdo a la norma ASTM C31 y ensayadas a de acuerdo a ASTM C39.

- ✓ Placa base: En este apartado se ingresan las dimensiones de la misma. Las condiciones de contorno para el diseño de la placa base dependen del tipo de anclaje a utilizar. Por ejemplo:
 - La distancia al borde de la placa: Para anclajes HSL-3 esta distancia no debe ser inferior a 50mm
 - Espesor de placa base: Para anclajes HSL-3 el espesor de la placa no debe ser inferior a 10mm
- ✓ Configuración de anclajes:
En este apartado se selecciona la cantidad y distribución de agujeros de la placa base.
- ✓ Perfiles: Aquí se selecciona el tipo, tamaño y espesor del perfil que se encuentra solidario a la placa base, así como su ubicación en la placa.
- ✓ Cargas: En este apartado se ingresan los valores de carga a la que la placa base esta solicitada, orientadas sobre los ejes X, Y y Z.
- ✓ Cálculo: En este apartado finaliza en ingreso de datos y se ejecuta el cálculo de los anclajes dando como resultado un abanico de posibles soluciones.

En nuestro caso el sistema de izamiento está anclado al piso, por lo que los anclajes estarán en contacto con humedad y es por ello que se selecciona un material con propiedades de resistencia a la corrosión tal como el acero inoxidable.

El anclaje seleccionado es el Hilti HSL-3-R M16.

Denominación:

Los anclajes tipo HSL-3 son un tipo de anclaje mecánico, acuíñado y desmontable para grandes cargas de máximo rendimiento con aprobaciones para fuego, actividad sísmica y hormigón fisurado.

La sigla R: corresponde a un anclaje de acero inoxidable A4 y cabeza hexagonal de uso común.

Las siglas M16: corresponde al tipo de rosca del anclaje.



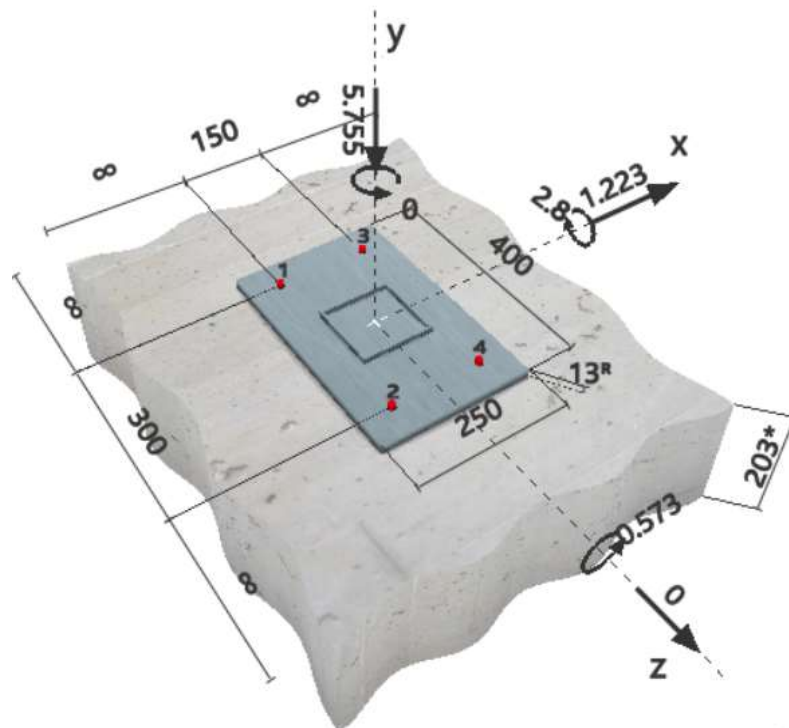
Las reacciones calculadas en el apartado 4.5.1 son ingresadas en el modelo

$$R_{Ax} = 1223N = 1.223 \text{ kN}$$

$$R_{Ay} = 5755 \text{ N} = 5.755 \text{ kN}$$

$$M_A = 573 \text{ Nm} = 0.573 \text{ kNm}$$

$$M_1 = 2875 \text{ Nm} = 2.875 \text{ kNm}$$



Distribución de esfuerzos sobre la placa

Resultado:

Método de diseño: ACI31814/MECH

Datos Técnicos: ESR-1545

Utilización (%)

Tracción: 16 % ★



Acero:

5 %



Arrancamiento
del concreto:

16 %



Extracción:

0 %

Corte: 1 % ▼

Combinación Tracción/Corte: 5 %

- Profundidad de empotramiento optimizada
- Emplear selección de profundidad de empotramiento

Profundidad de empotramiento: 100 mm

Para detalles ver adjunto 5.1 HILTI

Coeficiente de seguridad (N)

$$N = \frac{100\%}{16\%} = 6.25$$

5 ≤ N VERIFICA

Según apartado 4.1 coeficiente de seguridad N debe ser ≥ 5

Las brocas están trabajando con coeficiente de seguridad de 6.25, lo que significa que están solicitadas un 16% de su máxima resistencia y verifica de acuerdo al decreto nacional N°351/79 (Reglamentario de la Ley 19.587 - de Higiene y Seguridad en el Trabajo) detallado en el apartado 3.1 factor de diseño

Empresa: UTN
 Proyectista:
 Dirección: San Martín 1175
 Teléfono | Fax: 03489 42-0400 |
 E-mail: sec-admin@utn.edu.ar

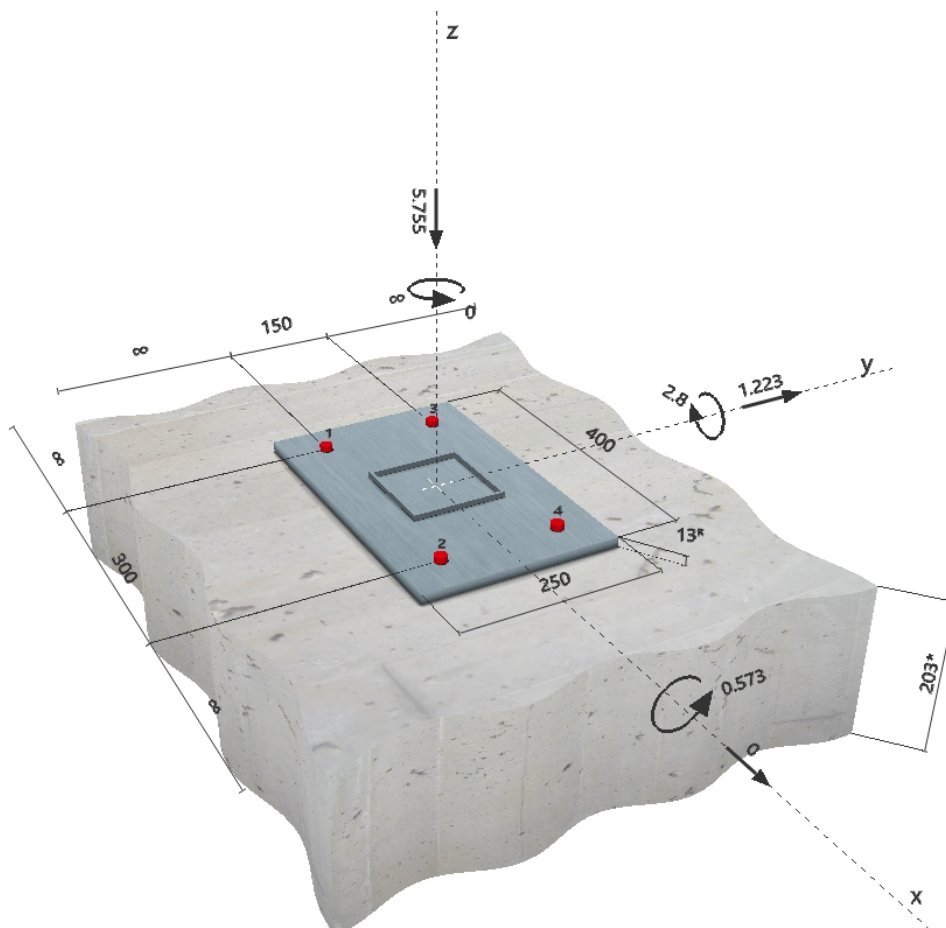
Página: 1
 Proyecto: UTN
 Sub Proyecto | Pos. No.:
 Fecha: 16/06/2021

Comentarios del proyectista :
1 Insertar datos

Tipo y tamaño de anclaje:	HSL-3-R M16
Return period (service life in years):	50
Profundidad de empotramiento efectivo:	$h_{ef,act} = 100 \text{ mm}$, $h_{nom} = 100 \text{ mm}$
Material:	A4
Aprobación No.:	ESR-1545
Establecidos Válidos:	01/04/2019 01/03/2020
Prueba:	Método de diseño ACI 318-14 / Mech.
Fijación a distancia:	$e_b = 0 \text{ mm}$ (enrasado); $t = 13 \text{ mm}$
Placa base:	$l_x \times l_y \times t = 400 \text{ mm} \times 250 \text{ mm} \times 13 \text{ mm}$; (Espesor de placa recomendado: no calculado)
Perfil:	Perfil Cuadrado, $120 \times 120 \times 4,0$; ($L \times W \times T$) = $120 \text{ mm} \times 120 \text{ mm} \times 4 \text{ mm}$
Material base:	fisurado concreto, 2500, $f'_c = 2,500 \text{ psi}$; $h = 203 \text{ mm}$
Instalación:	Barreno hecho con rotomartillo, Condición de instalación: seco
Refuerzo:	Tracción: Condición B, corte: Condición B; no Se presenta refuerzo adicional para fisuración (splitting) Refuerzo de borde: ninguno o < 4 barras



^R - El usuario es responsable de garantizar la rigidez de la placa base, utilizando las soluciones pertinentes (contrafuertes, etc.), en función del espesor especificado

Geometría [mm] & Carga [kN, kNm]


Empresa: UTN
 Proyectista:
 Dirección: San Martín 1175
 Teléfono | Fax: 03489 42-0400 |
 E-mail: sec-admin@utn.edu.ar

Página: 2
 Proyecto: UTN
 Sub Proyecto | Pos. No.:
 Fecha: 16/06/2021

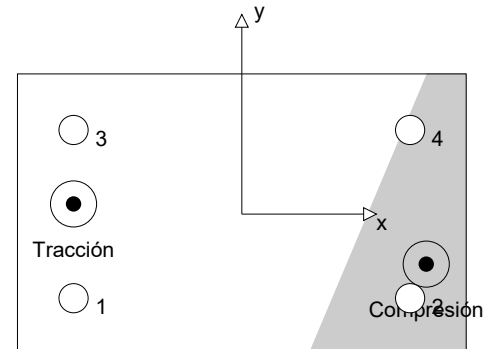
2 Caso de carga/Resultante de cargas

Caso de carga: Cargas de diseño

Reacciones en el anclaje [kN]

Carga de tracción: (+Tracción, -Compresión)

Anclaje	Carga de tracción	Fuerza de corte	Corte en x	Corte en y
1	2.592	0.306	0.000	0.306
2	0.000	0.306	0.000	0.306
3	3.304	0.306	0.000	0.306
4	0.000	0.306	0.000	0.306



Máximo esfuerzo a compresión del concreto: 0.05 [‰]
 Máximo esfuerzo a compresión del concreto: 1.51 [N/mm²]
 Tracción resultante en (x/y)=(-150/9): 5.897 [kN]
 Compresión resultante en (x/y)=(164/-45): 11.652 [kN]

Las fuerzas del anclaje se calculan suponiendo que la placa base ofrece la rigidez correcta.

3 Carga de tracción

	Carga N_{ua} [kN]	Capacidad ϕN_n [kN]	Utilización $\beta_N = N_{ua}/\phi N_n$	Estado
Falla de acero*	3.304	82.427	5	OK
Resistencia a la extracción por deslizamiento*	N/A	N/A	N/A	N/A
Resistencia al arrancamiento del concreto**	5.897	38.333	16	OK

* anclaje más solicitado **grupo de anclajes (anclajes en tracción)

3.1 Falla de acero

N_{sa} = ESR value Hace referencia a ICC-ES ESR-1545
 $\phi N_{sa} \geq N_{ua}$ ACI 318-14 Tabla 17.3.1.1

Variables

$A_{se,N}$ [mm ²]	f_{uta} [N/mm ²]
157	699.82

Cálculos

N_{sa} [kN]
109.902

Resultados

N_{sa} [kN]	ϕ_{steel}	ϕN_{sa} [kN]	N_{ua} [kN]
109.902	0.750	82.427	3.304

Empresa: UTN
 Proyectista:
 Dirección: San Martín 1175
 Teléfono | Fax: 03489 42-0400 |
 E-mail: sec-admin@utn.edu.ar

Página: 3
 Proyecto: UTN
 Sub Proyecto | Pos. No.:
 Fecha: 16/06/2021

3.2 Resistencia al arrancamiento del concreto

$$N_{cbg} = \left(\frac{A_{Nc}}{A_{Nc0}} \right) \Psi_{ec,N} \Psi_{ed,N} \Psi_{c,N} \Psi_{cp,N} N_b \quad \text{ACI 318-14 Ec. (17.4.2.1b)}$$

$$\phi N_{cbg} \geq N_{ua} \quad \text{ACI 318-14 Tabla 17.3.1.1}$$

$$A_{Nc} \text{ Ver ACI 318-14, Sección 17.4.2.1, Fig. R 17.4.2.1(b)}$$

$$A_{Nc0} = 9 h_{ef}^2 \quad \text{ACI 318-14 Ec. (17.4.2.1c)}$$

$$\Psi_{ec,N} = \left(\frac{1}{1 + \frac{2 e_N}{3 h_{ef}}} \right) \leq 1.0 \quad \text{ACI 318-14 Ec. (17.4.2.4)}$$

$$\Psi_{ed,N} = 0.7 + 0.3 \left(\frac{c_{a,min}}{1.5 h_{ef}} \right) \leq 1.0 \quad \text{ACI 318-14 Ec. (17.4.2.5b)}$$

$$\Psi_{cp,N} = \text{MAX} \left(\frac{c_{a,min}}{c_{ac}}, \frac{1.5 h_{ef}}{c_{ac}} \right) \leq 1.0 \quad \text{ACI 318-14 Ec. (17.4.2.7b)}$$

$$N_b = k_c \lambda_a \sqrt{f'_c} h_{ef}^{1.5} \quad \text{ACI 318-14 Ec. (17.4.2.2a)}$$

Variables

h_{ef} [mm]	$e_{c1,N}$ [mm]	$e_{c2,N}$ [mm]	$c_{a,min}$ [mm]	$\Psi_{c,N}$
100	0	9	∞	1.000
c_{ac} [mm]	k_c	λ_a	f'_c [psi]	
241	24	1.000	2,500	

Cálculos

A_{Nc} [mm ²]	A_{Nc0} [mm ²]	$\Psi_{ec1,N}$	$\Psi_{ec2,N}$	$\Psi_{ed,N}$	$\Psi_{cp,N}$	N_b [kN]
135,171	90,137	1.000	0.943	1.000	1.000	41.698

Resultados

N_{cbg} [kN]	$\phi_{concrete}$	ϕN_{cbg} [kN]	N_{ua} [kN]
58.974	0.650	38.333	5.897

Empresa: UTN
 Proyectista:
 Dirección: San Martín 1175
 Teléfono | Fax: 03489 42-0400 |
 E-mail: sec-admin@utn.edu.ar

Página: 4
 Proyecto: UTN
 Sub Proyecto | Pos. No.:
 Fecha: 16/06/2021

4 Corte

	Carga V_{ua} [kN]	Capacidad ϕV_n [kN]	Utilización $\beta_v = V_{ua}/\phi V_n$	Estado
Falla de acero*	0.306	83.331	1	OK
Falla de acero (con brazo de palanca)*	N/A	N/A	N/A	N/A
Resistencia al desprendimiento**	1.223	175.021	1	OK
Falla al arrancamiento de borde del concreto en dirección **	N/A	N/A	N/A	N/A

* anclaje más solicitado **grupo de anclajes (anclajes relevantes)

4.1 Falla de acero

V_{sa} = ESR value Hace referencia a ICC-ES ESR-1545
 $\phi V_{steel} \geq V_{ua}$ ACI 318-14 Tabla 17.3.1.1

Variables

$A_{se,v}$ [mm ²]	f_{uta} [N/mm ²]
157	699.82

Cálculos

V_{sa} [kN]
128.202

Resultados

V_{sa} [kN]	ϕ_{steel}	ϕV_{sa} [kN]	V_{ua} [kN]
128.202	0.650	83.331	0.306

4.2 Resistencia al desprendimiento

$$V_{cp} = k_{cp} \left[\left(\frac{A_{Nc}}{A_{Nc0}} \right) \psi_{ec,N} \psi_{ed,N} \psi_{c,N} \psi_{cp,N} N_b \right] \quad \text{ACI 318-14 Ec. (17.5.3.1b)}$$

$$\phi V_{cp} \geq V_{ua} \quad \text{ACI 318-14 Tabla 17.3.1.1}$$

$$A_{Nc} \quad \text{Ver ACI 318-14, Sección 17.4.2.1, Fig. R 17.4.2.1(b)}$$

$$A_{Nc0} = 9 h_{ef}^2 \quad \text{ACI 318-14 Ec. (17.4.2.1c)}$$

$$\psi_{ec,N} = \left(\frac{1}{1 + \frac{2 e_N}{3 h_{ef}}} \right) \leq 1.0 \quad \text{ACI 318-14 Ec. (17.4.2.4)}$$

$$\psi_{ed,N} = 0.7 + 0.3 \left(\frac{c_{a,min}}{1.5 h_{ef}} \right) \leq 1.0 \quad \text{ACI 318-14 Ec. (17.4.2.5b)}$$

$$\psi_{cp,N} = \text{MAX} \left(\frac{c_{a,min}}{c_{ac}}, \frac{1.5 h_{ef}}{c_{ac}} \right) \leq 1.0 \quad \text{ACI 318-14 Ec. (17.4.2.7b)}$$

$$N_b = k_c \lambda_a \sqrt{f_c} h_{ef}^{1.5} \quad \text{ACI 318-14 Ec. (17.4.2.2a)}$$

Variables

k_{cp}	h_{ef} [mm]	$e_{c1,N}$ [mm]	$e_{c2,N}$ [mm]	$c_{a,min}$ [mm]
2	100	0	0	∞

$\psi_{c,N}$	c_{ac} [mm]	k_c	λ_a	f_c [psi]
1.000	241	24	1.000	2,500

Cálculos

A_{Nc} [mm ²]	A_{Nc0} [mm ²]	$\psi_{ec1,N}$	$\psi_{ec2,N}$	$\psi_{ed,N}$	$\psi_{cp,N}$	N_b [kN]
270,239	90,137	1.000	1.000	1.000	1.000	41.698

Resultados

V_{cp} [kN]	$\phi_{concrete}$	ϕV_{cp} [kN]	V_{ua} [kN]
250.031	0.700	175.021	1.223

Empresa:	UTN	Página:	5
Proyectista:		Proyecto:	UTN
Dirección:	San Martín 1175	Sub Proyecto I Pos. No.:	
Teléfono I Fax:	03489 42-0400	Fecha:	16/06/2021
E-mail:	sec-admin@utn.edu.ar		

5 Cargas combinadas de tracción y corte

β_N	β_V	ζ	Utilización $\beta_{N,V}$ [%]	Estado
0.154	0.007	5/3	5	OK

$$\beta_{NV} = \beta_N^{\zeta} + \beta_V^{\zeta} \leq 1$$

6 Advertencia

- Los métodos para diseño de anclaje en PROFIS Anchor requieren placas base rígidas por las regulaciones vigentes (ETAG 001/Annex C, EOTA TR029, etc.). Esto significa que la re-distribución de cargas en los anclajes debido a deformaciones elásticas en la placa base no son consideradas - se asume que la placa base es suficientemente rígida, para no ser deformada cuando se somete a la carga de diseño. El PROFIS Anchor calcula el espesor de placa base mínimo requerido con FEM para limitar el esfuerzo de la placa base basado en las suposiciones explicadas anteriormente. La prueba de la suposición de sí la placa base rígida es válida no es llevada a cabo por el PROFIS Anchor. Los datos ingresados y los resultados deberán ser revisados para que estén de acuerdo con las condiciones existentes y la plausibilidad!
- Condición A aplica cuando se utiliza armadura de refuerzo. El factor Φ se incrementa para los modos de fallo del concreto salvo el modo de falla de atravesamiento y al desprendimiento. Condición B aplica cuando no se utiliza armadura de refuerzo y para el modo de falla de concreto de atravesamiento y al desprendimiento.
- Verificar la literatura del fabricante para instrucciones de limpieza y de instalación.
- La verificación de la transferencia de cargas al material base debe ser verificada de acuerdo con el ACI 318!
- Los anclajes a posteriori Hilti serán instalados de acuerdo a instrucciones de instalación impresas del fabricante (IIIF). Referencia ACI 318-14, Sección 2.3
- The characteristic bond resistances depend on the return period (service life in years): 50

¡La fijación cumple los criterios de diseño!

Empresa: UTN
 Proyectista:
 Dirección: San Martín 1175
 Teléfono | Fax: 03489 42-0400 |
 E-mail: sec-admin@utn.edu.ar

Página: 6
 Proyecto: UTN
 Sub Proyecto | Pos. No.:
 Fecha: 16/06/2021

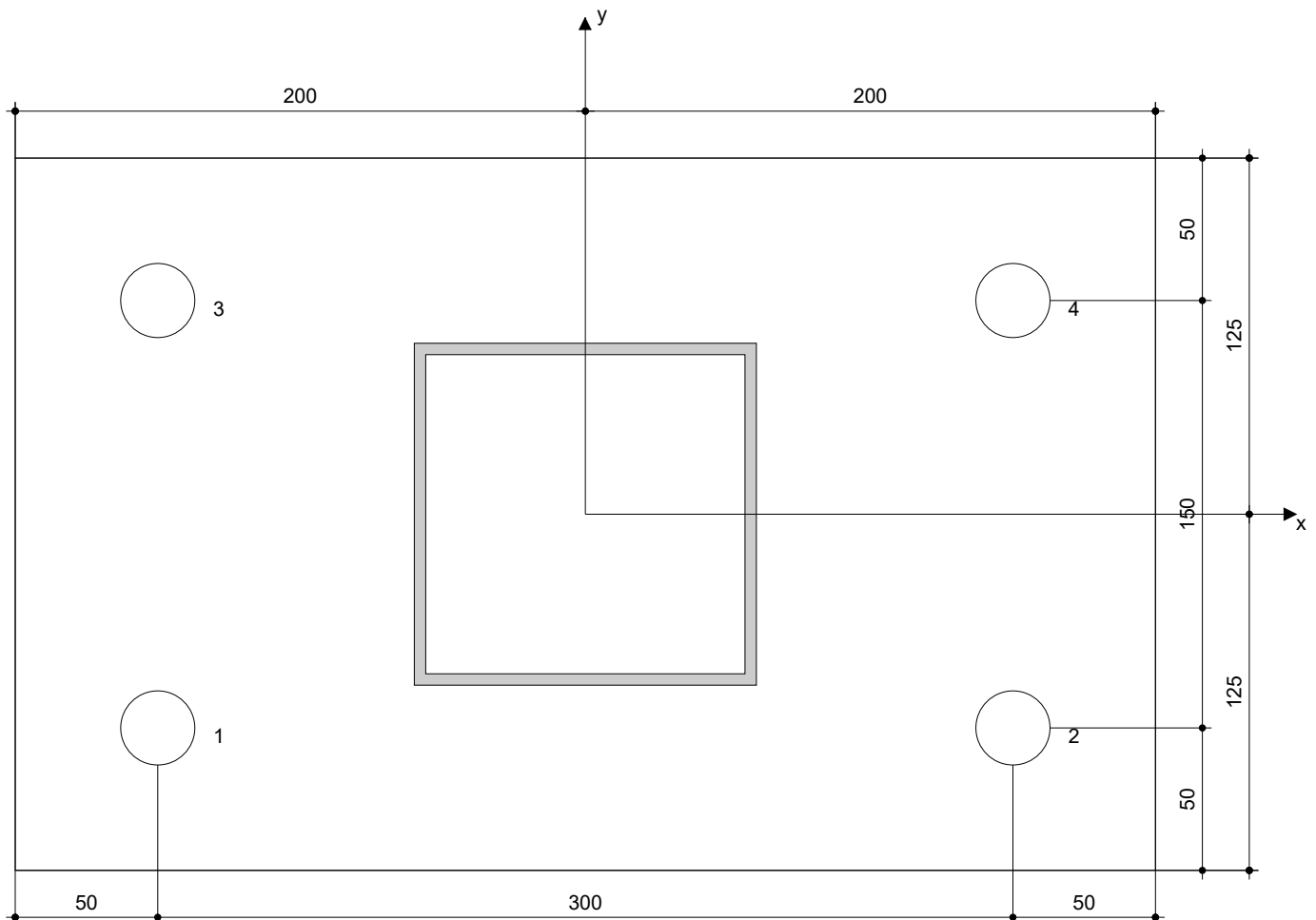
7 Datos de instalación

Placa base, acero: -
 Perfil: Perfil Cuadrado, 120 x 120 x 4,0; (L x W x T) = 120 mm x 120 mm x 4 mm
 Diámetro del barreno en la fijación: $d_f = 26$ mm
 Espesor de placa (introducir): 13 mm
 Espesor de placa recomendado: no calculado
 Método de perforación: Barreno con rotomartillo
 Limpieza: Se requiere limpieza manual del barreno

Tipo y tamaño de anclaje: HSL-3-R M16
 Par de apriete de instalación: 0.120 kNm
 Diámetro del barreno en el material base: 24 mm
 Profundidad del barreno (min./máx.): 125 mm
 Mínimo espesor del material base: 200 mm

7.1 Accesorios recomendados

Taladro	Limpieza	Instalación
• -	• -	• -



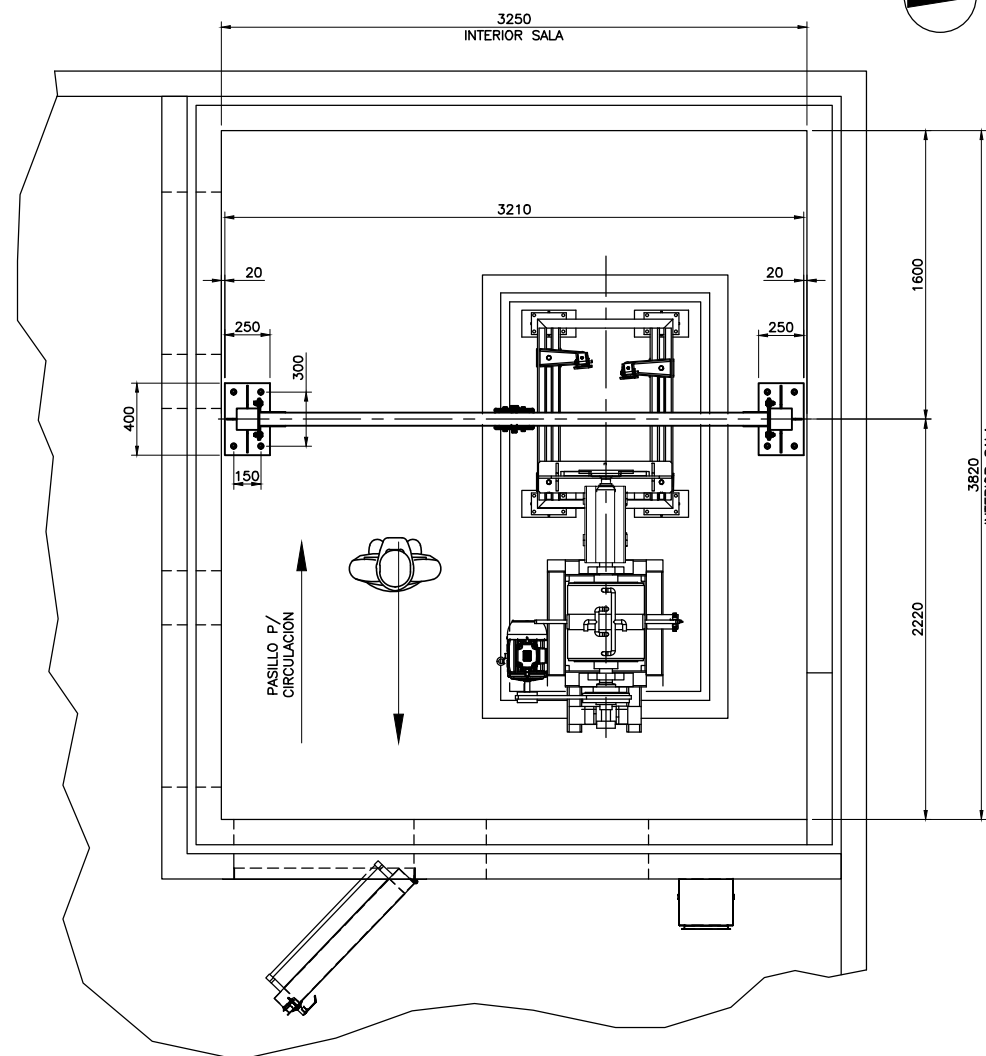
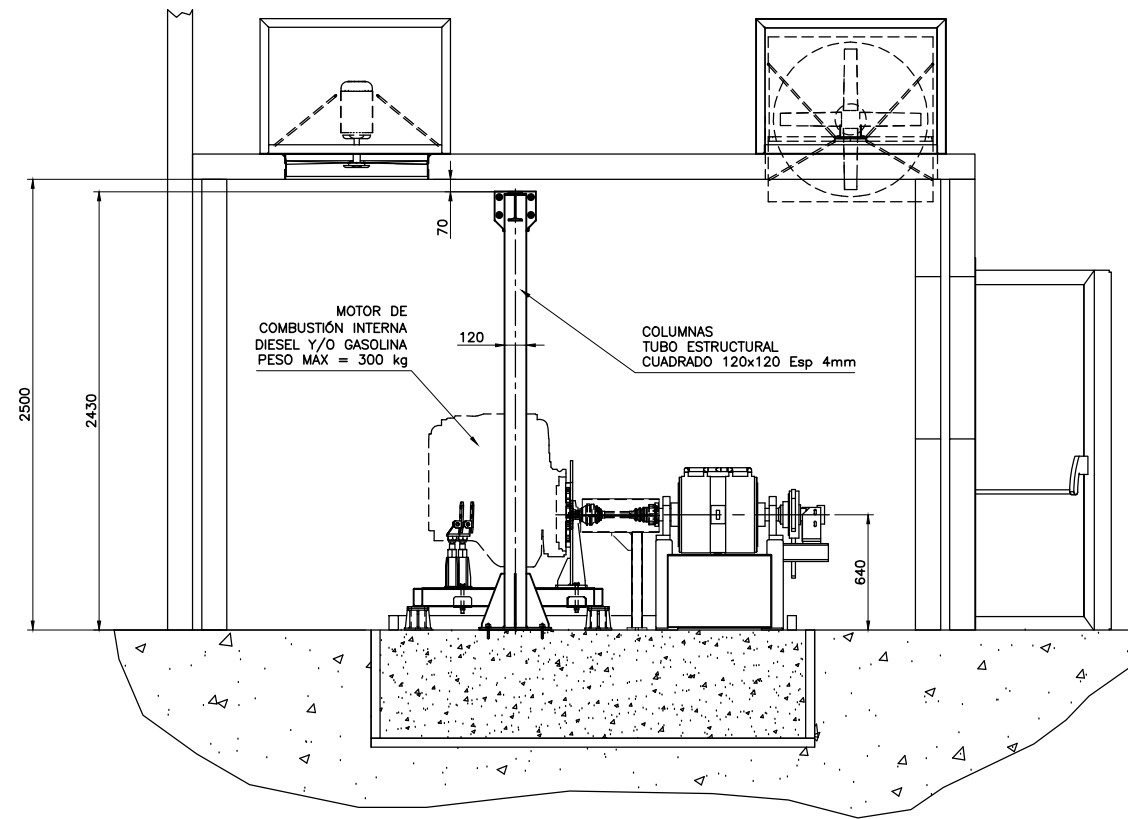
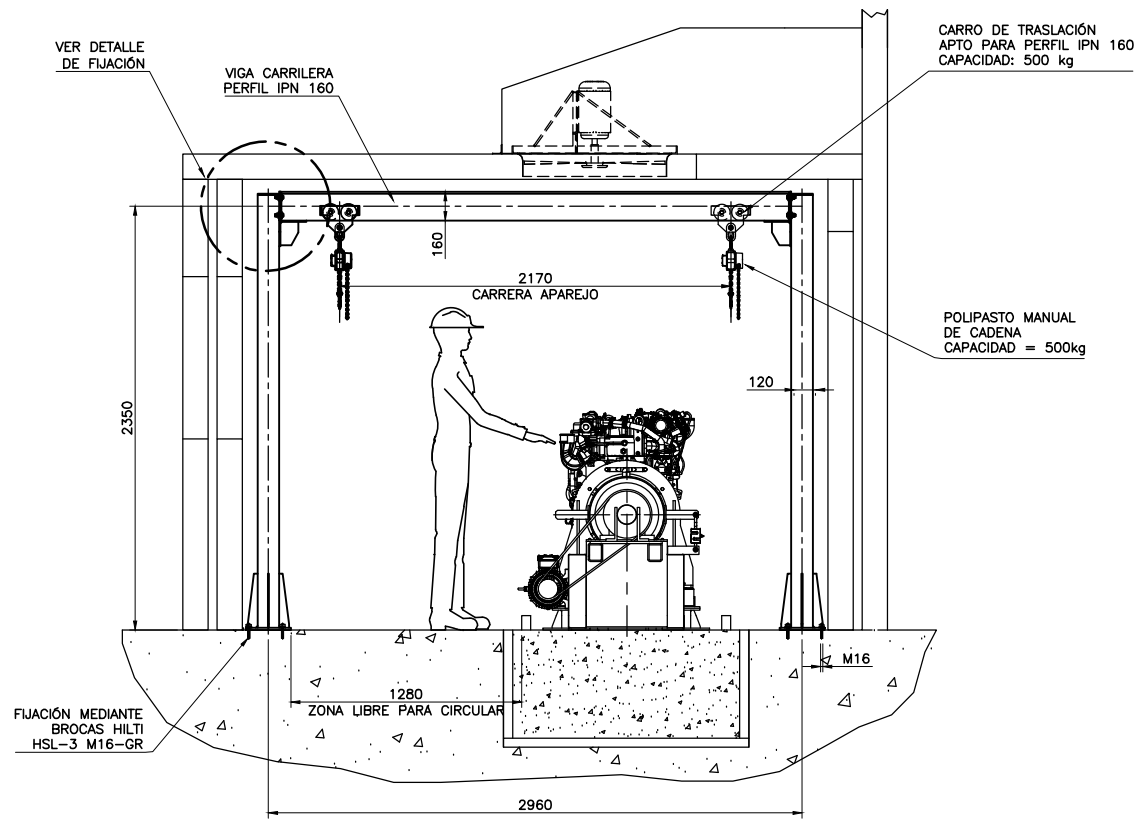
Coordenadas del anclaje mm

Anclaje	x	y	C-x	C+x	C-y	C+y
1	-150	-75	-	-	-	-
2	150	-75	-	-	-	-
3	-150	75	-	-	-	-
4	150	75	-	-	-	-

Empresa:	UTN	Página:	7
Proyectista:		Proyecto:	UTN
Dirección:	San Martín 1175	Sub Proyecto Pos. No.:	
Teléfono Fax:	03489 42-0400	Fecha:	16/06/2021
E-mail:	sec-admin@utn.edu.ar		

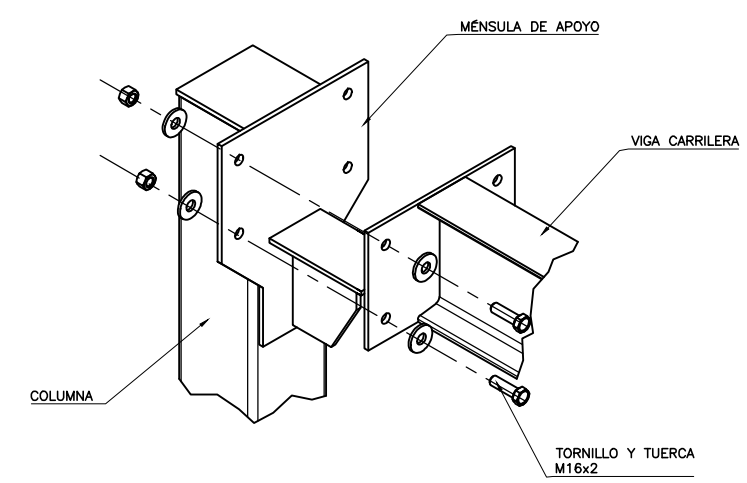
8 Observaciones; comentarios

- Toda la información y los datos contenidos en el software sólo se refieren a la utilización de los productos Hilti y están basados en principios, fórmulas y normativas de seguridad conformes a los datos técnicos de Hilti y en instrucciones de operación, colocación, montaje, etc., que el usuario debe seguir al pie de la letra. Todas las cifras que constan en ellos son medias; por lo tanto, se deben realizar pruebas de verificación antes de la utilización del producto Hilti. Los resultados de los cálculos ejecutados mediante el software se basan en los datos que usted captura en el mismo. Por lo tanto, es usted el único responsable de la inexistencia de errores, de la exhaustividad y la pertinencia de los datos que usted captura. Asimismo, es usted el único responsable de la verificación de los resultados del cálculo y de la validación de los mismos por un experto, en especial en lo referente al cumplimiento de las normas y permisos aplicables previamente a su utilización, en particular para su sitio. El software sólo sirve de ayuda para la interpretación de las normas y permisos sin ninguna garantía con respecto a la ausencia de errores, la exactitud y la pertinencia de los resultados o su adaptación a una determinada aplicación.
- Debe usted tomar todas las medidas necesarias y razonables para impedir o limitar los daños causados por el software. En especial, debe usted tomar sus disposiciones para efectuar regularmente una salvaguardia de los programas y de los datos y, de ser aplicable, ejecutar las actualizaciones regularmente facilitadas por Hilti. Si no utiliza la función AutoUpdate del software, debe usted comprobar que en cada caso usted utiliza la versión actual y puesta al día del software, ejecutando actualizaciones manuales a través del Sitio Web Hilti. Hilti no será considerada como responsable por cualquier consecuencia, tal y como la necesidad de recuperar necesidades o programas perdidos o dañados, que se deriven de un incumplimiento culpable por su parte de sus obligaciones.



CALE LINIERS

DETALLE FIJACIÓN




DOCUMENTOS DE REFERENCIA

ETAPA 3 INFORME DISEÑO CONCEPTUAL, INGENIERIA BÁSICA

ANEXO 5 MEMORIA DE CÁLCULO SISTEMA DE IZAMIENTO

C	PAC	FMA	FMA	EMISIÓN PARA ESTUDIO	DESCRIPCIÓN
REV	EJEC	REVI.	APROBÓ		
Escalas: 1: 20					UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA
PROYECTO FINAL				TÍTULO	BANCO DE PRUEBAS PARA MCI SISTEMA DE IZAMIENTO – ING. BÁSICA
				FECHA:	23/06/2021
					E3-5-01
					A1

Fecha:23/06/2021	Anexo 6 – Refrigeración	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Delta	
REV: 00			


Anexo 6 – Refrigeración

Contenido

1. Introducción	2
2. Componentes generales	2
3. Datos de operación	3
4. Diagrama unifilar	4
5. Información resumen	5

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

Fecha:23/06/2021	Anexo 6 – Refrigeración	Universidad Tecnológica Nacional	
REV: 00		Facultad Regional Delta	

1. Introducción

El siguiente documento contiene información a modo de resumen correspondiente al proyecto final “Refrigeración de motor y freno” presentado y aprobado de manera independiente en febrero del año 2020.

El principal objetivo es diseñar y verificar un sistema de extracción de energía del fluido de refrigeración de las dos principales fuentes generadoras de energía: el motor a ensayar y el freno dinamométrico.

Para mayor información consultar “Informe Capítulo 8 – Refrigeración”

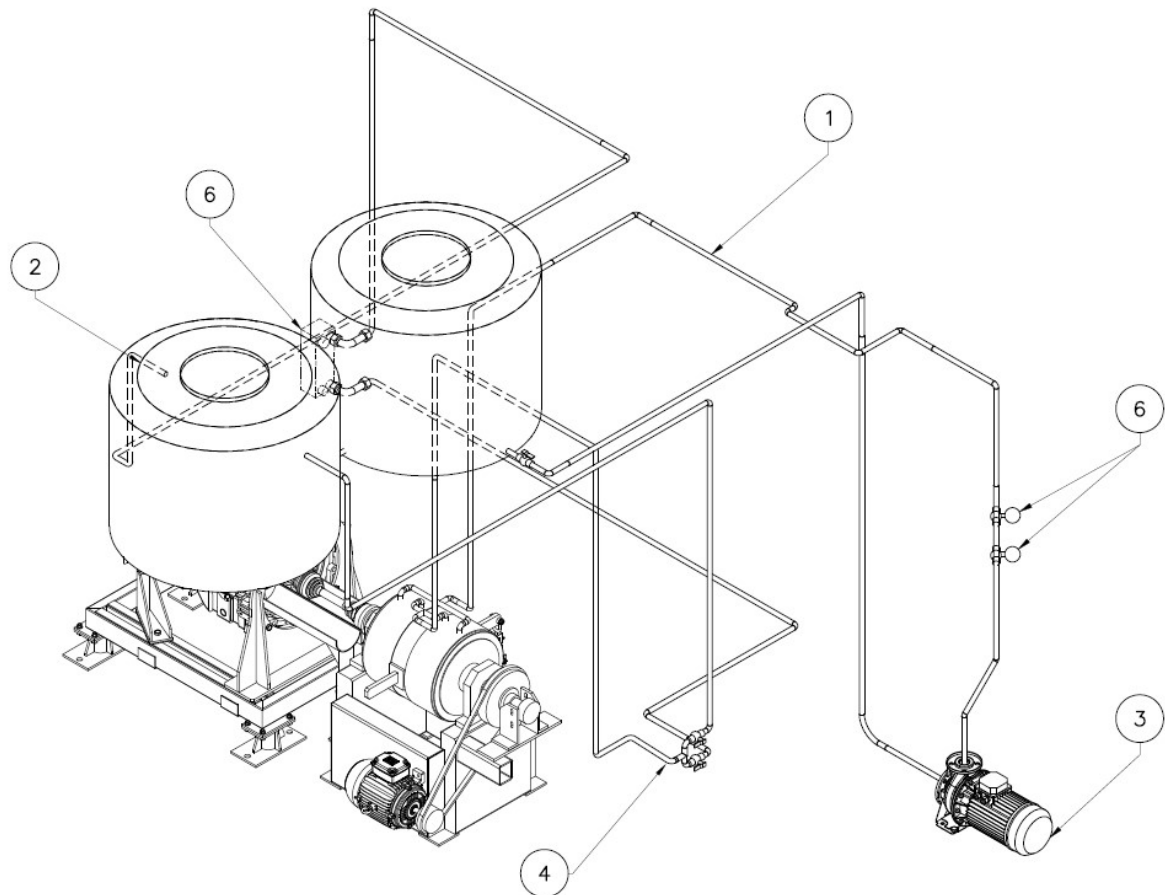
2. Componentes generales

El accionamiento de las bobinas del freno de corrientes parásitas para generar un par de frenado en el disco acoplado al eje del equipo, genera grandes cantidades de calor que deben ser disipadas para evitar el deterioro del equipo. Lo mismo sucede con el motor: la combustión cede parte de su energía al bloque aumentando considerablemente su temperatura y esta debe ser reducida intercambiando calor con un refrigerante.

- **CIRCUITO PRIMARIO:** tiene como objetivo refrigerar el freno de corrientes parásitas.
- **CIRCUITO SECUNDARIO:** tiene como objetivo mantener la temperatura del líquido refrigerante del motor.

Para mantener la temperatura adecuada en ambas fuentes emisoras, se diseñó un sistema de refrigeración que está compuesto por los siguientes componentes:

1. Un conjunto de cañerías que transporte el fluido del sistema.
2. Dos tanques de almacenamiento.
3. Una bomba que aporte energía para el movimiento del fluido
4. Válvulas para poder regular el funcionamiento del sistema.
5. Un intercambiador de placas para refrigerar el motor ensayado.
6. Caudalímetros, manómetros y sensores de temperatura para verificar los parámetros de funcionamiento.



3. Datos de operación

- **Circuito primario:** Agua destilada. Calor específico $C_e = 1 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{C}$
- **Circuito secundario:** Agua destilada con etilenglicol (líquido refrigerante) al 30%. Calor específico $C_e = 0,89 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{C}$

4. Diagrama unifilar

Datos:

Circuito principal (refrigeración freno dinamométrico):

Caudal del circuito: 7000 L/h

Temperatura a la entrada del freno: 20°C

Temperatura a la salida del freno: 60°C

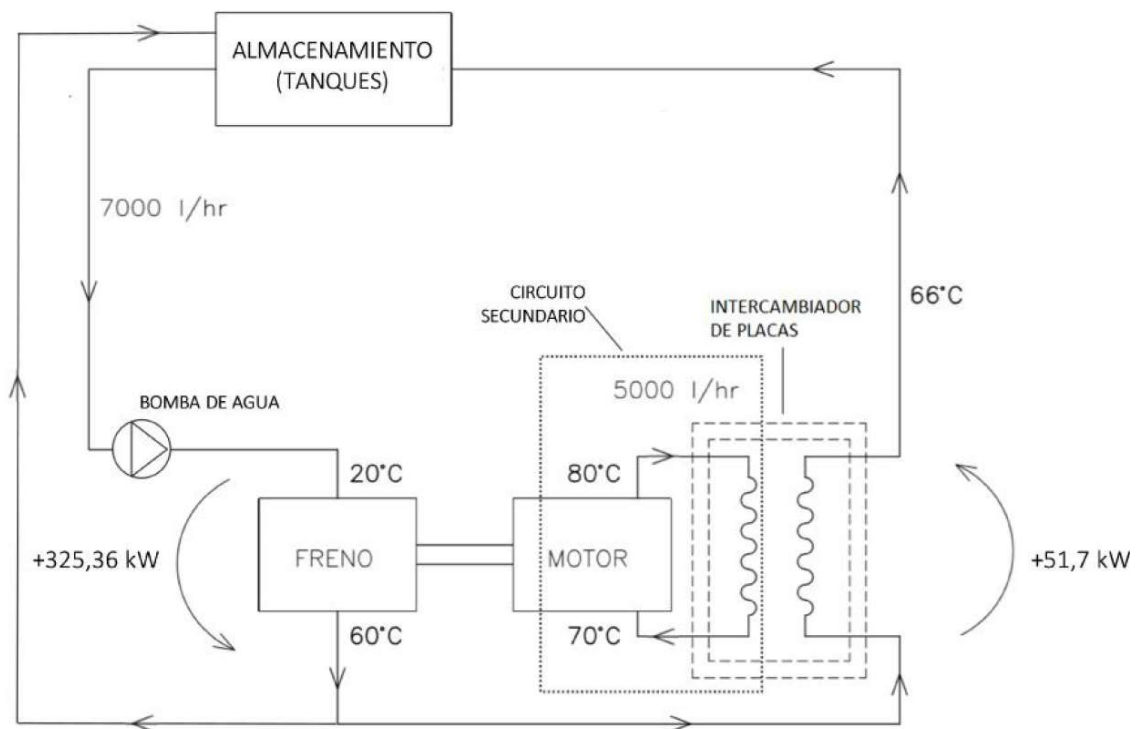
Temperatura luego del intercambiador de placas: 66°C

Circuito secundario (refrigeración motor):

Caudal del motor: 5000 L/h

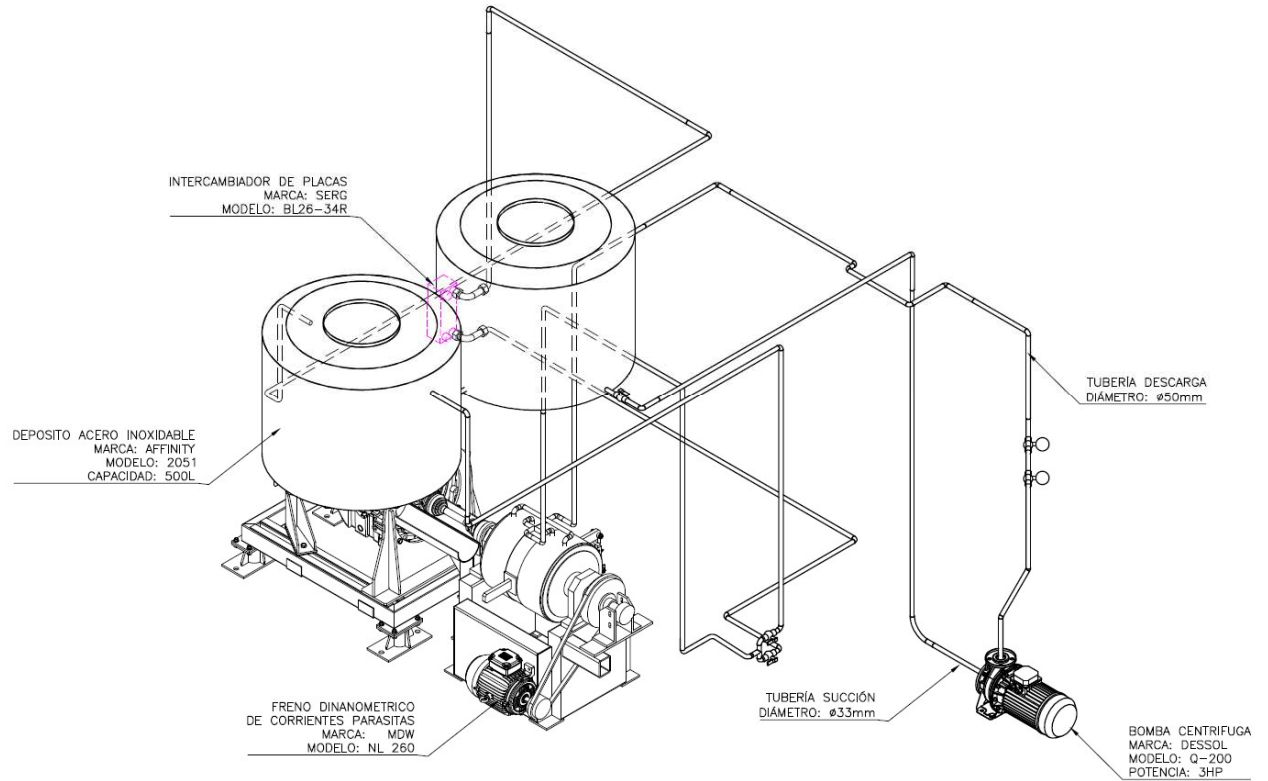
Temperatura a la entrada del motor: 80°C

Temperatura a la salida del motor: 70°C



5. Información resumen

Por cálculos, selección y planos ver “Informe Capítulo 8 – Refrigeración”



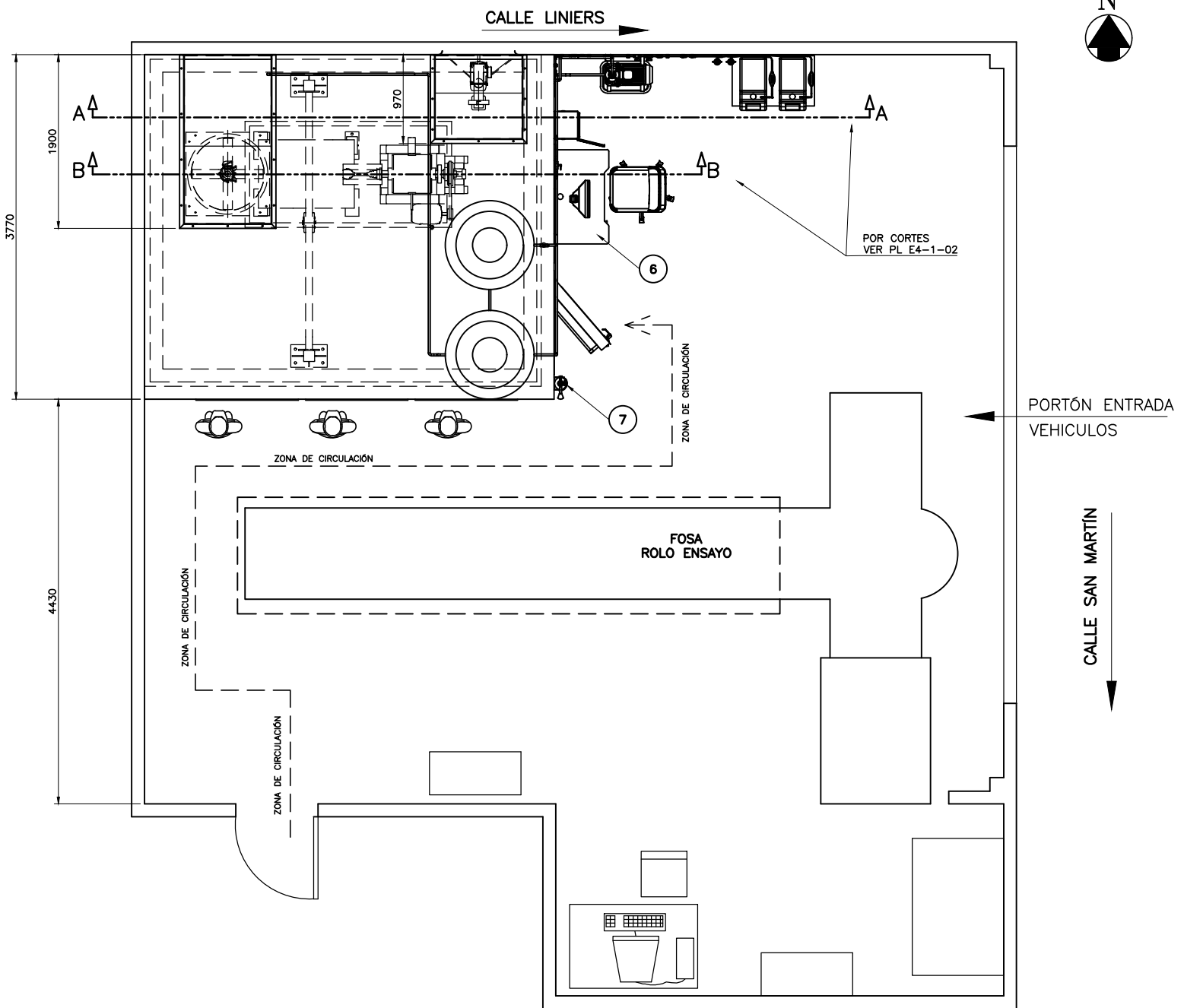
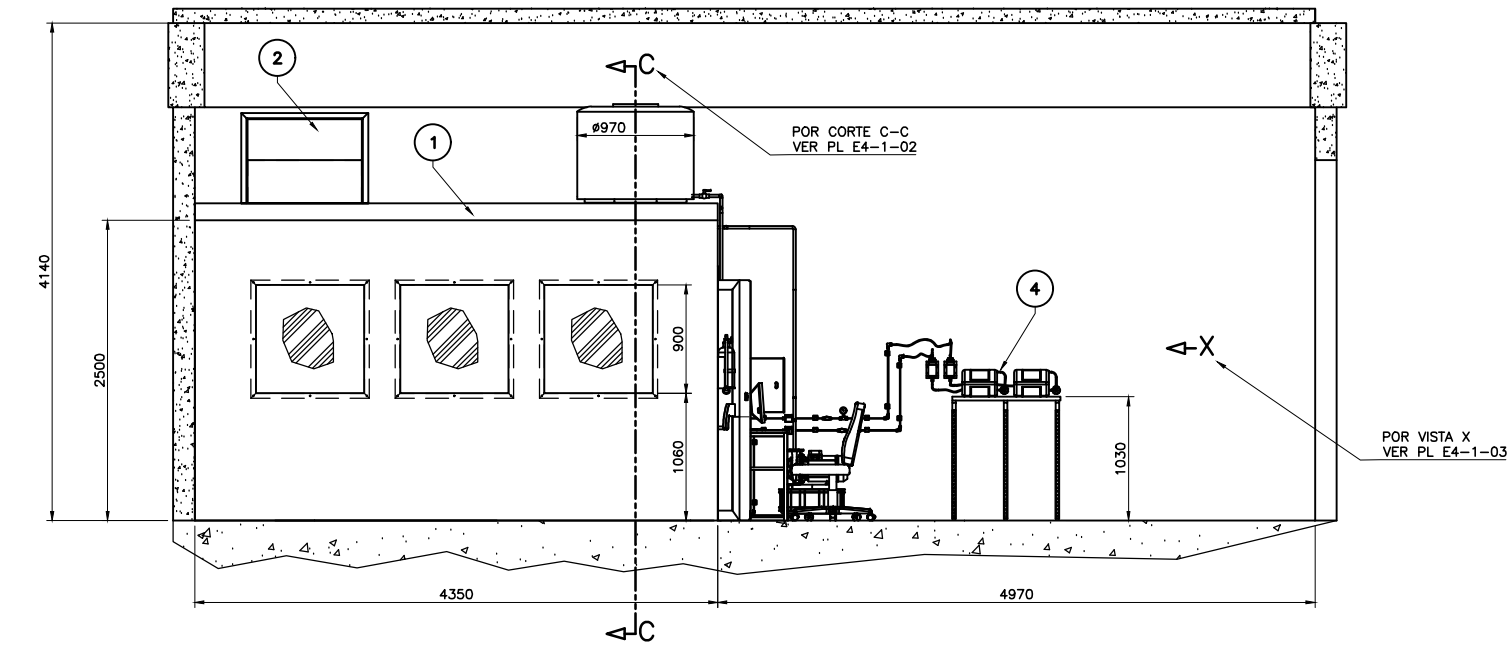
Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

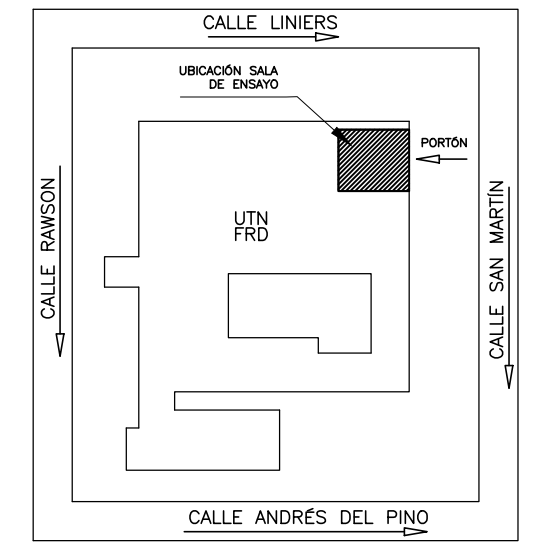
LISTADO DE PLANOS - ETAPA 4

LISTADO DE PLANOS - ETAPA 4				NUMERACIÓN		
				Alfanumérico	Numérico	Numérico
				INDICA LA ETAPA	INDICA EL GRUPO	INDICA EL NÚMERO DE PLANO
				EJEMPLO DE APLICACIÓN		
	E4	1	1			
	CORRESPONDIENTE A LA ETAPA 4		CORRESPONDIENTE AL GRUPO 1 (CONJUNTO GENERAL)		CORRESPONDE AL 1ER PLANO, (LUEGO SIGUE DE MANERA SECUENCIAL)	
Proyecto	Sala de ensayos para motores de combustión interna					
Fecha	08/11/2021					
Revisión	1					
ITEM	Nº Interno	Rev.	Descripción del plano	Fto	Fecha de entrega	Fecha de entrega
ETAPA 4						
1- Conjunto general						
1	E4-1-01	0	CONJUNTO GENERAL- VISTAS - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	A1	viernes, 10 de septiembre de 2021	
2	E4-1-02	0	CONJUNTO GENERAL- CORTES LATERALES - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	A1		
3	E4-1-03	0	CONJUNTO GENERAL - CORTES FRONTALES - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	A1		
4	E4-1-04	0	CONJUNTO GENERAL - ISOMETRÍAS - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	A1		
2- Subconjunto Sala de ensayo						
5	E4-2-01	0	SUBCONJUNTO SALA DE ENSAYO - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	A1	miércoles, 1 de septiembre de 2021	
6	E4-2-02	0	BLOQUE FLOTANTE HORMIGÓN - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	A1		
7	E4-2-03	0	SALA DE ENSAYOS - CIVIL - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	A1		
8	E4-2-04	0	CERRAMIENTOS - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	A1		
3- Subconjunto Ventilación						
9	E4-3-01	0	SUBCONJUNTO VENTILACIÓN - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	A1	viernes, 10 de septiembre de 2021	
10	E4-3-02	0	COBERTORES DE AIRE - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	A1		
11	E4-3-03	0	DUCTOS SALIDA DE GASES - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	A1		
4 - Subconjunto ensayo						
12	E4-4-01	0	SUBCONJUNTO COMPONENTES SALA - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI		martes, 24 de agosto de 2021	
5- Base soporte motor						
13	E4-5-01	0	SUBCONJUNTO BASE SOPORTE MOTOR - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	A1	domingo, 8 de agosto de 2021	
14	E4-5-02	0	MARCO SOPORTE - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	A2		
15	E4-5-03	0	BASE DE ANCLAJE - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	A3		
16	E4-5-04	0	SUBCONJUNTO FIJACIÓN - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	A3		
17	E4-5-05	0	PLACA CENTRADO MOTOR - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	A2		
18	E4-5-06	0	FIJACIÓN REGULABLE AXIAL - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	A3		
19	E4-5-07	0	SUBCONJUNTO BRAZO ARTICULADO - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	A2		
20	E4-5-08	0	BRAZO L - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	A3		
21	E4-5-09	0	TORNILLO REGULAR DE ALTURA - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	A2		
22	E4-5-10	0	ADAPTACIÓN LATERAL - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	A3		11/09/2021
23	E4-5-11	0	ACOPLE REGULACIÓN ANGULAR - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	A3		
24	E4-5-12	0	PATINES DE DESLIZAMIENTO - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	A3		08/11/2021
6 - Transmisión						
25	E4-6-01	0	SUBCONJUNTO TRANSMISIÓN - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	A1	martes, 14 de septiembre de 2021	
26	E4-6-02	0	ADAPTADOR SEMEJE A FRENO - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	A3		
27	E4-6-03	0	ADAPTADOR SEMEJE A MOTOR - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	A3		
28	E4-6-04	0	PROTECCIÓN TRANSMISIÓN - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	A1		
7- Freno dinámico						
29	E4-7-01	0	FRENO DINAMOMÉTRICO - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	A3	miércoles, 22 de septiembre de 2021	
8- Portico de izaje						
30	E4-8-01	0	SUBCONJUNTO PÓRTICO DE IZAJE - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	A1	martes, 24 de agosto de 2021	
31	E4-8-02	0	DESPIECE PÓRTICO - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	A1		
9- Dosificación de combustible						
32	E4-9-01	0	CITO VISTA LATERAL - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	A1	miércoles, 22 de septiembre de 2021	
33	E4-9-02	0	CITO CORTES - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	A1		
34	E4-9-03	0	ISOMÉTRICO DISTRIBUCIÓN DE COMBUSTIBLE - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	A1		
35	E4-9-04	0	SOPORTE BOMBA COMBUSTIBLE - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	A2		
36	E4-9-05	0	MARCO TAPA PIPING - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	A2		
10- Refrigeración						
37	E4-10-01	0	SUBCONJUNTO REFRIGERACIÓN - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI		jueves, 20 de mayo de 2021	
38	E4-10-02	0	ISOMÉTRICO DE SUCCIÓN - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI			
39	E4-10-03	0	ISOMÉTRICO SALIDA INT. A TANQUE- BANCO DE ENSAYOS PARA MCI			
40	E4-10-04	0	ISOMÉTRICO MOTOR- BANCO DE ENSAYOS PARA MCI			
41	E4-10-05	0	ISOMÉTRICO SALIDA FRENO A INT.- BANCO DE ENSAYOS PARA MCI			
42	E4-10-06	0	ISOMÉTRICO DESCARGA- BANCO DE ENSAYOS PARA MCI			
11 - Catálogos						
43	E4-CATÁLOGOS-01	0	GLOSARIO DE CATÁLOGOS - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	A4		

PRESERVAR EN INFORME ENTREGADO



LAY OUT - LABORATORIO
UBICACIÓN SALA DE ENSAYO



POS.	DENOMINACIÓN	CANT.	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES
1	SUBCONJUNTO SALA DE ENSAYO	1	VER PLANO	120.5	VER PL E4-02-01
2	SUBCONJUNTO VENTILACIÓN	1	VER PLANO	102.5	VER PL E4-03-01
3	SUBCONJUNTO COMPONENTES DE SALA	1	VER PLANO	362.5	VER PL E4-04-01
4	DOSIFICACIÓN DE COMBUSTIBLE	1	VER PLANO	.	VER PL E4-09-01
5	SUBCONJUNTO REFRIGERACIÓN	1	VER PLANO	.	VER PL E4-10-01
6	ESCRITORIO, SILLA Y COMPUTADORA	1	EXISTENTE	.	.
7	EXTINTOR TIPO ABC - 5kg	2	COMERCIAL	.	.
8	MANGUERA FLEXIBLE #4" - Long. 3.5m	1	COMERCIAL	.	C/ABRAZADERAS

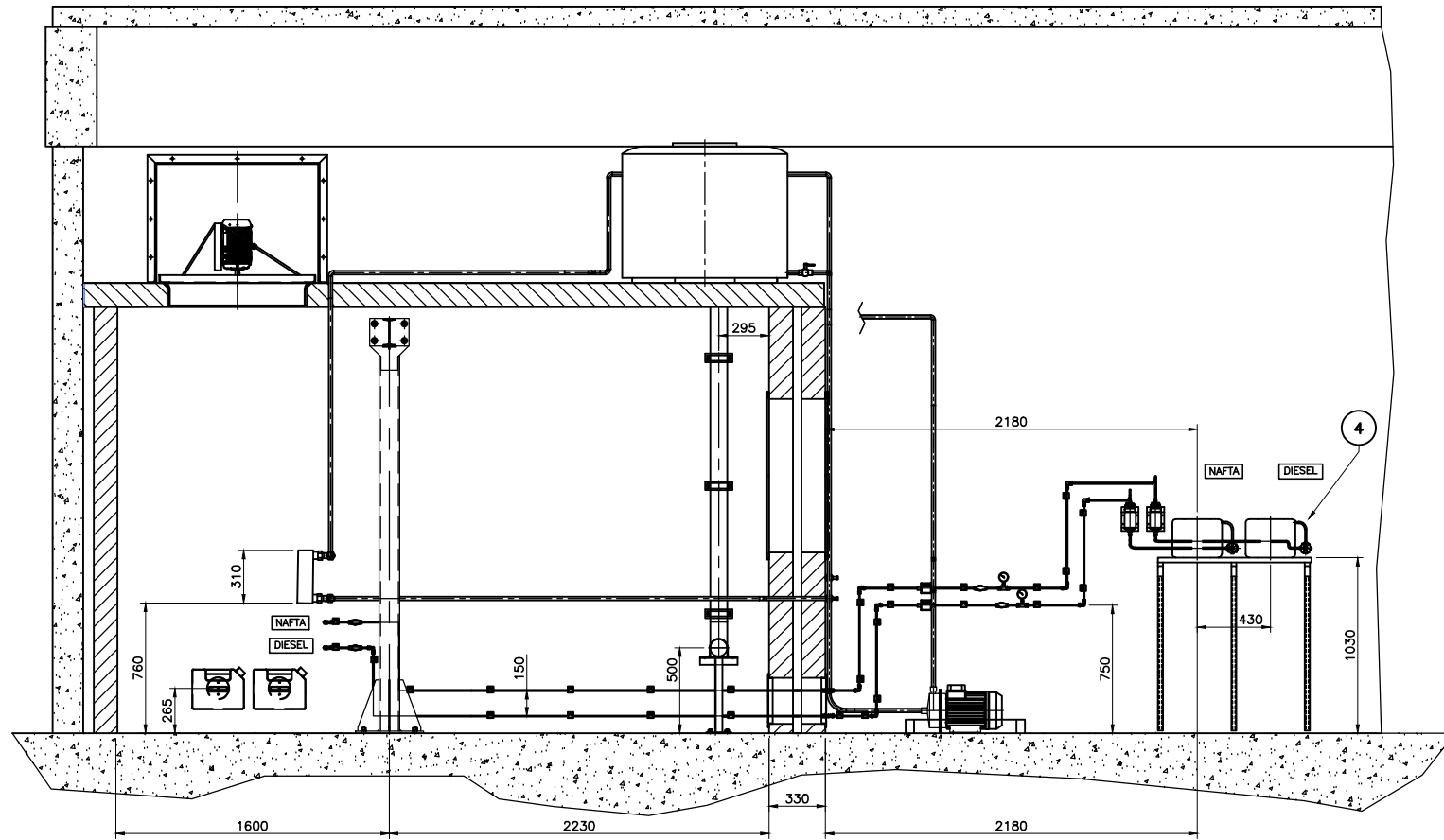
PESO TOTAL: 585.5 Kgs.
APROXIMADO

PLANOS DE REFERENCIA

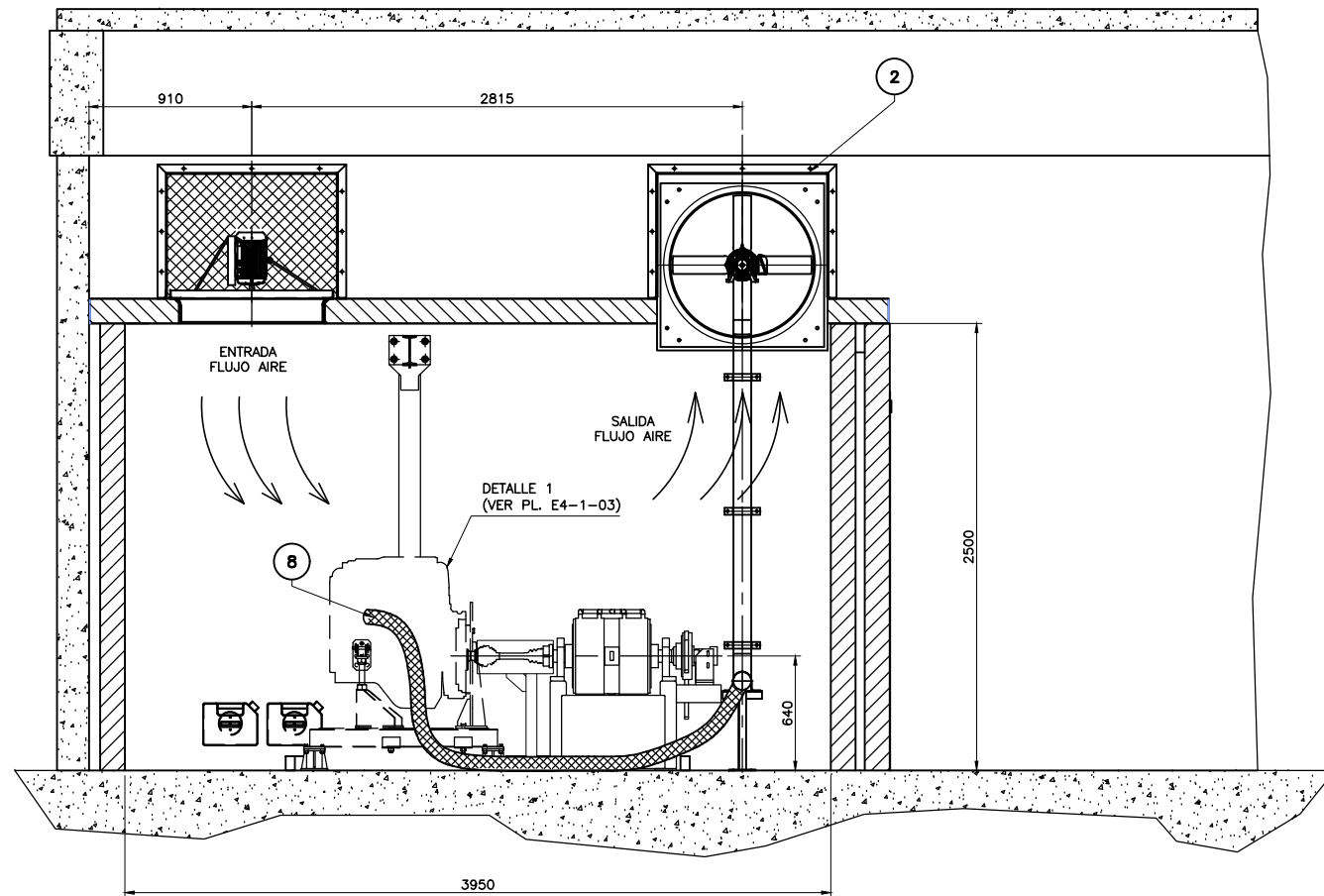
- E4-1-02 CONJUNTO GENERAL - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI
CORTES LATERALES
- E4-1-03 CONJUNTO GENERAL - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI
CORTES FRONTALES
- E4-1-04 CONJUNTO GENERAL - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI
ISOMETRIAS

REV.	EJEC.	REVI.	APROBÓ	DESCRIPCIÓN
0	DHR	JCB	FMA	EMISIÓN FINAL
Escalas: 1: 30				UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA
PROYECTO FINAL			TÍTULO	CONJUNTO GENERAL - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI VISTAS
			APROBÓ	FECHA: 07/11/2021 E4-1-01

CORTE A-A
(POR INDICACIÓN DE CORTE VER PL. E4-1-01)



CORTE B-B
(POR INDICACIÓN DE CORTE VER PL. E4-1-01)

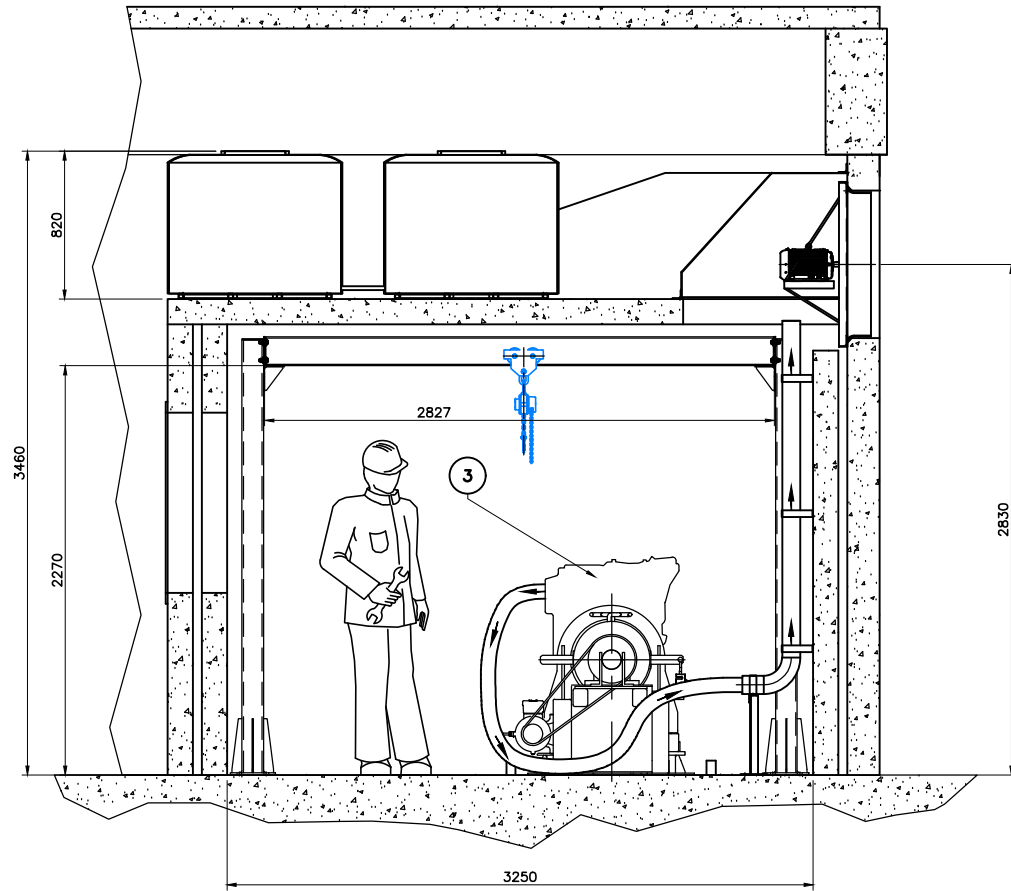


PLANOS DE REFERENCIA

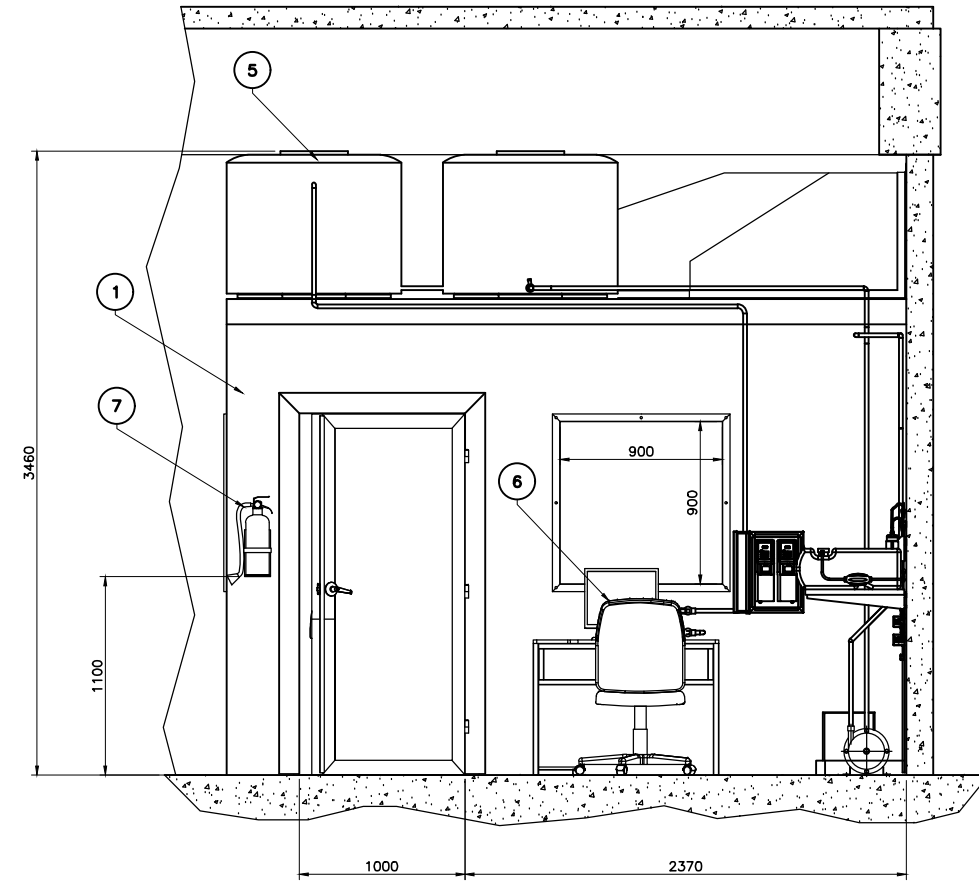
- E4-1-01 CONJUNTO GENERAL - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI VISTAS
- E4-1-03 CONJUNTO GENERAL - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI CORTES FRONTALES
- E4-1-04 CONJUNTO GENERAL - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI ISOMETRIAS

REV	EJEC	REVI.	APROBÓ	EMISIÓN FINAL	DESCRIPCIÓN
0	PDG	JCB	FMA	EMISIÓN FINAL	
				UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA	APROBÓ
Escalas: 1: 30				PROYECTO FINAL	TÍTULO CONJUNTO GENERAL - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI CORTES LATERALES
				FECHA: 07/11/2021	E4-1-02

CORTE C-C
(POR INDICACIÓN DE CORTE VER PL. E4-1-01)

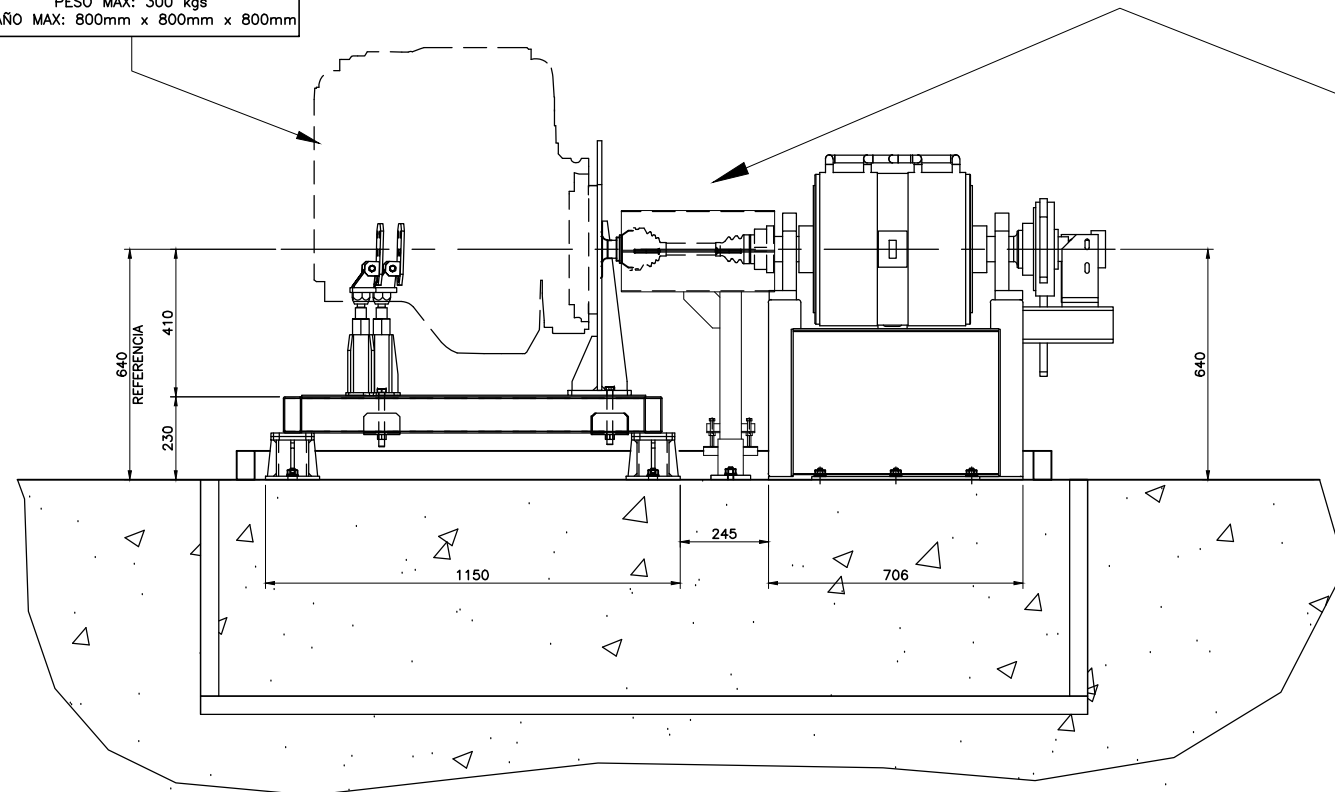


VISTA X
(POR INDICACIÓN DE VISTA VER PL. E4-1-01)

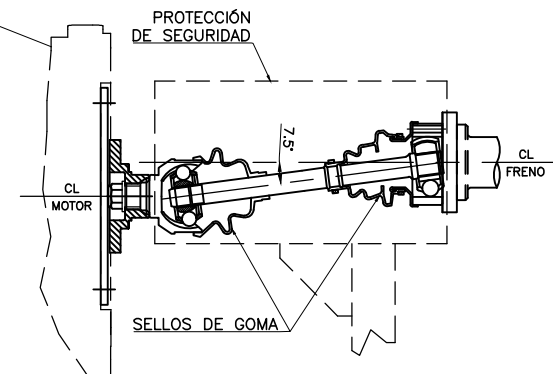


DETALLE 1
(POR INDICACIÓN DE VISTA VER PL. E4-1-02)

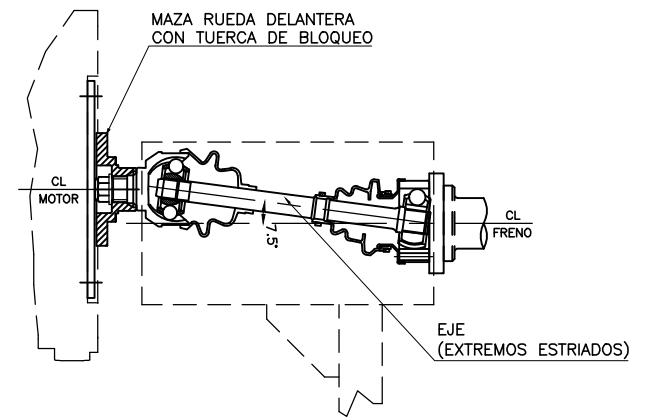
MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA
PESO MAX: 300 kgs
TAMAÑO MAX: 800mm x 800mm x 800mm



ÁNGULO DE TRABAJO HACIA ABAJO (7.5°)
(ÁNGULO DE TRABAJO TOTAL 15°)



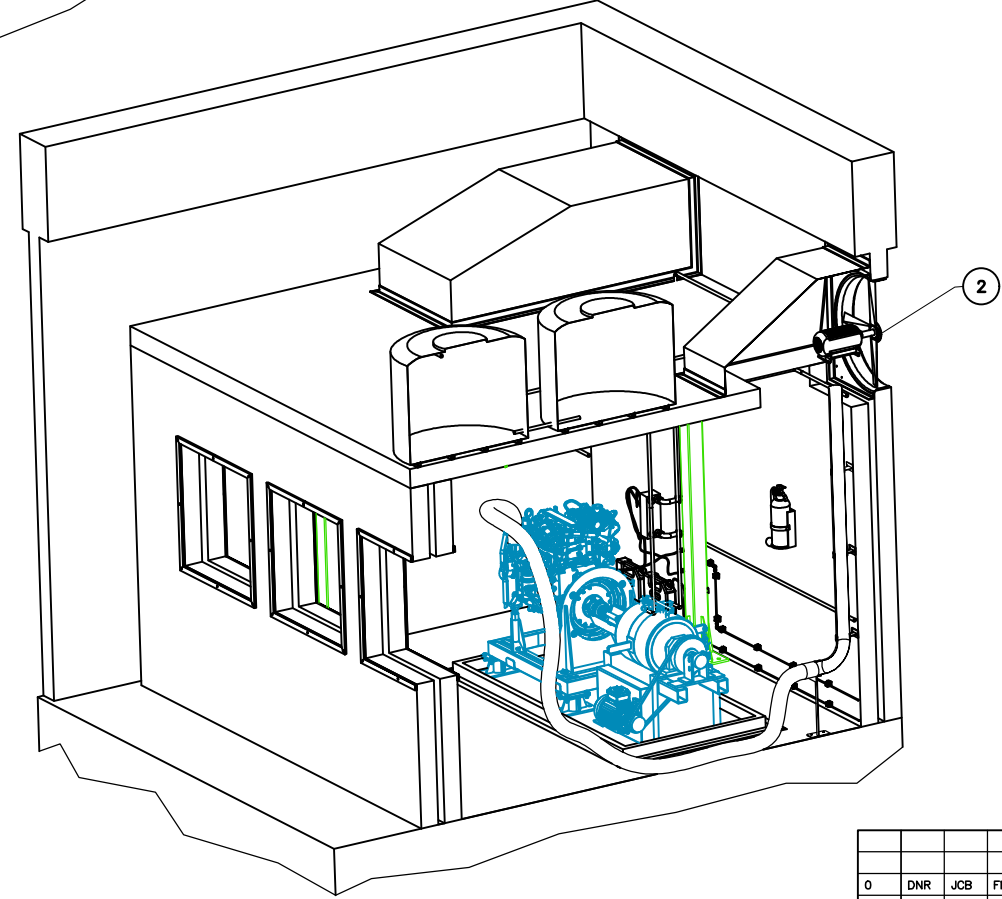
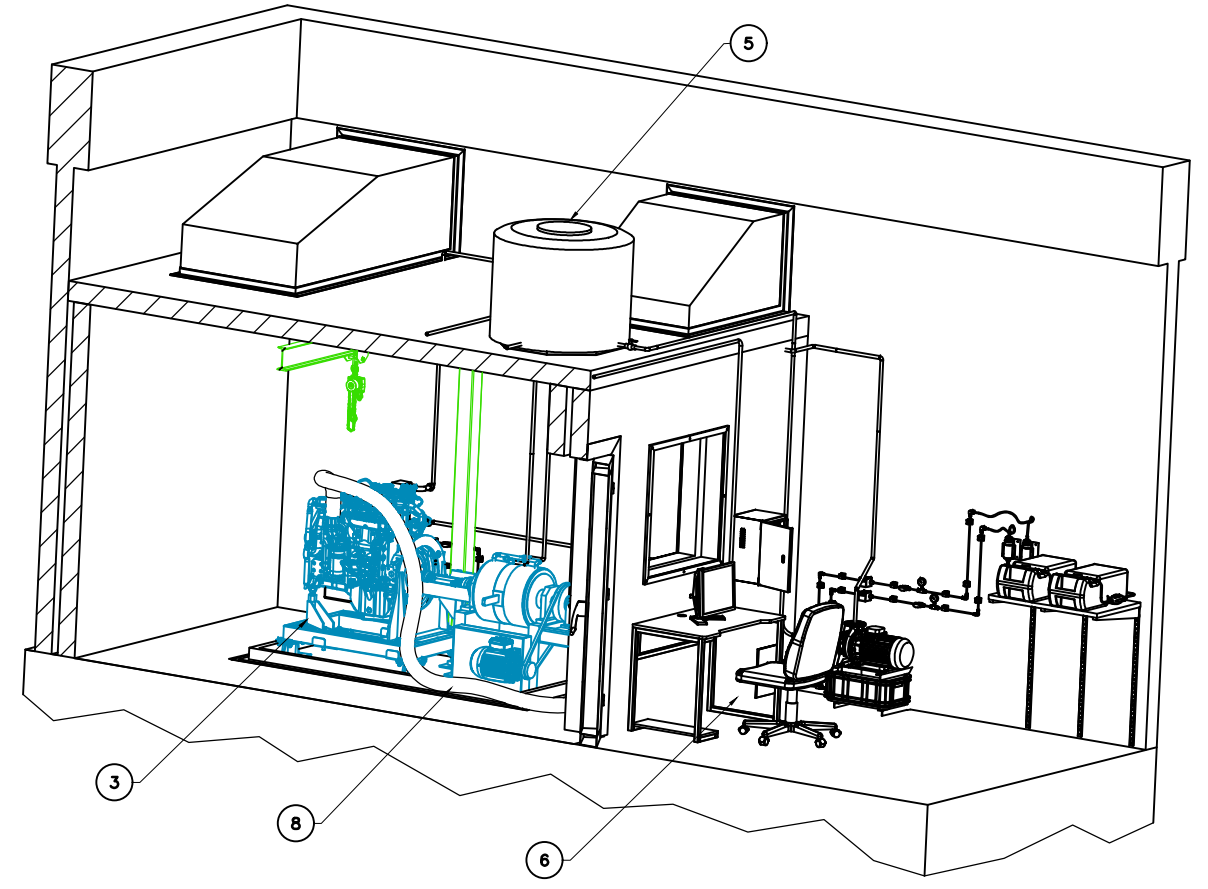
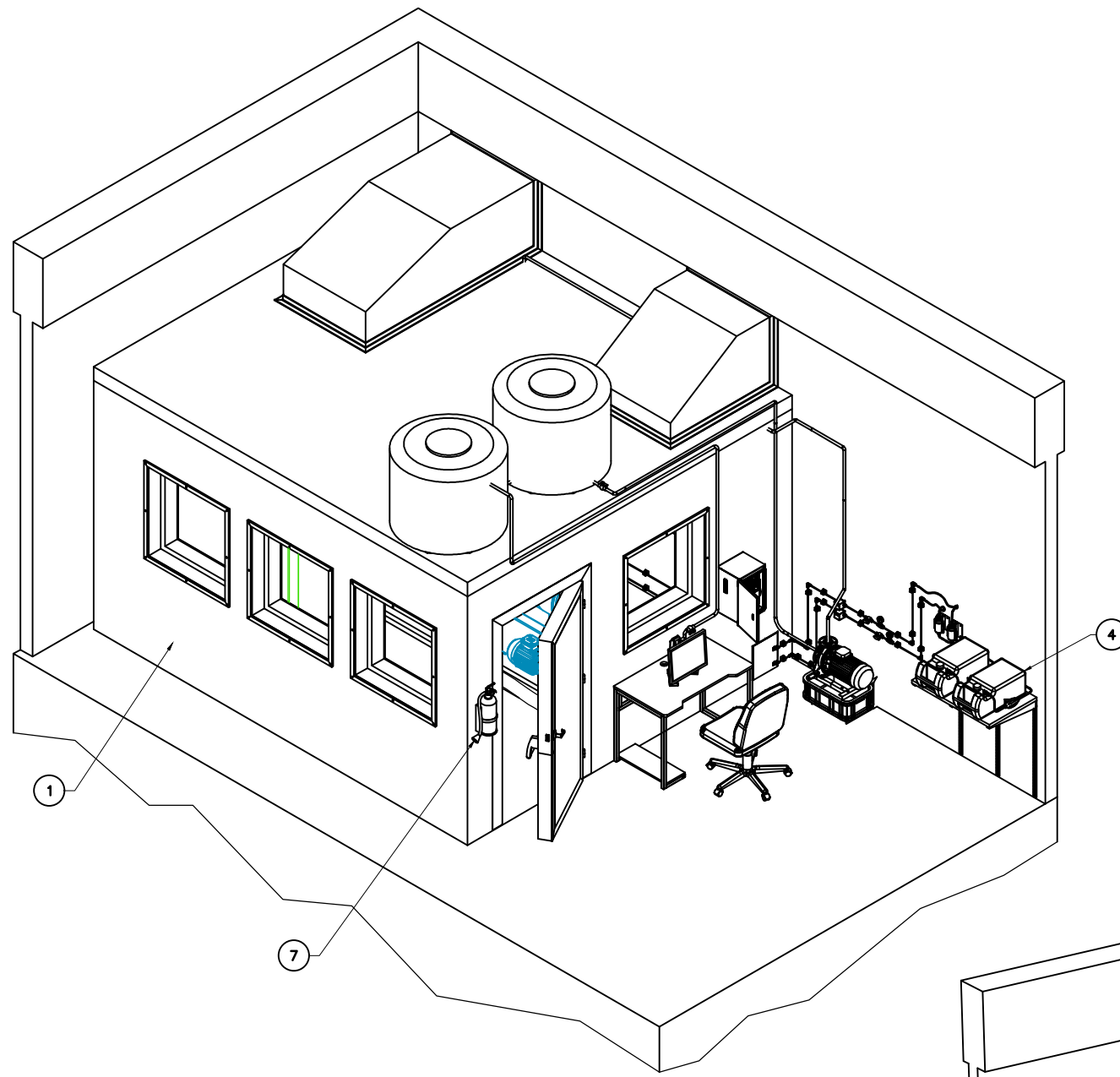
ÁNGULO DE TRABAJO HACIA ARRIBA (7.5°)
(ÁNGULO DE TRABAJO TOTAL 15°)



PLANOS DE REFERENCIA

- E4-1-01 CONJUNTO GENERAL – BANCO DE ENSAYOS PARA MCI VISTAS
- E4-1-02 CONJUNTO GENERAL – BANCO DE ENSAYOS PARA MCI CORTES LATERALES
- E4-1-04 CONJUNTO GENERAL – BANCO DE ENSAYOS PARA MCI ISOMETRIAS

REV.	EJEC.	REVI.	APROBÓ	DESCRIPCIÓN
0	PAC	JCB	FMA	EMISIÓN FINAL
Escalas: 1: 30				UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA
PROYECTO FINAL			TÍTULO	CONJUNTO GENERAL – BANCO DE ENSAYOS PARA MCI CORTES FRONTALES
			FECHA:	07/11/2021
				E4-1-03



PLANOS DE REFERENCIA

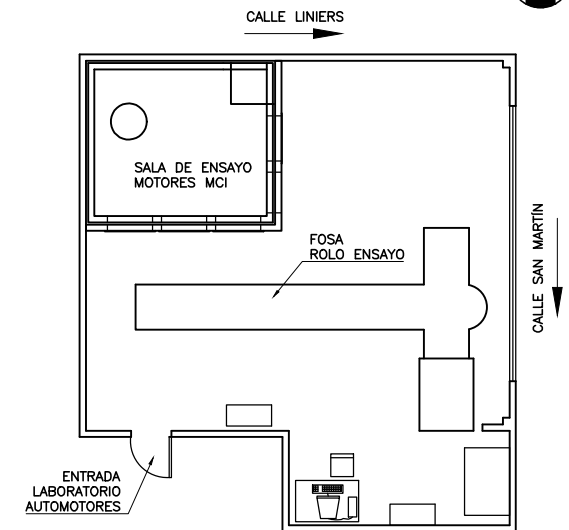
- E4-1-01 CONJUNTO GENERAL - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI VISTAS
- E4-1-02 CONJUNTO GENERAL - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI CORTES LATERALES
- E4-1-03 CONJUNTO GENERAL - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI CORTES FRONTALES

REV	EJEC	REVI.	APROBÓ	DESCRIPCIÓN
0	DHR	JCB	FMA	EMISIÓN FINAL
Escalas: 1: 30				UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA
PROYECTO FINAL				TÍTULO CONJUNTO GENERAL - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI ISOMETRÍAS
				APROBÓ
				FECHA: 07/11/2021
				E4-1-04

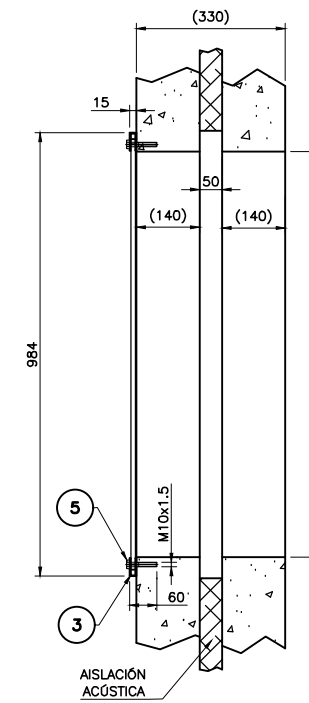
POS.	DENOMINACIÓN	CANT.	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES
1	BLOQUE FLOTANTE DE HORMIGÓN	1	VER PLANO	.	VER PL E4-02-02
2	CIVIL SALA DE ENSAYO	1	VER PLANO	.	VER PL E4-02-03
3	MARCO Y VENTANA POLICARBONATO	4	VER PLANO	13.5	VER PL E4-02-04
4	PUERTA	1	VER PLANO	105	
5	TOR.CAB.HEX M10x1.5 Long. 60	32	CLASE 8.8	2	CON TARUGO DE PARED

PESO TOTAL: 120.5 Kgs.

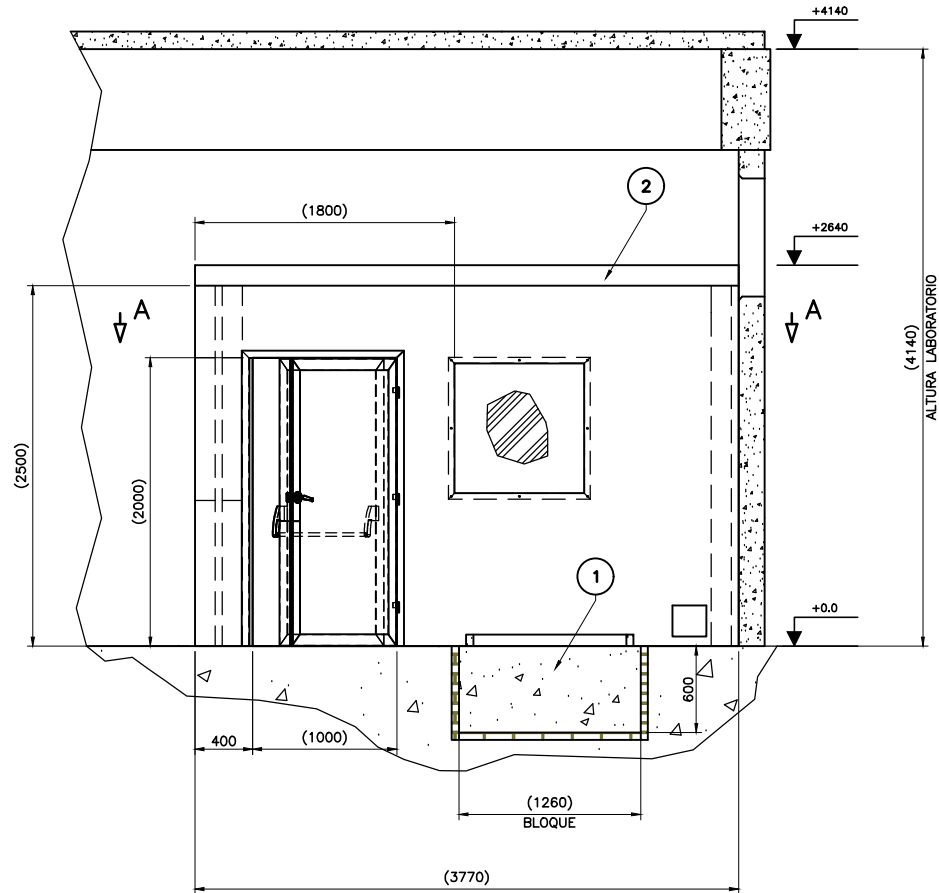
LAY OUT - LABORATORIO
UBICACIÓN SALA DE ENSAYO



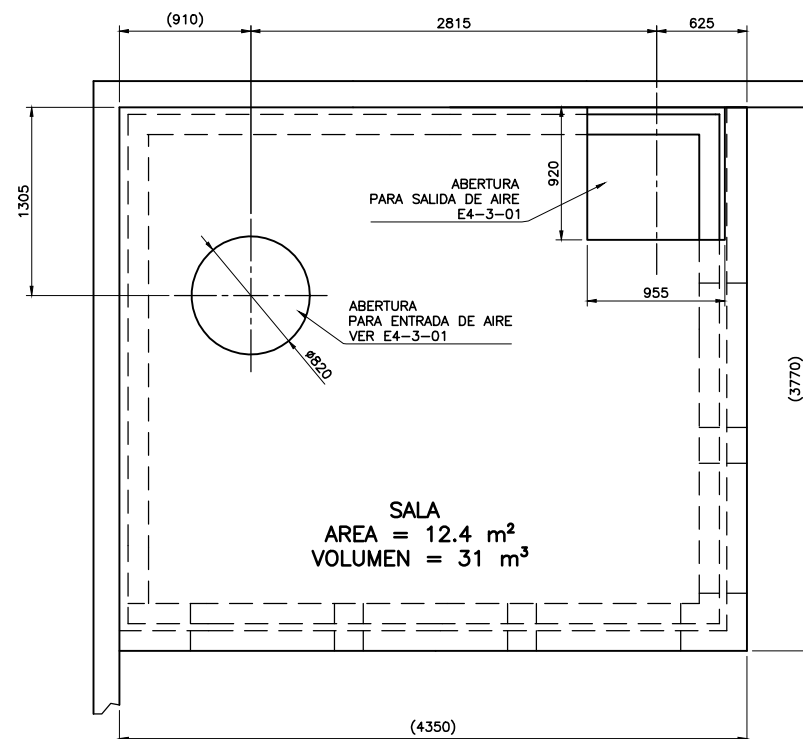
CORTE B-B



CORTE A-A

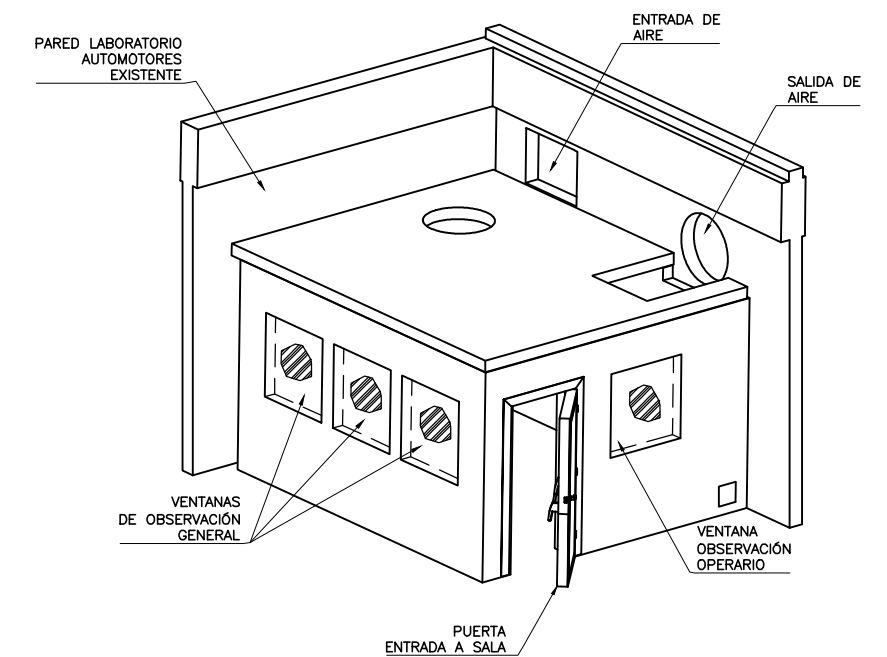


VISTA X



SALA
AREA = 12.4 m²
VOLUMEN = 31 m³

VISTA ISOMÉTRICA



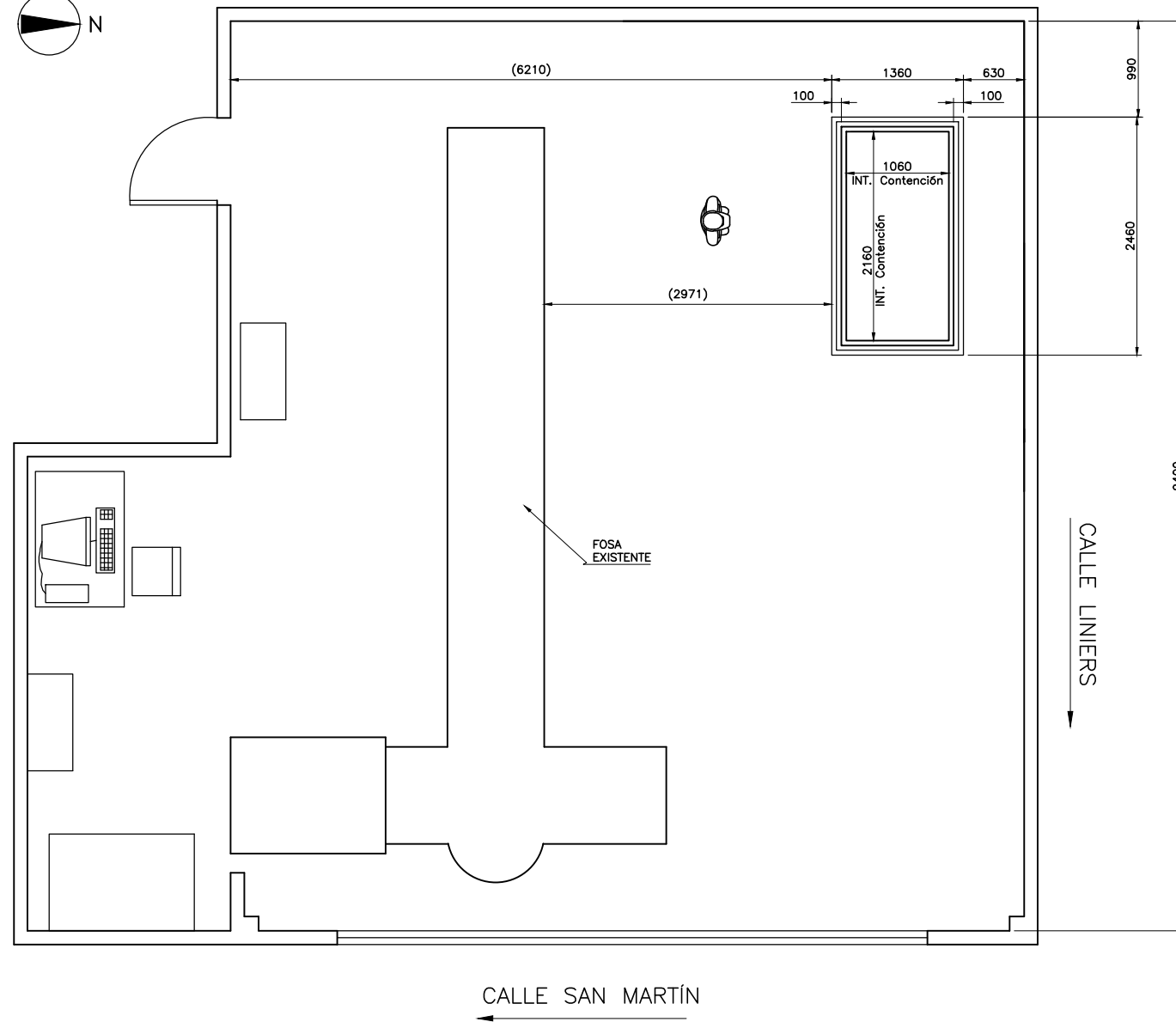
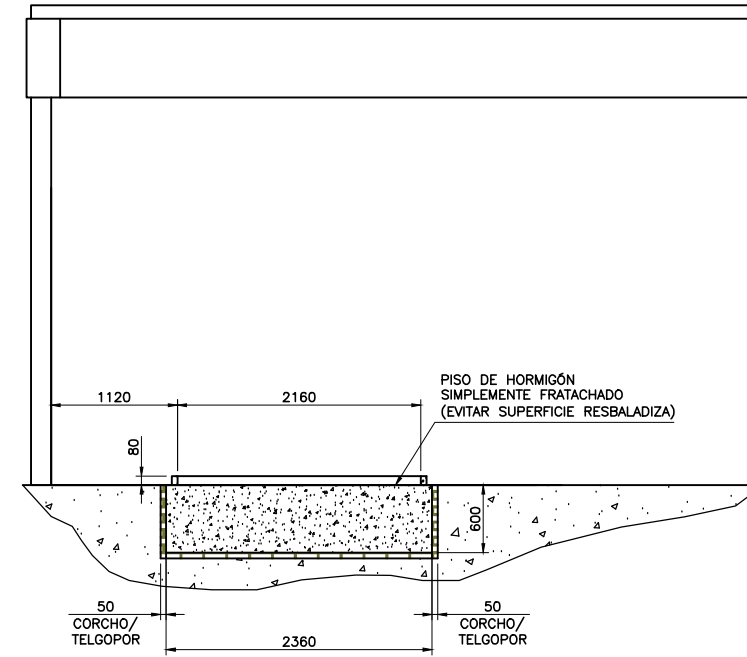
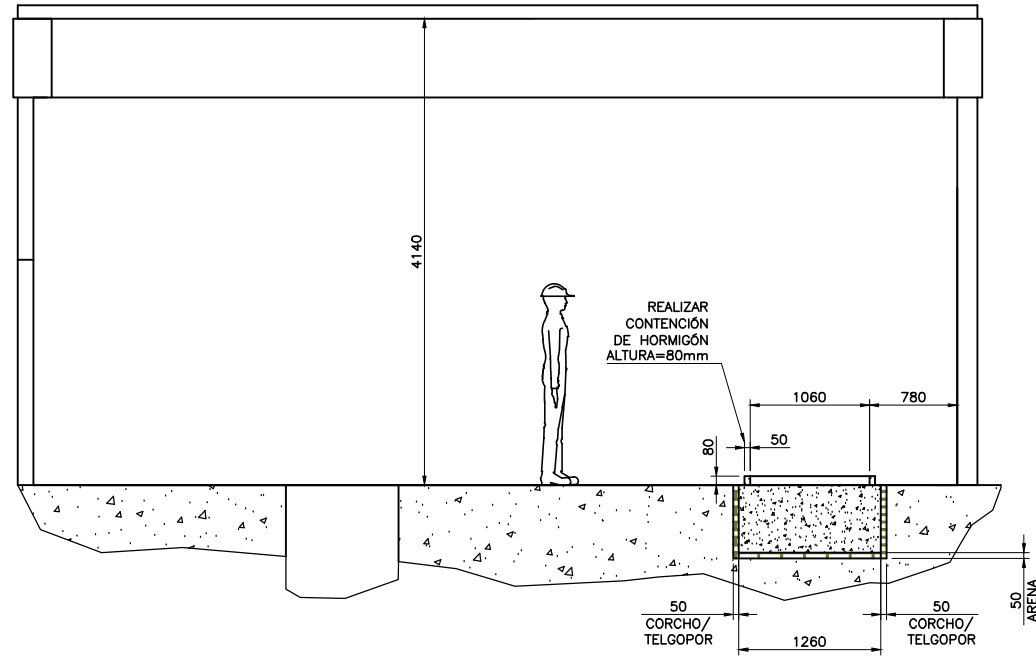
SUBCONJUNTO SALA DE ENSAYO
POS. 1
PL. N°: E4-1-01

PLANOS DE REFERENCIA

- E4-1-01 CONJUNTO GENERAL BANCO DE PRUEBAS PARA MCI
- E4-COMERCIALES-01 LISTADO ESPECIFICACIONES COMPONENTES COMERCIALES BANCO DE PRUEBAS PARA MCI

REV.	EJEC.	REVI.	APROBÓ	DESCRIPCIÓN
0	DHR	JCB	FMA	EMISIÓN FINAL
REV	EJEC	REVI.	APROBÓ	DESCRIPCIÓN
Escalas: 1: 25				UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA
PROYECTO FINAL				TÍTULO SUBCONJUNTO SALA DE ENSAYO BANCO DE ENSAYOS PARA MCI
				FECHA: 07/11/2021
				E4-2-01

SENTIDO DE GIRO PUERTA



NOTAS:

- 1- BLOQUE FLOTANTE DE HORMIGÓN
- PROFUNDIDAD: 0.6mts
- BASE DE 50mm DE ARENA
- ENCOFRADO LATERAL DE TELGOPOR COMPACTO O CORCHO (50mm ESPESOR)
- COLOCAR TRES PARRILLAS DE HIERRO DE $\phi 4.2$ CON 20cms DE SEPARACIÓN ENTRE SÍ.

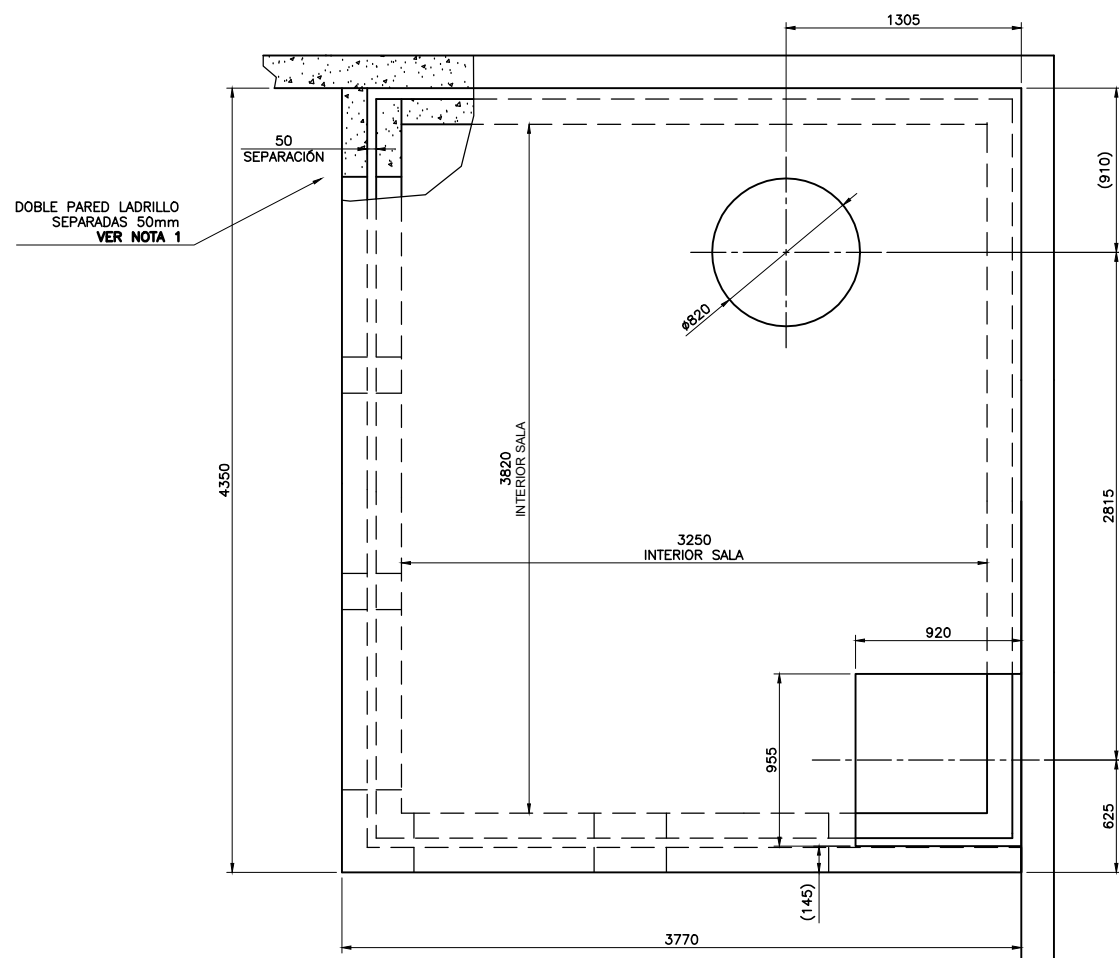
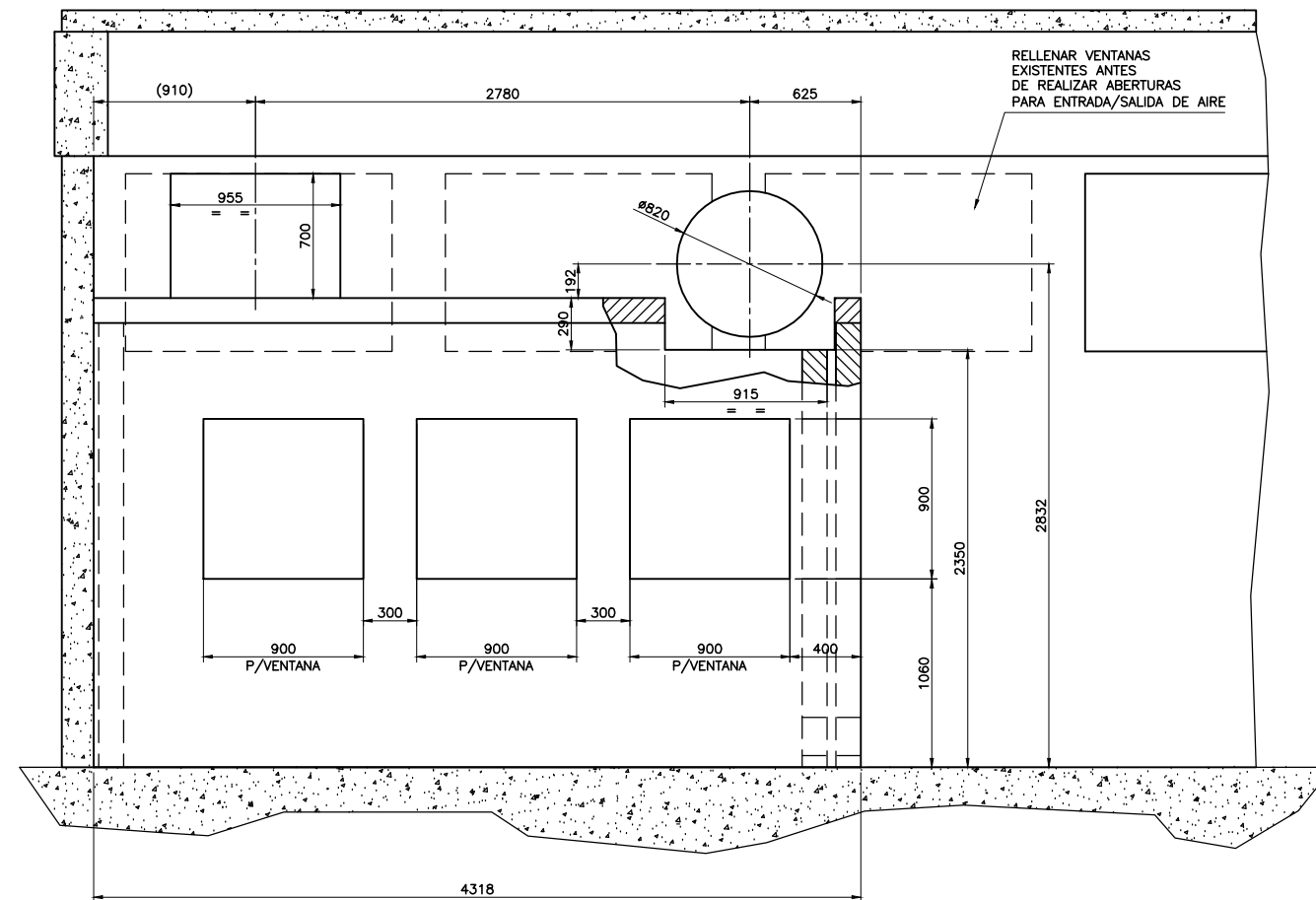
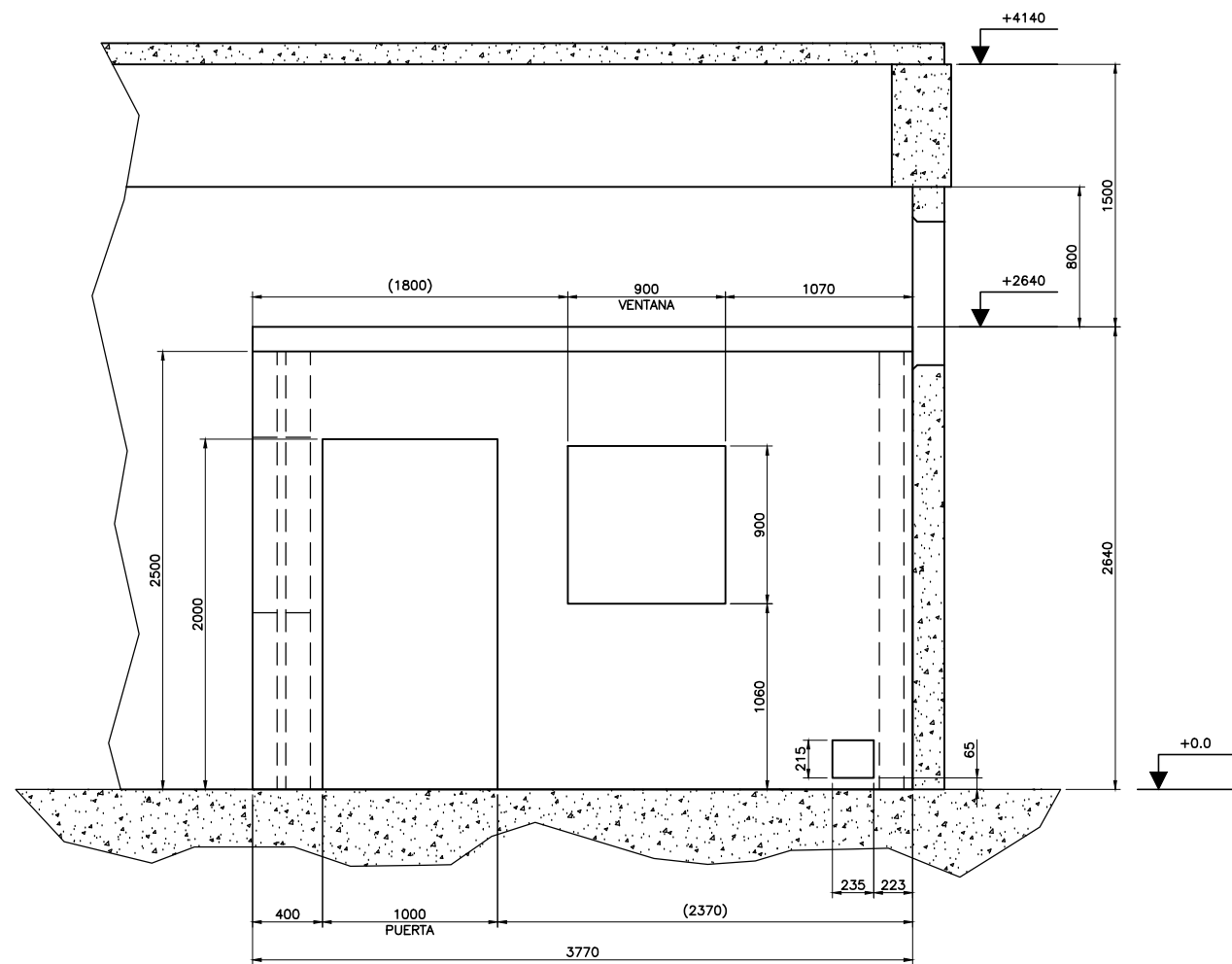
(RECOMENDACIONES ADOPTADAS DE MANUAL DE USO FRENO DINANOMÉTRICO MARCA SAENZ)

BLOQUE FLOTANTE HORMIGÓN
POS. 1
PI. N°: E4-2-01

PLANOS DE REFERENCIA
E4-2-01 SUBCONJUNTO SALA DE ENSAYO
BANCO DE PRUEBAS PARA MCI

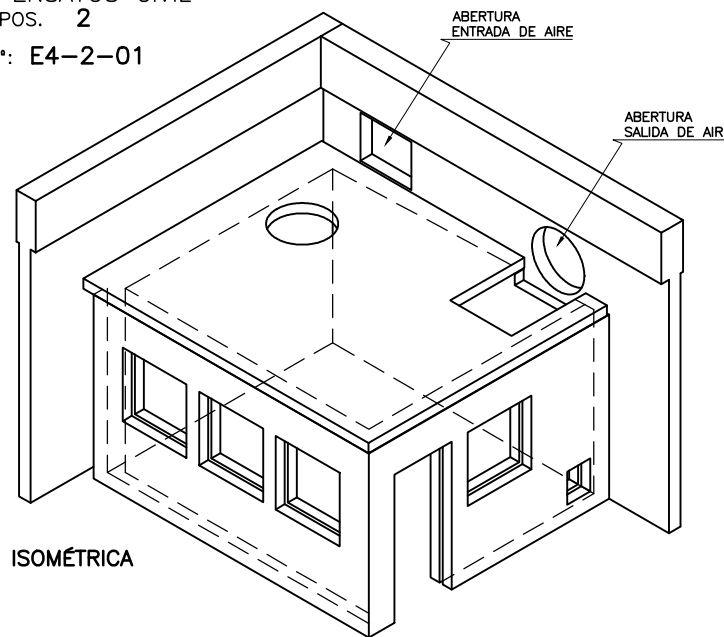
TOLERANCIAS P/MEDIDAS SIN INDICACIÓN ESPECÍFICA - mm. (DIN 7168)									
MEDIDAS DE:	>0,5	>3	>6	>30	>120	>400	>1000	>2000	>4000
mm.	3	6	30	120	400	1000	2000	4000	8000
MECANIZADO	+/- 0,10	+/- 0,20	+/- 0,30	+/- 0,50	+/- 0,80	+/- 1,20	+/- 2	+/- 3	+/- 5
TOLERANCIA									

REV	EJEC	REVI.	APROBÓ	DESCRIPCIÓN
0	PDG	JCB	FMA	EMISIÓN FINAL
Escalas: 1: 32				UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA
PROYECTO FINAL				TÍTULO: BLOQUE FLOTANTE HORMIGÓN BANCO DE ENSAYOS PARA MCI
				APROBÓ: _____ FECHA: 07/11/2021 E4-2-02



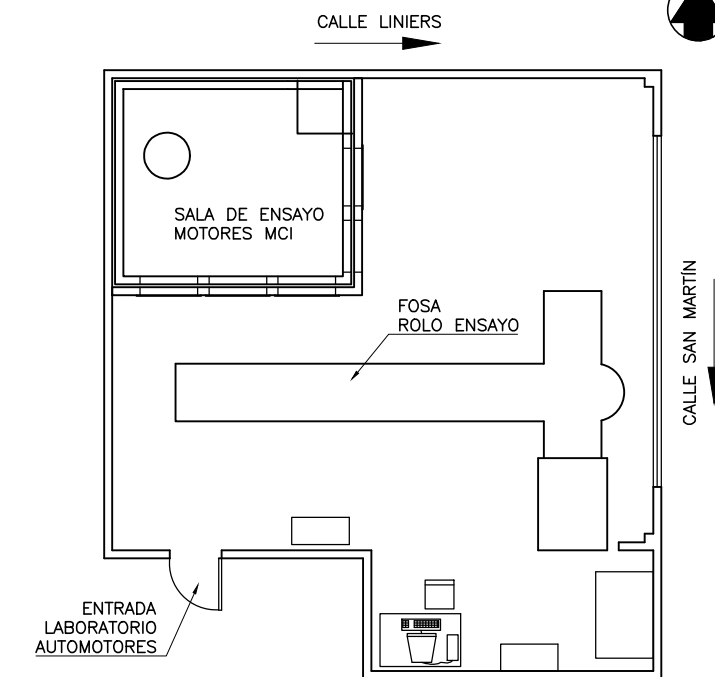
SALA DE ENSAYOS CIVIL
POS. 2
PI. N°: E4-2-01

VISTA ISOMÉTRICA



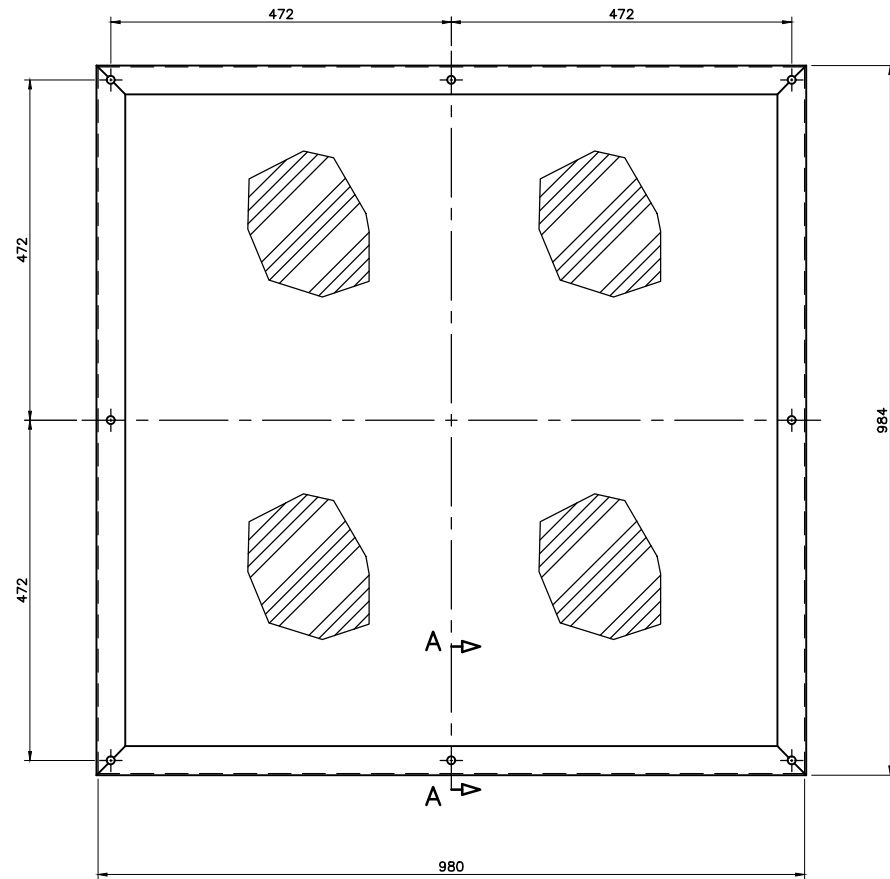
NOTAS:

- 1 - PAREDES: SE CONSTRUIRAN DOBLES, UNA PARED EXTERNA DE LADRILLO MACIZO DE 14cm Esp Y OTRA PARED INTERNA DE 14cm, DEJANDO ENTRE ELLAS UNA CÁMARA DE AIRE DE 5cm PARA RELLENAR CON PANEL DE LANA DE VIDRIO (NO TELGOPOR).
- 2 - ASENTAR LAS PAREDES SOBRE UN ENCADENADO DE HORMIGÓN Y TERMINAR LAS MISMAS CON OTRO ENCADENADO.



PLANOS DE REFERENCIA
E4-2-01 SUBCONJUNTO SALA DE ENSAYO
BANCO DE PRUEBAS PARA MCI

REV	EJEC	REVI.	APROBÓ	EMISIÓN FINAL	DESCRIPCIÓN
0	PAC	JCB	FMA	EMISIÓN FINAL	
				UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA	APROBÓ
Escalas: 1: 20				PROYECTO FINAL	TÍTULO SALA DE ENSAYOS CIVIL BANCO DE ENSAYOS PARA MCI
				FECHA: 07/11/2021	E4-2-03 A1



MARCO VENTANA
POS. 3
Pl. N°: E4-2-01

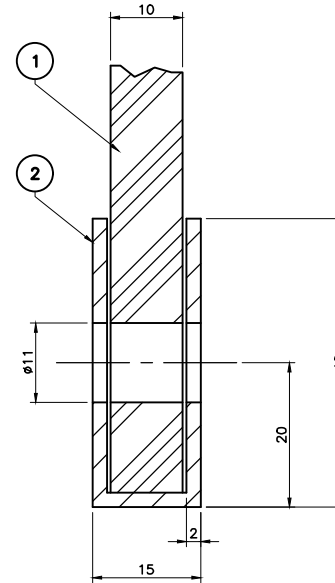
POS.	DENOMINACIÓN	CANT.	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES
1	PANEL 980 x 980 Esp. 10	1	VER NOTA 1	11.5	.
2	PERFIL U 15x40 Esp.2 Long. 3950	1	VER NOTA 2	2	.

PESO VENTANA: 13.5 Kgs.

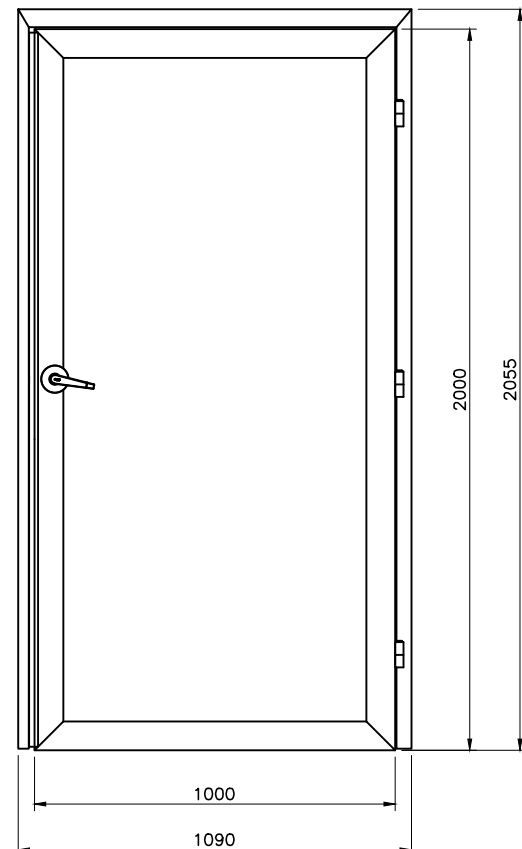
NOTAS:

- 1 - POLICARBONATO COMPACTO Esp. 10mm
DENS: 1.20 Kgs/cm³
- 2- PERFIL DE ALUMINIO RECTO

CORTA A-A



PUERTA
POS. 4
Pl. N°: E4-2-01



POS.	DENOMINACIÓN	CANT.	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES
1	PUERTA ROBUSTA INDUSTRIAL DOBLE HOJA	1	VER NOTA PUERTA	.	.

PESO APROX.: 105 Kgs.

NOTA PUERTA:

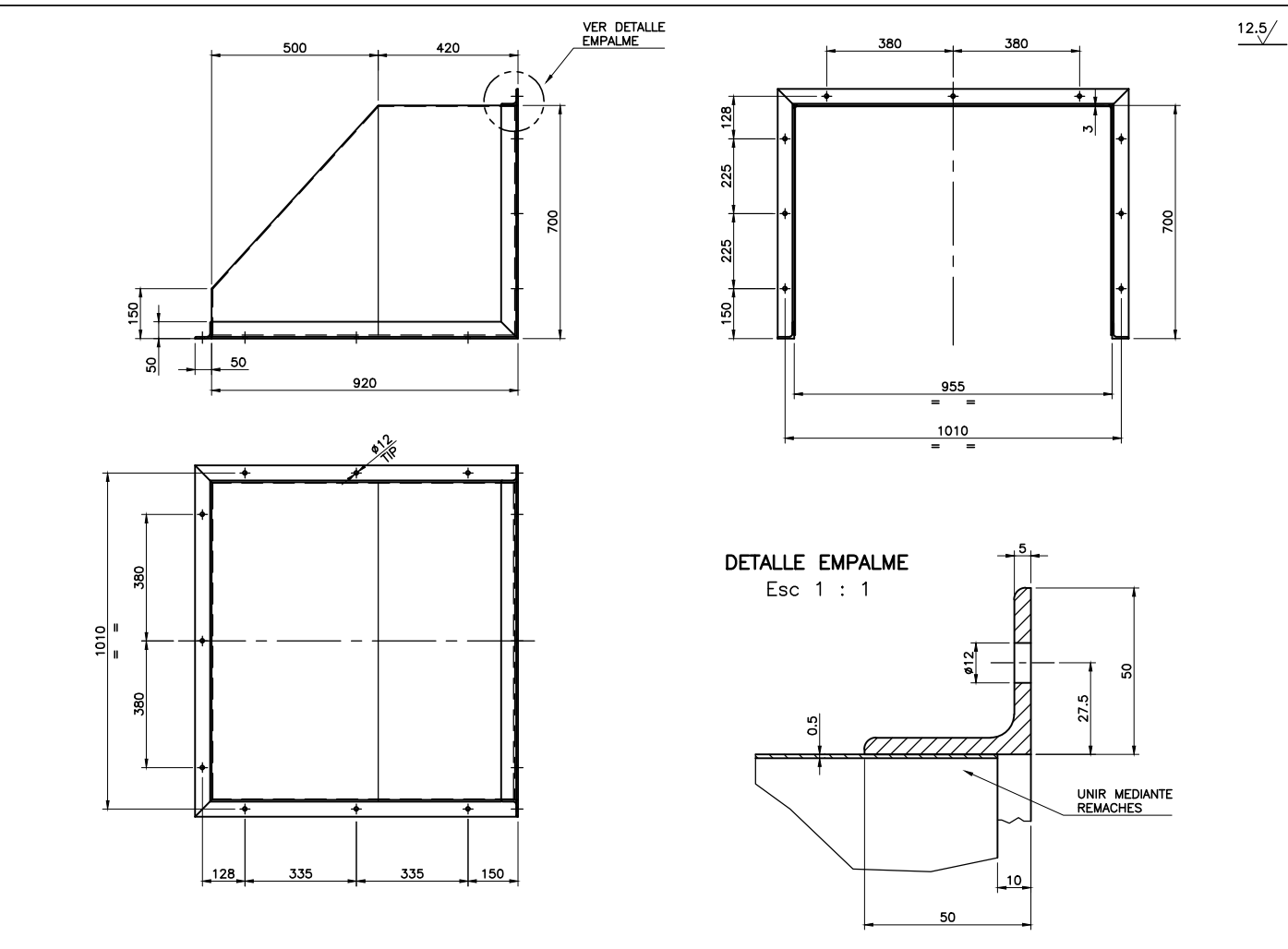
1- PUERTA SALIDA DE EMERGENCIA CON BARRAL ANTIPÁNICO (CON MARCO)

MARCA: NUÑES INGENIERÍA

- * DOBLE CHAPA REFORZADA
- * PROTECCIÓN ANTIOXIDO INTERIOR Y EXTERIOR
- * INTERIOR CON TERMOFORMADO DE ALTA DENSIDAD
- * COLOR GRIS
- * MARCO CAJÓN 15cm P/MAMPOSTERIA

PLANOS DE REFERENCIA
E4-2-01 SUBCONJUNTO SALA DE ENSAYO
BANCO DE PRUEBAS PARA MCI

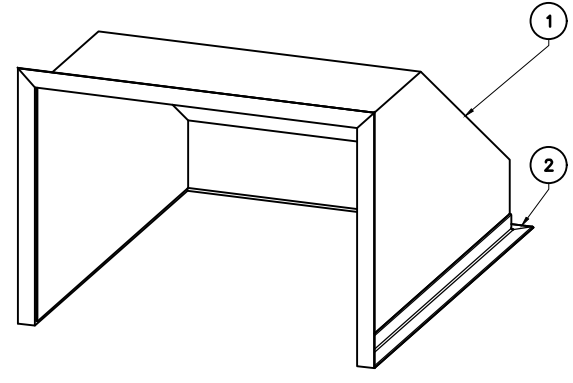
REV.	EJEC.	REVI.	APROBÓ	DESCRIPCIÓN	APROBÓ
0	DNR	JCB	FMA	EMISIÓN FINAL	
1	S			UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA	
1	10			PROYECTO FINAL	
				TÍTULO CERRAMIENTOS BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	FECHA: 07/11/2021 E4-2-04



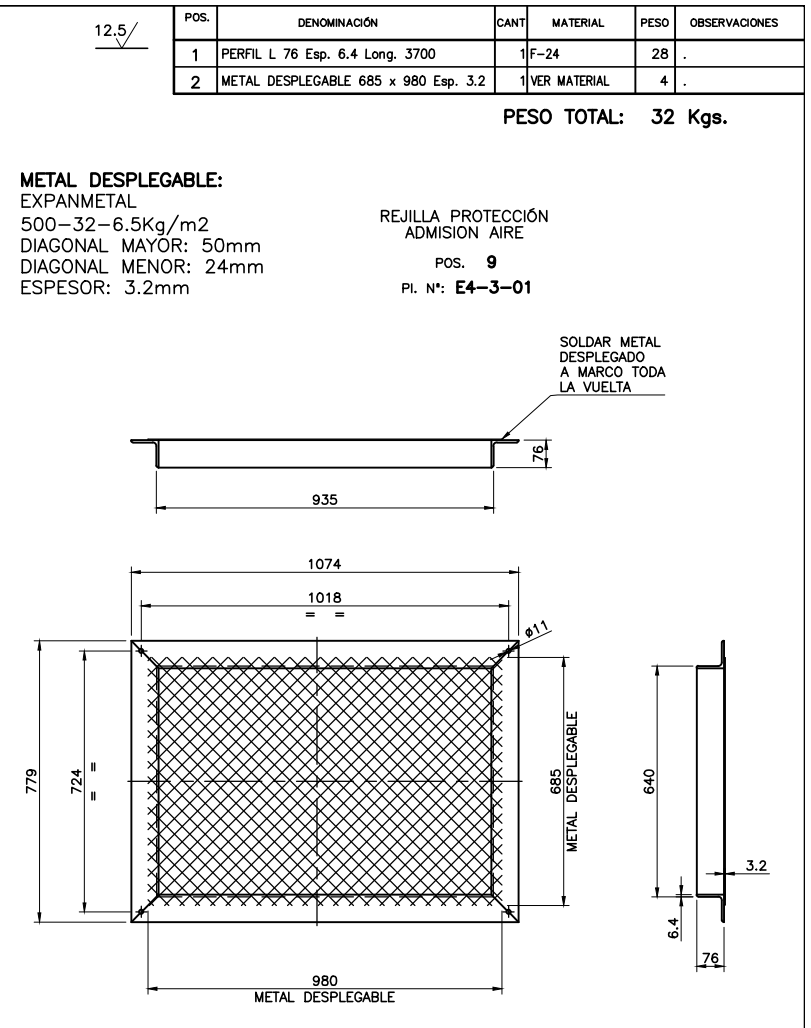
POS.	DENOMINACIÓN	CANT.	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES
1	CHAPA 2355 x 920 Esp. 0.5	1	GALVANIZADO	.	.
2	PERFIL L 50.8 Esp. 4.76 Long. 5400	1	F-24	.	.

PESO TOTAL: 25 Kgs.

COBERTOR GASES SALIDA
POS. 2
PI. N°: E4-3-01



VISTA ISOMÉTRICA

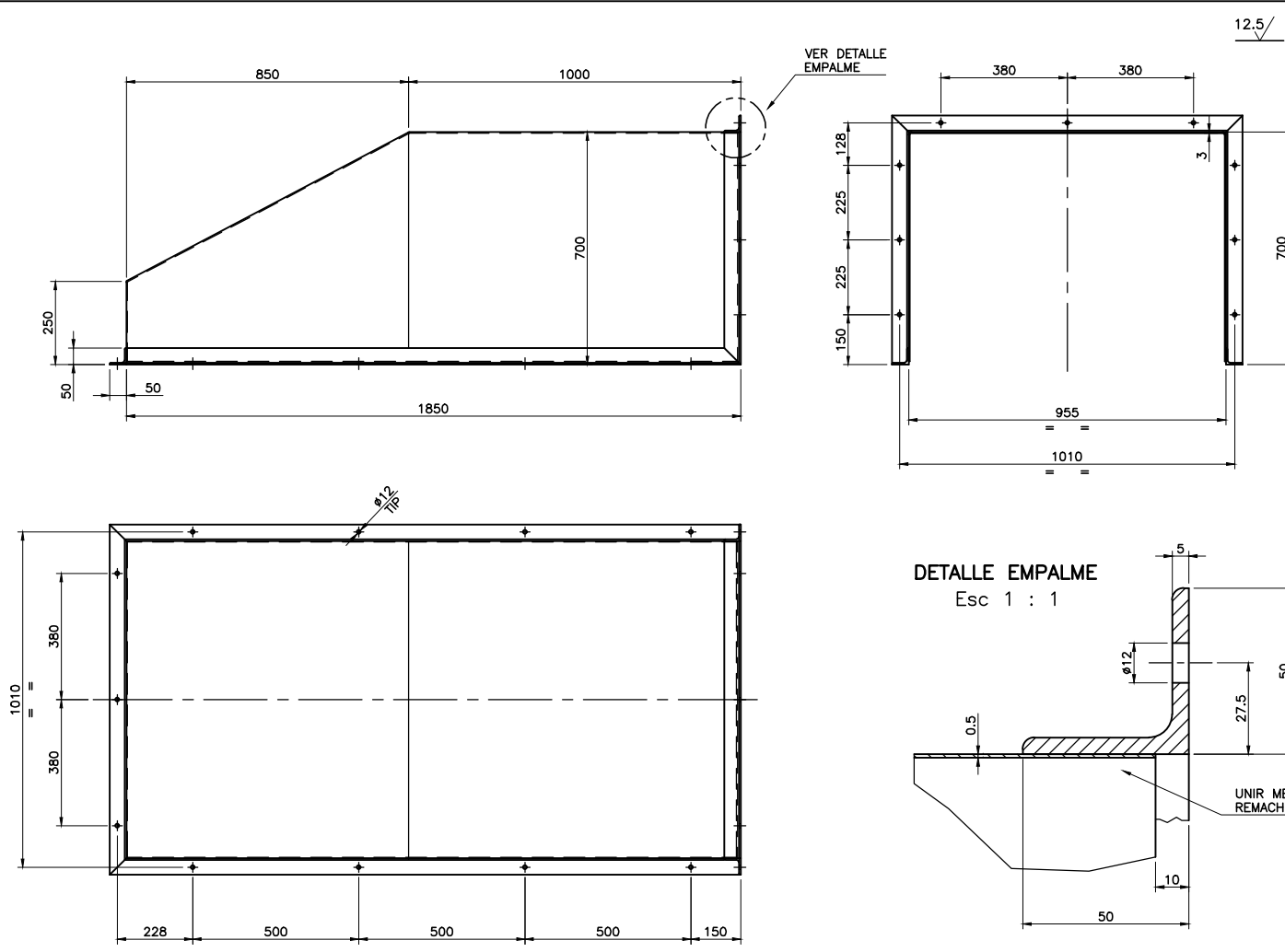
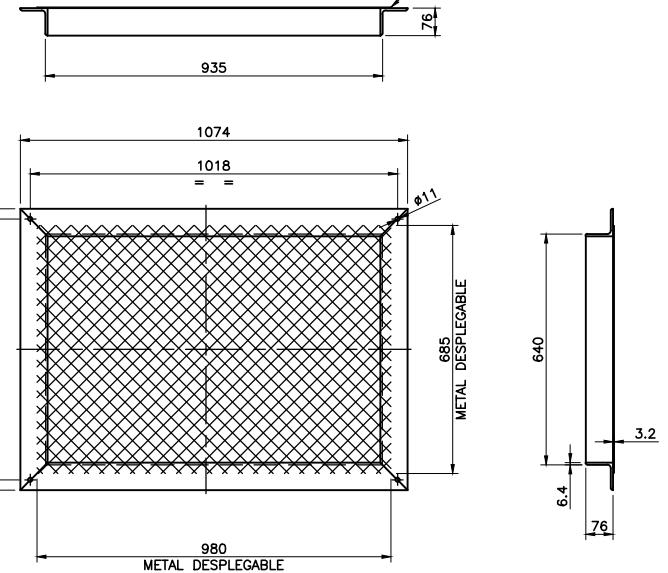


POS.	DENOMINACIÓN	CANT.	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES
1	PERFIL L 76 Esp. 6.4 Long. 3700	1	F-24	28	.
2	METAL DESPLEGABLE 685 x 980 Esp. 3.2	1	VER MATERIAL	4	.

PESO TOTAL: 32 Kgs.

METAL DESPLEGABLE:
EXPANMETAL
500-32-6.5Kg/m2
DIAGONAL MAYOR: 50mm
DIAGONAL MENOR: 24mm
ESPESOR: 3.2mm

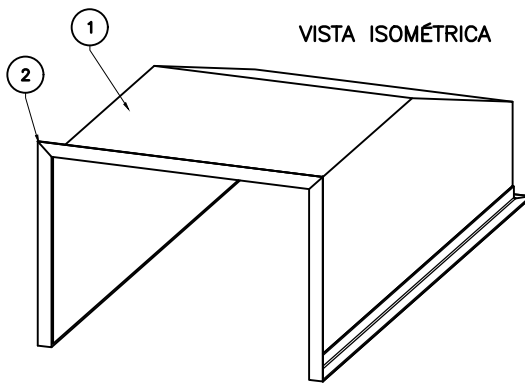
REJILLA PROTECCIÓN
ADMISION AIRE
POS. 9
PI. N°: E4-3-01



POS.	DENOMINACIÓN	CANT.	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES
1	CHAPA 2355 x 1850 Esp. 0.5	1	GALVANIZADO	.	.
2	PERFIL L 50.8 Esp. 4.76 Long. 7300	1	F-24	.	.

PESO TOTAL: 37 Kgs.

COBERTOR ENTRADA AIRE
POS. 3
PI. N°: E4-3-01



VISTA ISOMÉTRICA

NOTAS:

- 1 - LAS CANTIDADES INDICADAS CORRESPONDEN PARA LA FABRICACIÓN DE UN CONJUNTO.
- 2 - ELIMINAR CANTOS VIVOS Y REBABAS. (1 x 45°)
- 3 - ELIMINAR SALPICADURAS Y ESCORIAS.
- 4 - LOS CORDONES DE SOLDADURA SERÁN CONTÍNUOS DE UN ESPESOR IGUAL A 0.7 DE LOS ESPESORES A UNIR. SALVO LO EXPRESAMENTE INDICADO EN EL PLANO.
- 5 - PINTAR CON DOS MANOS DE ANTIÓXIDO CROMATO DE ZINC

PLANOS DE REFERENCIA
E4-3-01 SUBCONJUNTO VENTILACIÓN
BANCO DE PRUEBAS PARA MCI

TOLERANCIAS P/MEDIDAS SIN INDICACIÓN ESPECÍFICA - mm. (DIN 7168)							
MEDIDAS DE:	>0,5	>3	>6	>30	>120	>400	>1000
mm. A:	3	6	30	120	400	1000	2000
MECANIZADO	+/- 0,10	+/- 0,10	+/- 0,20	+/- 0,30	+/- 0,50	+/- 0,80	+/- 1,20
TOLERANCIA							

REV.	EJEC.	REVI.	APROBÓ	EMISIÓN FINAL	DESCRIPCIÓN
0	PAC	JCB	FMA	EMISIÓN FINAL	
Escalas: 1: 10				UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA	APROBÓ
PROYECTO FINAL				TÍTULO	FECHA: 07/11/2021
				COBERTORES DE AIRE BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	E4-3-02

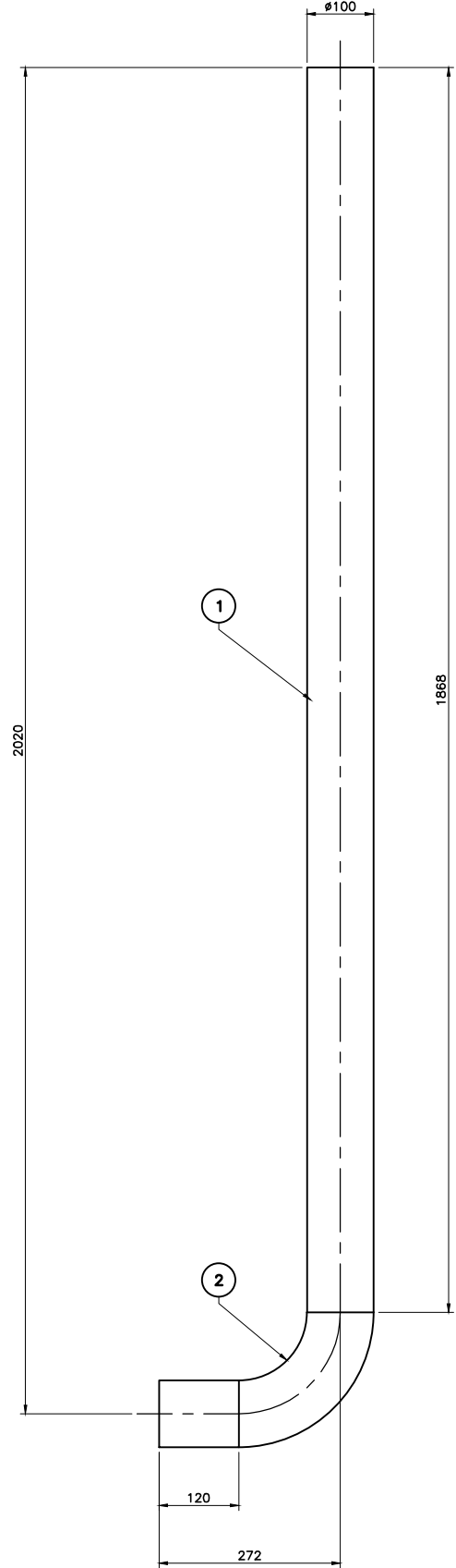
12.5/

POS.	DENOMINACIÓN	CANT.	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES
1	TUBO #100 Esp. 0.5 Long. 1990	1	VER NOTA 1	.	.
2	CODO A 90° Esp. 0.5	1	VER NOTA 2	.	.

PESO TOTAL: 3 Kgs.

MATERIAL:
 1 - TUBERIA HELICOIDAL EN ACERO GALVANIZADO Z-275
 2 - CODO A 90° EN ACERO GALVANIZADO ESTAMPADO

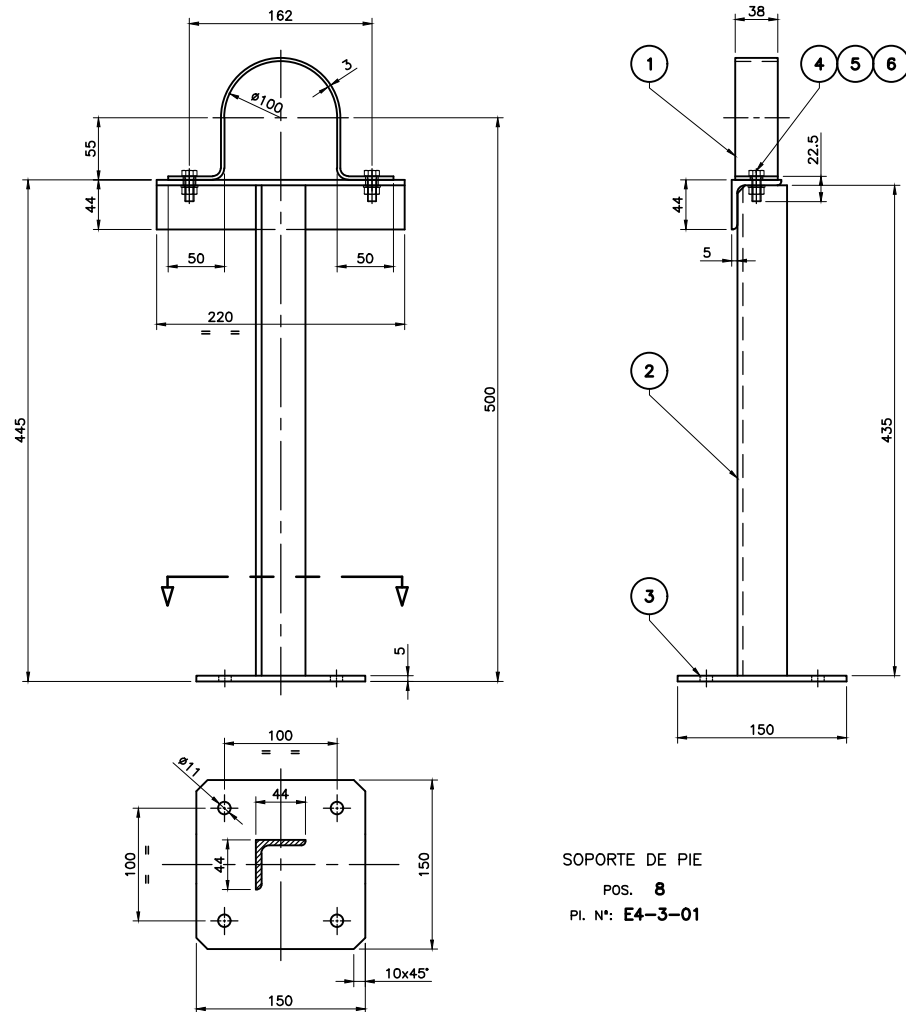
TUBO SALIDA DE GASES
 POS. 6
 Pl. N°: E4-3-01



12.5/

POS.	DENOMINACIÓN	CANT.	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES
1	PLANCHUELA 38.1 x 3.2 Long. 360	1	F-24	.	.
2	PERFIL L 44 Esp. 4.9 Long. 655	1	F-24	.	.
3	CHAPA 150 x 150 Esp. 4.76	1	F-24	.	.
4	TOR.CAB.HEX. M8x1.25 Long. 22	2	CLASE 8.8	.	.
5	TUERCA HEX. M8x1.25	2	CLASE 8	.	.
6	ARANDELA PLANA P/#8	2	F-24	.	.

PESO TOTAL: 3.5 Kgs.



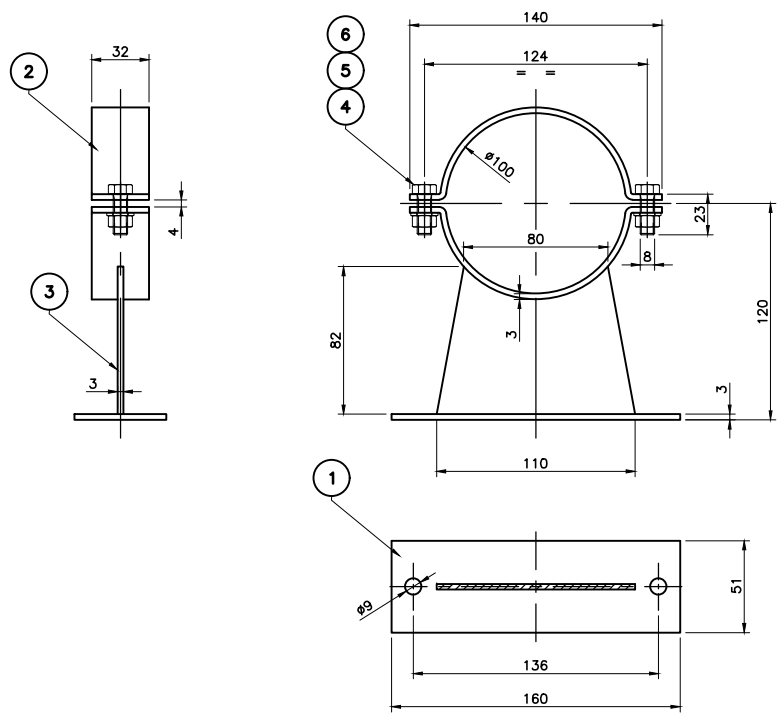
SOPORTE DE PIE
 POS. 8
 Pl. N°: E4-3-01

SOPORTE ABRAZADERA LATERAL
 POS. 7
 Pl. N°: E4-3-01

12.5/

POS.	DENOMINACIÓN	CANT.	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES
1	PLANCHUELA 50.8 x 3.2 Long. 160	1	F-24	.	.
2	CHAPA Esp 3.2 x 110 x 82	1	F-24	.	.
3	PLANCHUELA 31.75 x 3.2 Long. 190	1	F-24	.	.
4	TOR.CAB.HEX. M8x1.25 Long. 22	2	CLASE 8.8	.	.
5	TUERCA HEX. M8x1.25	2	CLASE 8	.	.
6	ARANDELA PLANA P/#8	2	F-24	.	.

PESO TOTAL: 0.7 Kgs.



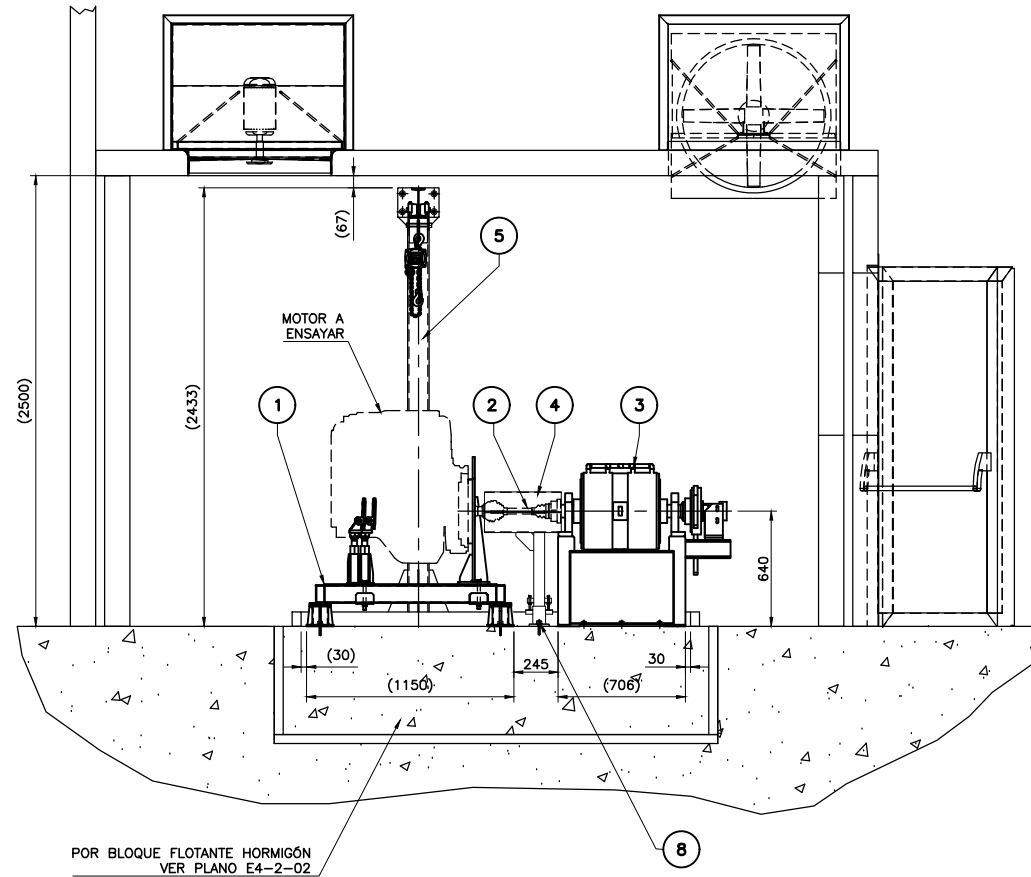
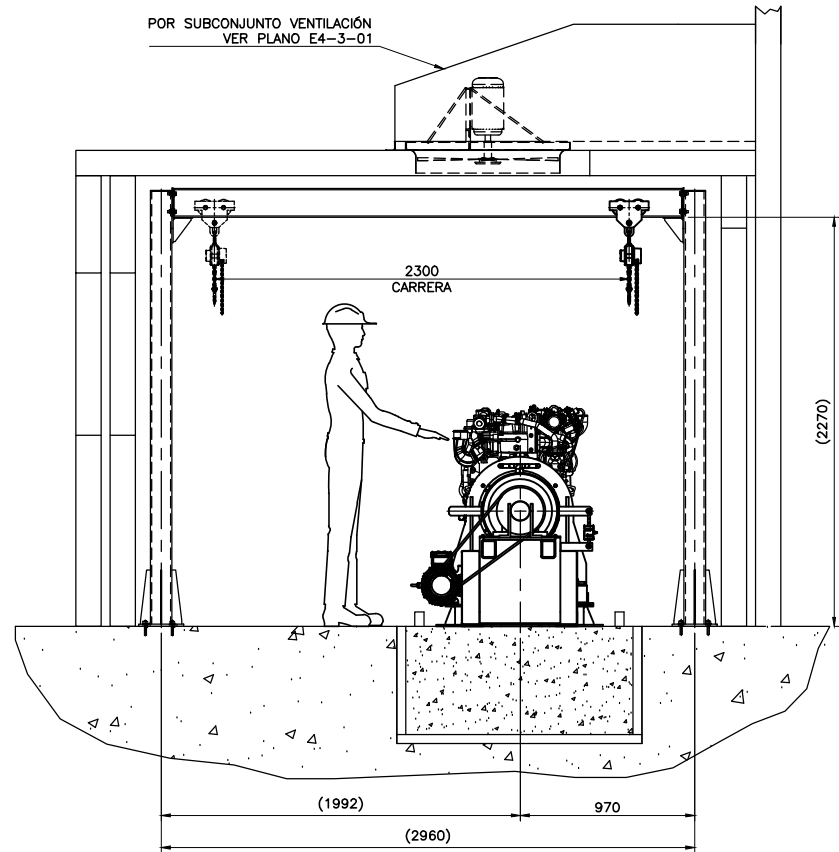
NOTAS:

- 1 - LAS CANTIDADES INDICADAS CORRESPONDEN PARA LA FABRICACIÓN DE UN CONJUNTO.
- 2 - ELIMINAR CANTOS VIVOS Y REBABAS. (1 x 45°)
- 3 - ELIMINAR SALPICADURAS Y ESCORIAS.
- 4 - LOS CORDONES DE SOLDADURA SERÁN CONTINUOS DE UN ESPESOR IGUAL A 0.7 DE LOS ESPESORES A UNIR. SALVO LO EXPRESAMENTE INDICADO EN EL PLANO.
- 5 - PINTAR CON DOS MANOS DE ANTIÓXIDO CROMATO DE ZINC

PLANOS DE REFERENCIA
 E4-3-01 SUBCONJUNTO VENTILACIÓN
 BANCO DE PRUEBAS PARA MCI

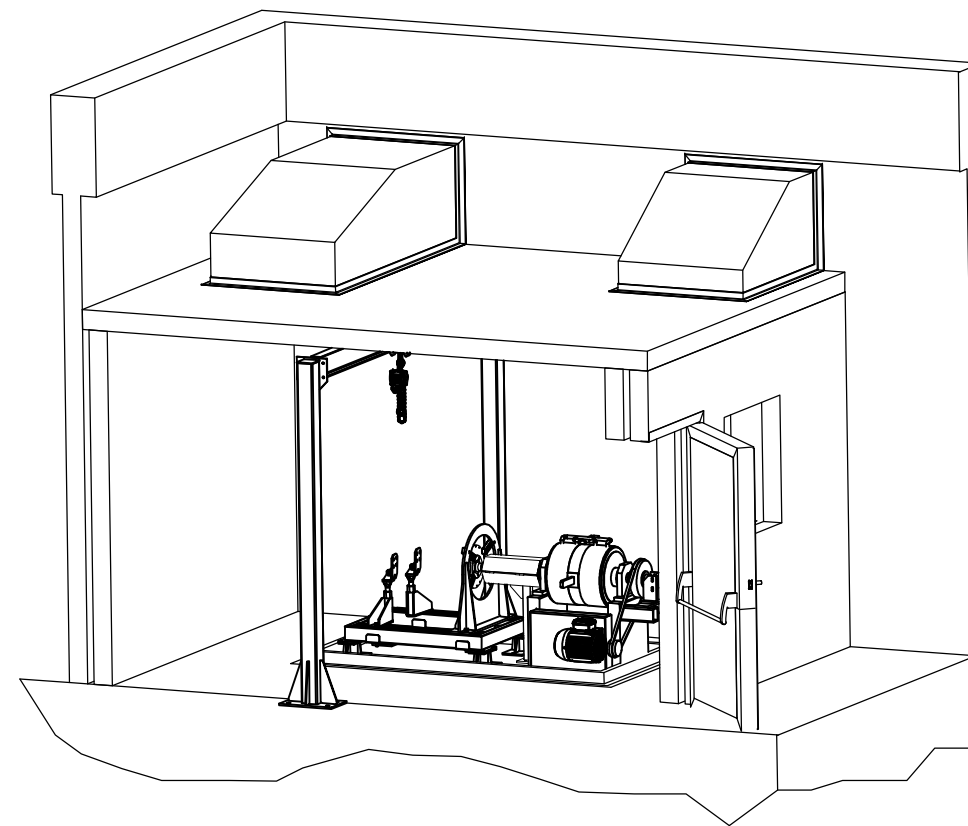
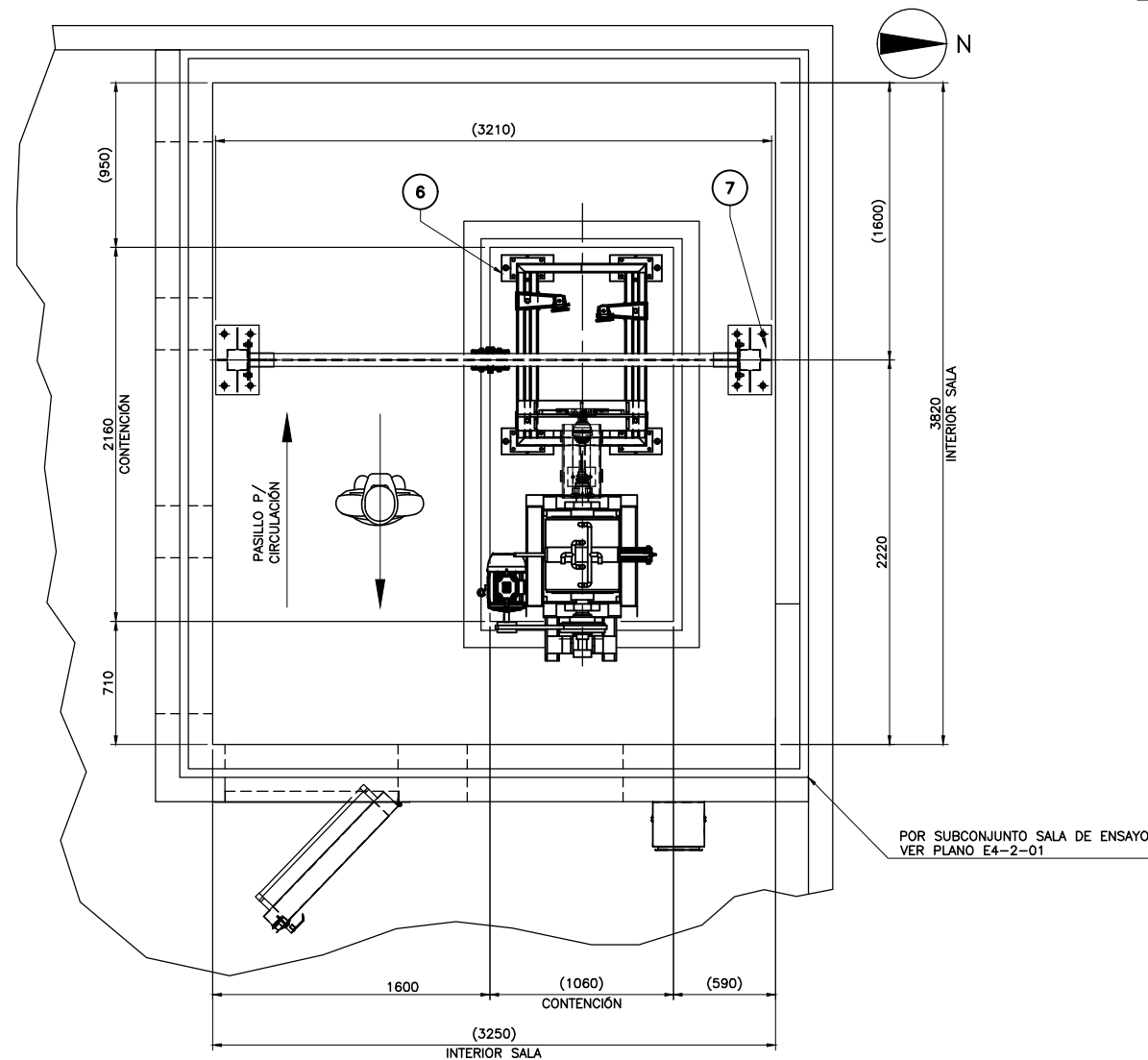
TOLERANCIAS P/MEDIDAS SIN INDICACIÓN ESPECÍFICA - mm. (DIN 7168)							
MEDIDAS DE:	>0,5	>3	>6	>30	>120	>400	>1000
mm. A:	3	6	30	120	400	1000	2000
MECANIZADO	+/- 0,10	+/- 0,10	+/- 0,20	+/- 0,30	+/- 0,50	+/- 0,80	+/- 1,20
TOLERANCIA	+/- 0,10	+/- 0,10	+/- 0,20	+/- 0,30	+/- 0,50	+/- 0,80	+/- 1,20

REV.	EJEC.	REVI.	APROBÓ	DESCRIPCIÓN
0	PDG	JCB	FMA	EMISIÓN FINAL
REV.	EJEC.	REVI.	APROBÓ	DESCRIPCIÓN
Escalas:	Varios			UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA
PROYECTO FINAL	TÍTULO	DUCTOS DE SALIDA DE GASES BANCO DE ENSAYOS PARA MCI		FECHA: 07/11/2021 E4-3-03



DENOMINACIÓN	CANT	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES
1 SUBCONJUNTO BASE SOPORTE MOTOR	1	VER PLANO	160	VER PL. E4-5-01
2 SUBCONJUNTO TRANSMISIÓN	1	VER PLANO	11	VER PL. E4-6-01
3 FRENO DINAMOMÉTRICO	1	COMERCIAL	.	VER PL. E4-7-01
4 PROTECCIÓN EJE	1	VER PLANO	11.5	VER PL. E4-8-04
5 SUBCONJUNTO IZAMIENTO	1	VER PLANO	180	VER PL. E4-8-01
6 BROCA HORMIGÓN #12mm LONG. 120 TIPO DE TORNILLO: PERNO EXPANSIÓN SISTEMA DE APRIETE: TUERCA HEXAGONAL	8	COMERCIAL	.	MARCA FISCHER MODELO: FWA 12x120
7 BROCA TIPO HSL-3 M16 LONG. 153mm	8	COMERCIAL	.	MARCA HILTI MODELO: HSL-3-R M16
8 BROCA HORMIGÓN #10mm LONG. 95 TIPO DE TORNILLO: PERNO EXPANSIÓN SISTEMA DE APRIETE: TUERCA HEXAGONAL	2	COMERCIAL	.	MARCA FISCHER MODELO: FWA 10x95

PESO TOTAL: 362.5 Kgs.



VISTA ISOMÉTRICA

SUBCONJUNTO COMPONENTES SALA

POS. 1
PI. N°: E4-1-01

PLANOS DE REFERENCIA

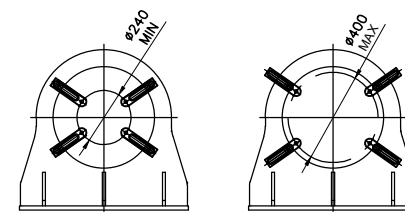
- E4-1-01 CONJUNTO GENERAL BANCO DE PRUEBAS PARA MCI
- E4-COMERCIALES-01 LISTADO ESPECIFICACIONES COMPONENTES COMERCIALES BANCO DE PRUEBAS PARA MCI

REV.	EJEC.	REV.	APROBÓ	DESCRIPCIÓN
0	DHR	JCB	FMA	EMISIÓN FINAL
Escalas: 1: 20				UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA
PROYECTO FINAL				TÍTULO SUBCONJUNTO COMPONENTES SALA BANCO DE ENSAYOS PARA MCI
				APROBÓ
				FECHA: 07/11/2021
				E4-4-01

SUBCONJUNTO BASE SOPORTE MOTOR

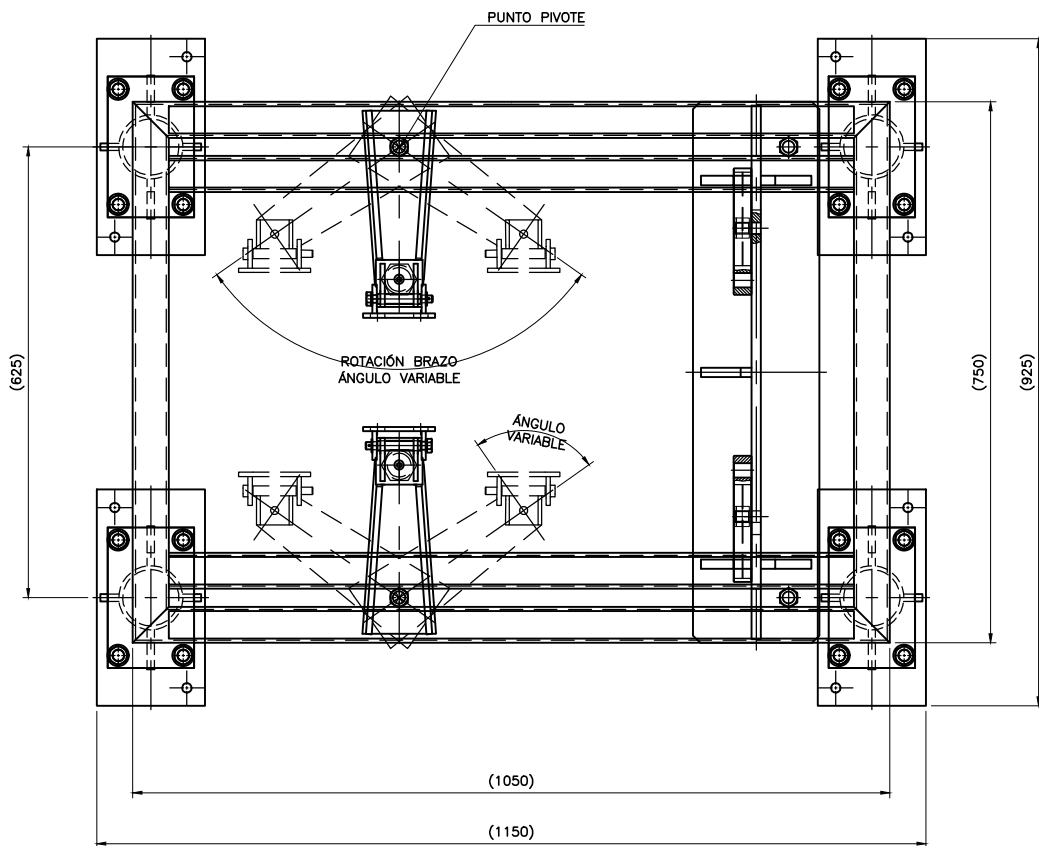
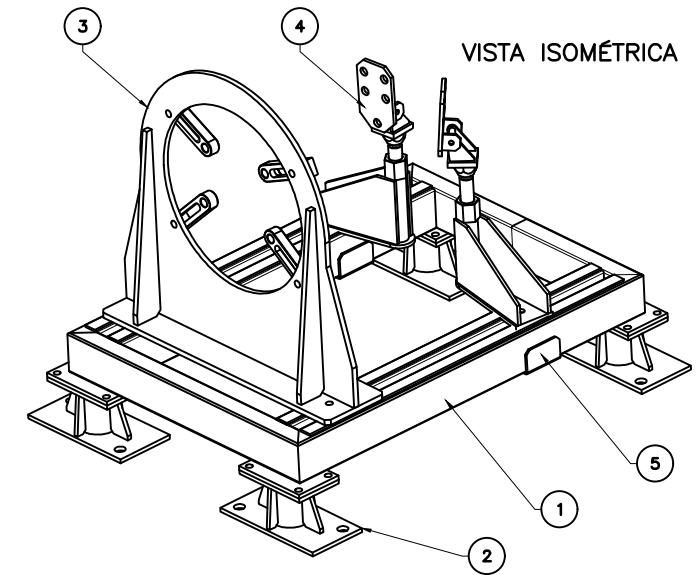
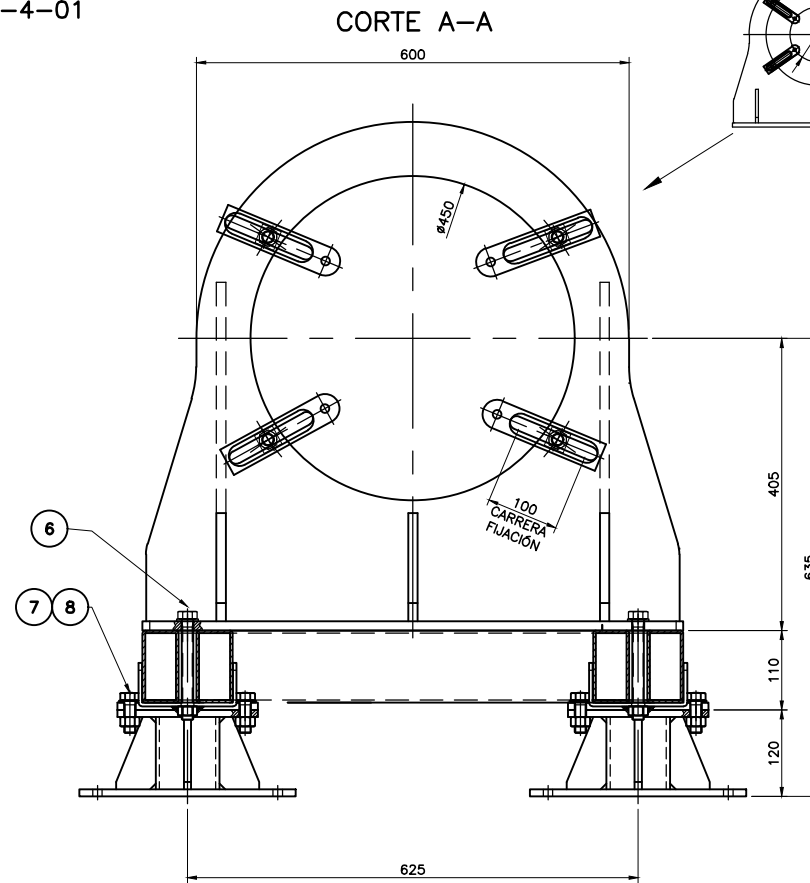
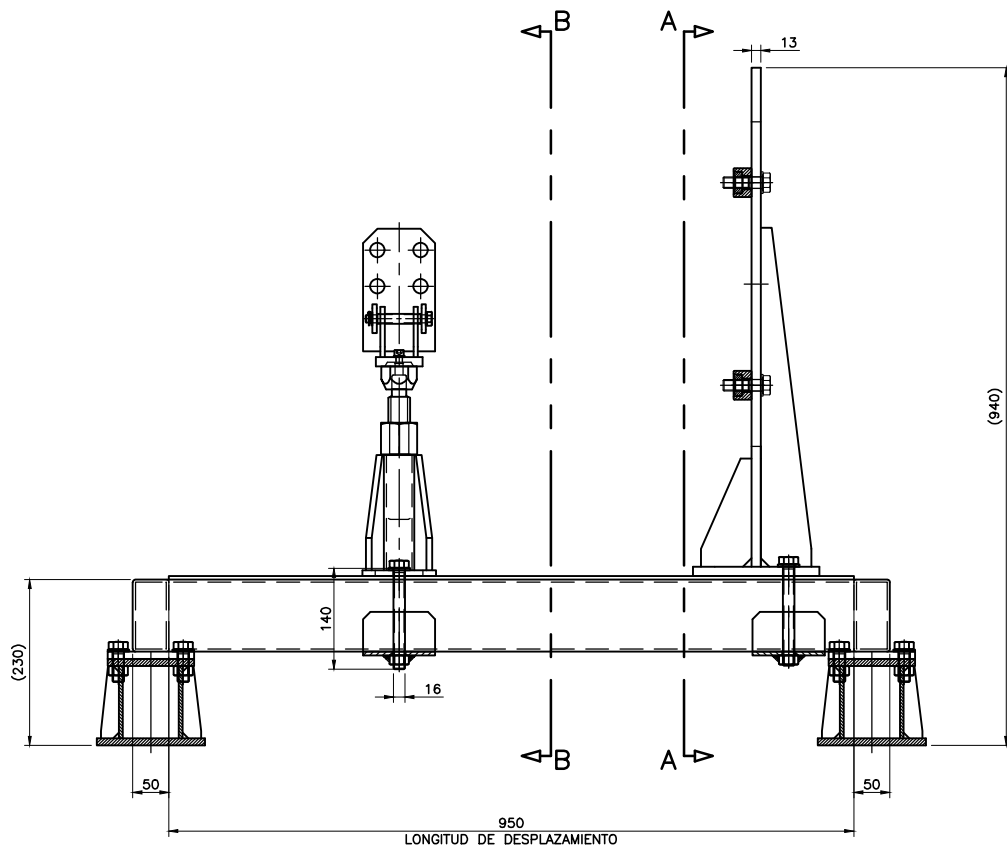
POS. 1
PI. N°: E4-4-01

DIÁMETROS MAX Y MIN
CHAPA FRONTAL

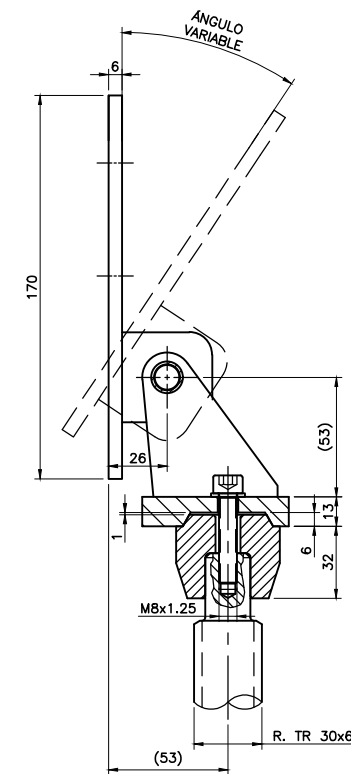
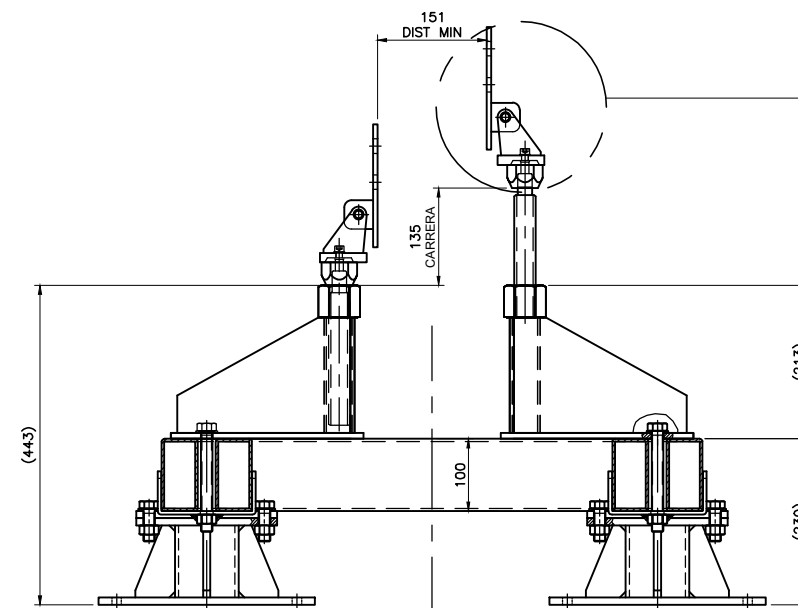


	DENOMINACIÓN	CANT	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES
1	MARCO SOPORTE	1	VER PLANO	55	VER PLANO E4-5-02
2	BASE DE ANCLAJE	4	VER PLANO	30	VER PLANO E4-5-03
3	SUBCONJUNTO PLACA FIJACIÓN	1	VER PLANO	50	VER PLANO E4-5-04
4	SUBCONJUNTO BRAZO ARTICULADO	2	VER PLANO	18	VER PLANO E4-5-07
5	PATINES DESLIZAMIENTO	4	VER PLANO	4	VER PLANO E4-5-12
6	TOR.CAB.HEX M16x2 Long. 140	4	CLASE 8.8	.	.
7	ARANDELA PLANA P/φ16	20	F-24	.	.
8	TOR.CAB.HEX M16x2 Long. 45	16	CLASE 8.8	.	.

PESO TOTAL: 160 Kgs.



CORTE B-B



PLANOS DE REFERENCIA

E4-1-01 CONJUNTO GENERAL
BANCO DE PRUEBAS PARA MCI

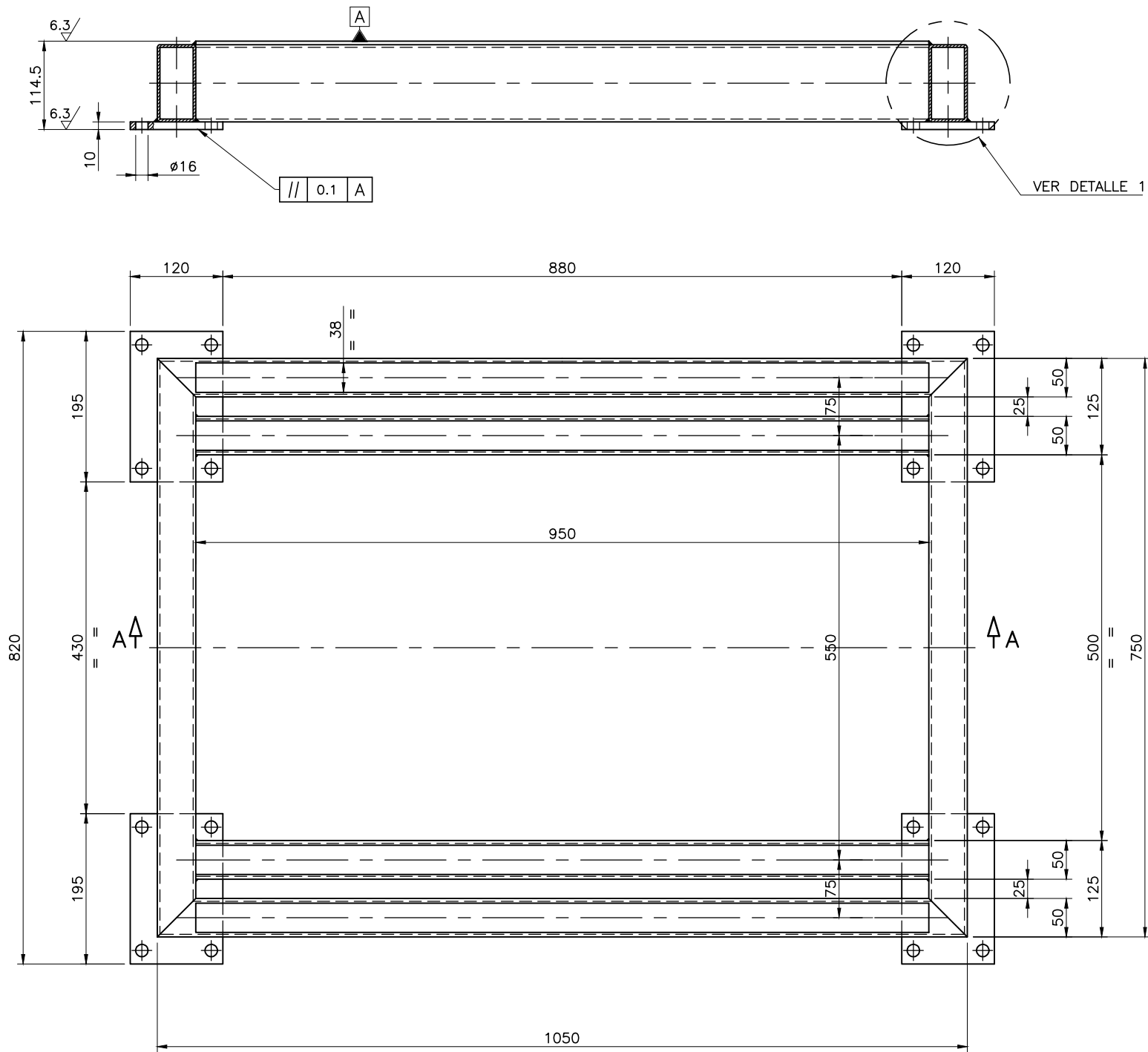
REV	EJEC	REV.	APROBÓ	EMISIÓN FINAL	DESCRIPCIÓN
0	DNR	JCB	FMA	EMISIÓN FINAL	
1	EJEC				UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA

Escalas: 1: 5

PROYECTO FINAL TÍTULO SUBCONJUNTO BASE SOPORTE MOTOR
BANCO DE ENSAYOS PARA MCI

APROBÓ
FECHA: 07/11/2021
E4-5-01

CORTE A-A

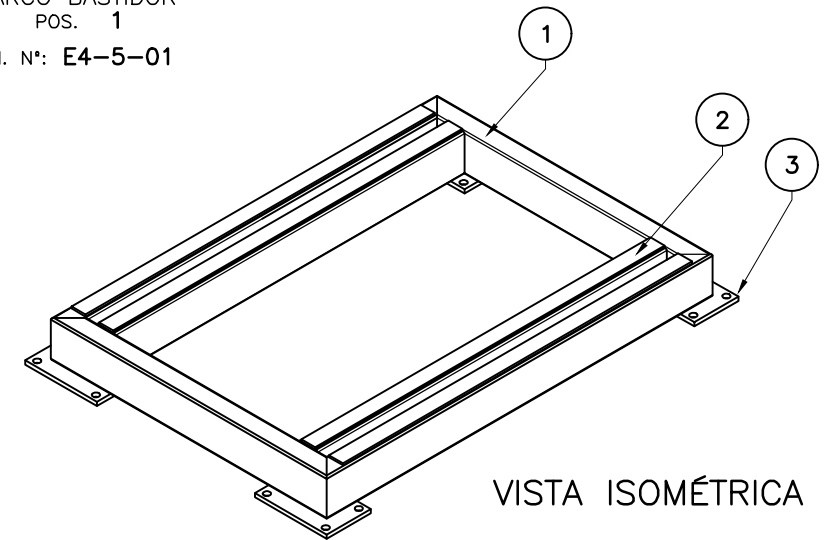


12.5 / (6.3 /)

POS.	DENOMINACIÓN	CANT	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES
1	TUBO RECT. 100x50 Esp. 3.2 Long. 5500	1	F-24	.	.
2	PLANCHUELA Esp. 4.76 x 38.1 Long. 950	4	SAE 1045	.	1 1/4" Esp. 3/16"
3	CHAPA Esp. 9.5 x 120 x 195	4	ASTM A-53	.	.

PESO TOTAL: 55 Kgs.

MARCO BASTIDOR
POS. 1
Pl. N°: E4-5-01

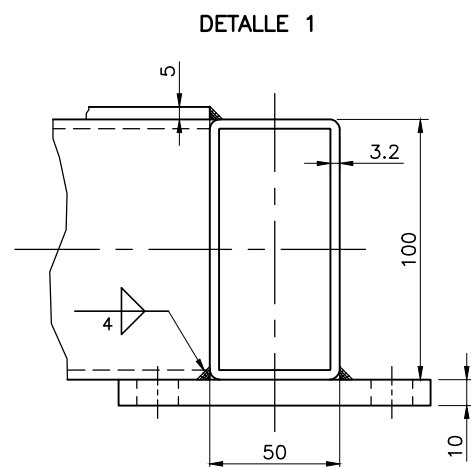
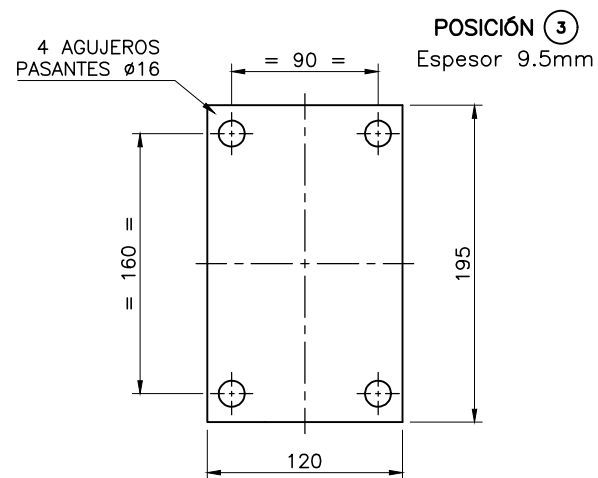


NOTAS:

- 1 - LAS CANTIDADES INDICADAS CORRESPONDEN PARA LA FABRICACIÓN DE UN CONJUNTO.
- 2 - ELIMINAR CANTOS VIVOS Y REBABAS. (1 x 45°)
- 3 - ELIMINAR SALPICADURAS Y ESCORIAS.
- 4 - LOS CORDONES DE SOLDADURA SERÁN CONTINUOS DE UN ESPESOR IGUAL A 0.7 DE LOS ESPESORES A UNIR. SALVO LO EXPRESAMENTE INDICADO EN EL PLANO.
- 5 - PINTAR CON DOS MANOS DE ANTIÓXIDO CROMATO DE ZINC

PLANOS DE REFERENCIA

E4-5-01 SUBCONJUNTO BASE SOPORTE MOTOR
BANCO DE PRUEBAS PARA MCI



TOLERANCIAS P/MEDIDAS SIN INDICACIÓN ESPECÍFICA - mm. (DIN 7168)									
MEDIDAS DE:	>0,5	>3	>6	>30	>120	>400	>1000	>2000	>4000
mm. A:	3	6	30	120	400	1000	2000	4000	8000
MECANIZADO	+/-	+/-	+/-	+/-	+/-	+/-	+/-	+/-	+/-
TOLERANCIA	0,10	0,10	0,20	0,30	0,50	0,80	1,20	2	3

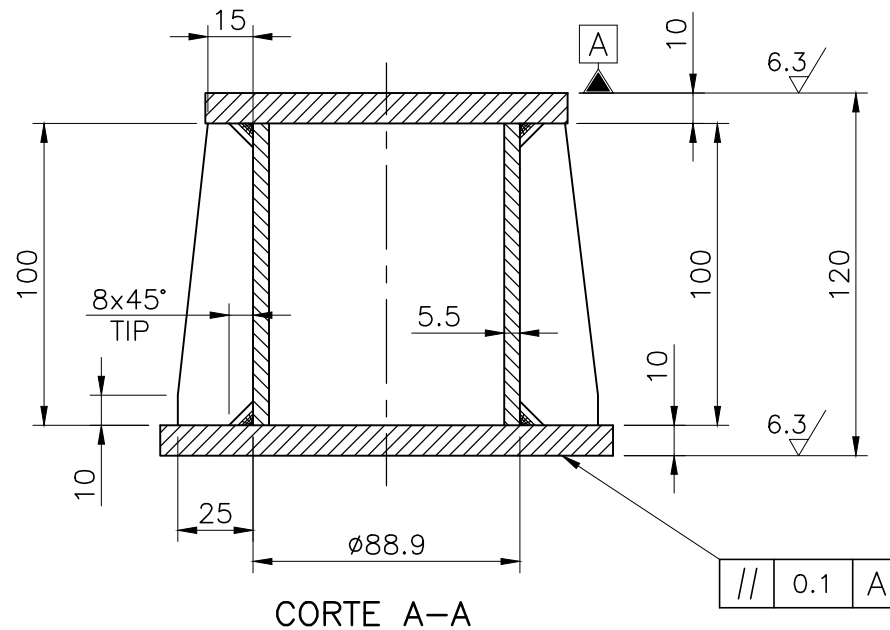
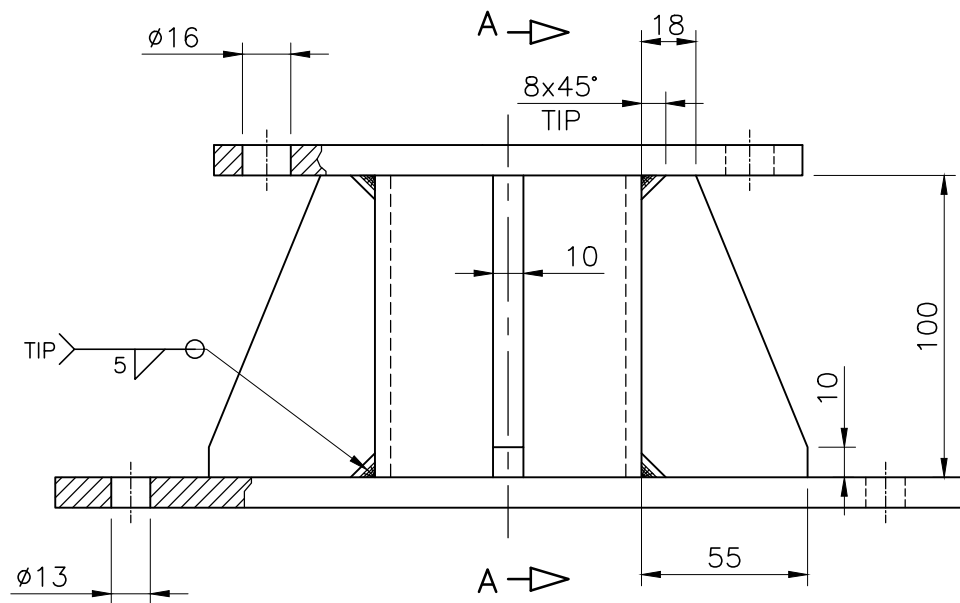
0	PAC	JCB	FMA	EMISIÓN FINAL
REV	EJEC	REVI.	APROBÓ	DESCRIPCIÓN
Escalas: 1: 5				UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA
PROYECTO FINAL	TÍTULO	MARCO SOPORTE BANCO DE ENSAYOS PARA MCI		APROBÓ
				FECHA: 07/11/2021
				E4-5-02
				A1

BASES ANCLAJE
POS. 2
Pl. N°: E4-5-01

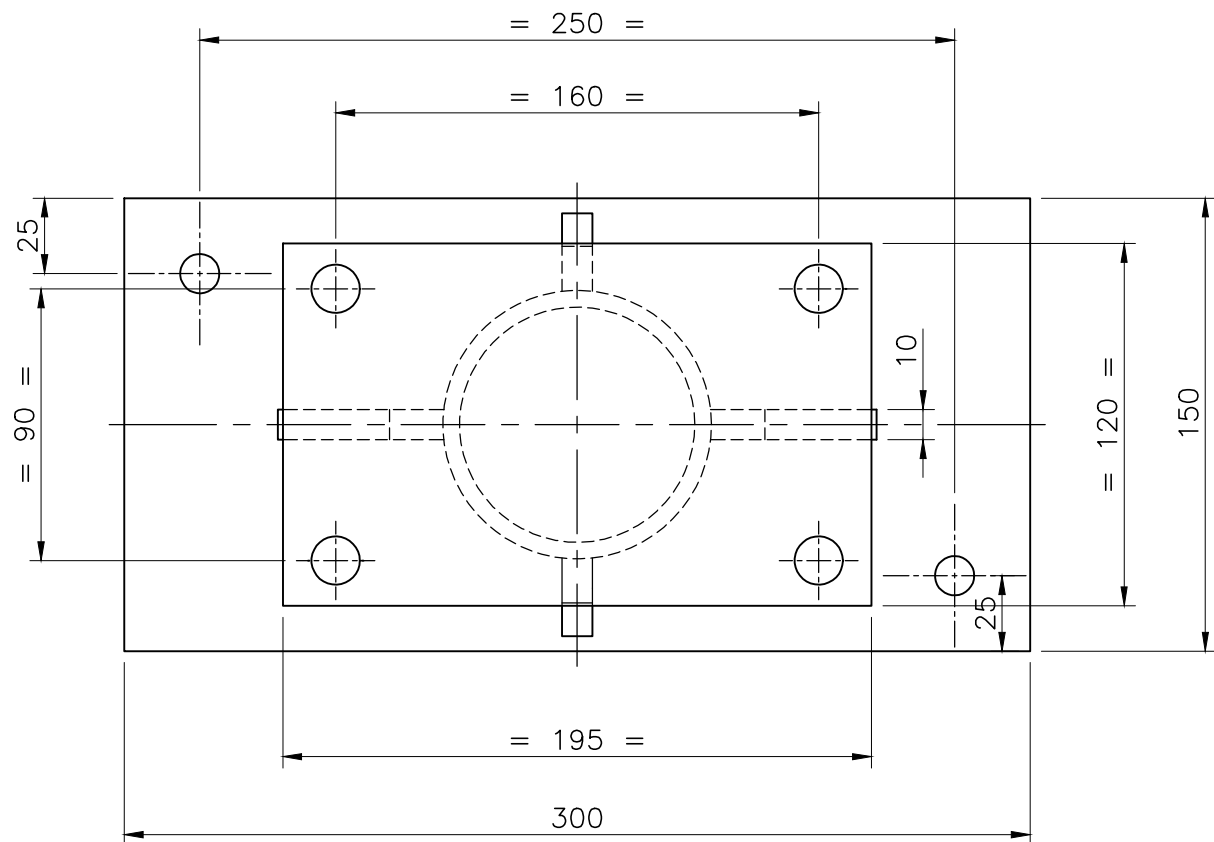
12.5/ (6.3/)

POS.	DENOMINACIÓN	CANT	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES
1	CHAPA Esp. 9.5 x 120 x 195	1	F-24	.	.
2	CHAPA Esp. 9.5 x 150 x 300	1	F-24	.	.
3	TUBO $\varnothing 88.9$ Esp. 5.49 Long. 100	1	ASTM A-53	.	SCHEDULE STD $\varnothing 3"$
4	CHAPA Esp. 9.5 x 25 x 100	2	F-24	.	.
5	CHAPA Esp. 9.5 x 55 x 100	2	F-24	.	.

PESO TOTAL: 7.5 Kgs.



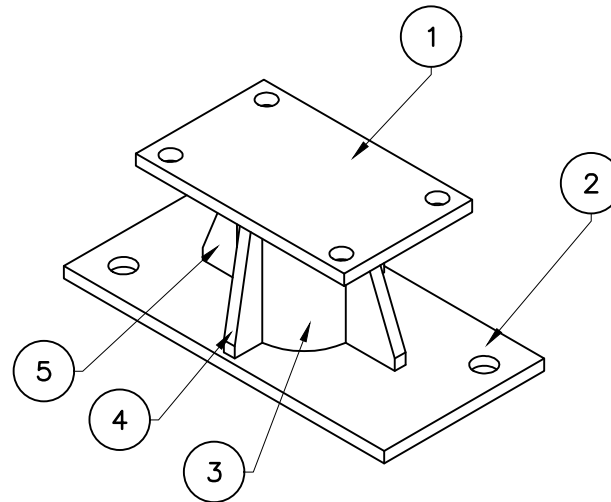
CORTE A-A



PLANOS DE REFERENCIA

E4-5-01 SUBCONJUNTO BASE SOPORTE MOTOR
BANCO DE PRUEBAS PARA MCI

VISTA ISOMÉTRICA



NOTAS:

- 1 - LAS CANTIDADES INDICADAS CORRESPONDEN PARA LA FABRICACIÓN DE UN CONJUNTO.
- 2 - ELIMINAR CANTOS VIVOS Y REBABAS. (1 x 45°)
- 3 - ELIMINAR SALPICADURAS Y ESCORIAS.
- 4 - LOS CORDONES DE SOLDADURA SERÁN CONTINUOS DE UN ESPESOR IGUAL A 0.7 DE LOS ESPESORES A UNIR. SALVO LO EXPRESAMENTE INDICADO EN EL PLANO.
- 5 - PINTAR CON DOS MANOS DE ANTIÓXIDO CROMATO DE ZINC

TOLERANCIAS P/MEDIDAS SIN INDICACIÓN ESPECÍFICA - mm. (DIN 7168)										
MEDIDAS DE:	>0,5	>3	>6	>30	>120	>400	>1000	>2000	>4000	
mm. A:	3	6	30	120	400	1000	2000	4000	8000	
MECANIZADO	+/-	+/-	+/-	+/-	+/-	+/-	+/-	+/-	+/-	+/-
TOLERANCIA	0,10	0,10	0,20	0,30	0,50	0,80	1,20	2	3	

0	PDG	JCB	FMA	EMISIÓN FINAL		
REV	EJEC	REVI.	APROBÓ		DESCRIPCIÓN	
Escalas: 1: 5	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA			APROBÓ		
PROYECTO FINAL	TÍTULO				BASE ANCLAJE BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	FECHA: 07/11/2021
					E4-5-03	A3

SUBCONJUNTO PLACA
FIJACIÓN
POS. 3

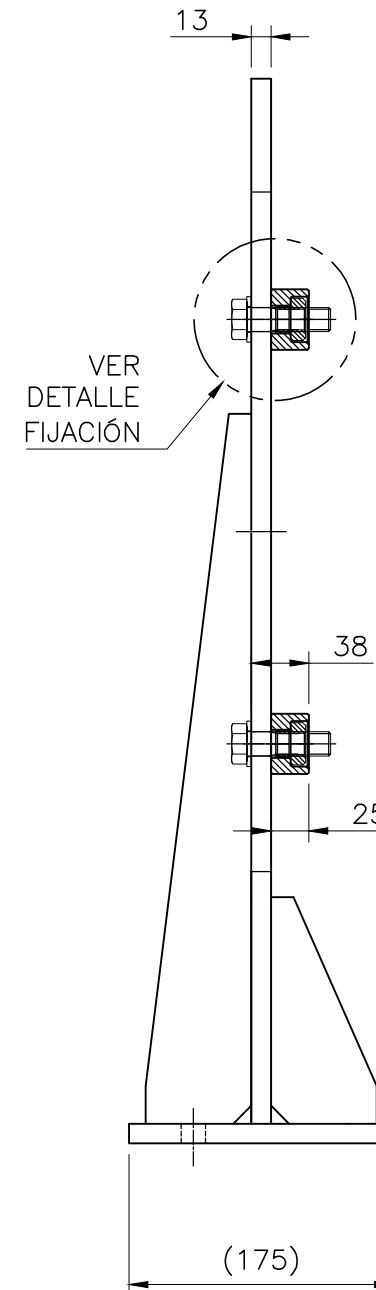
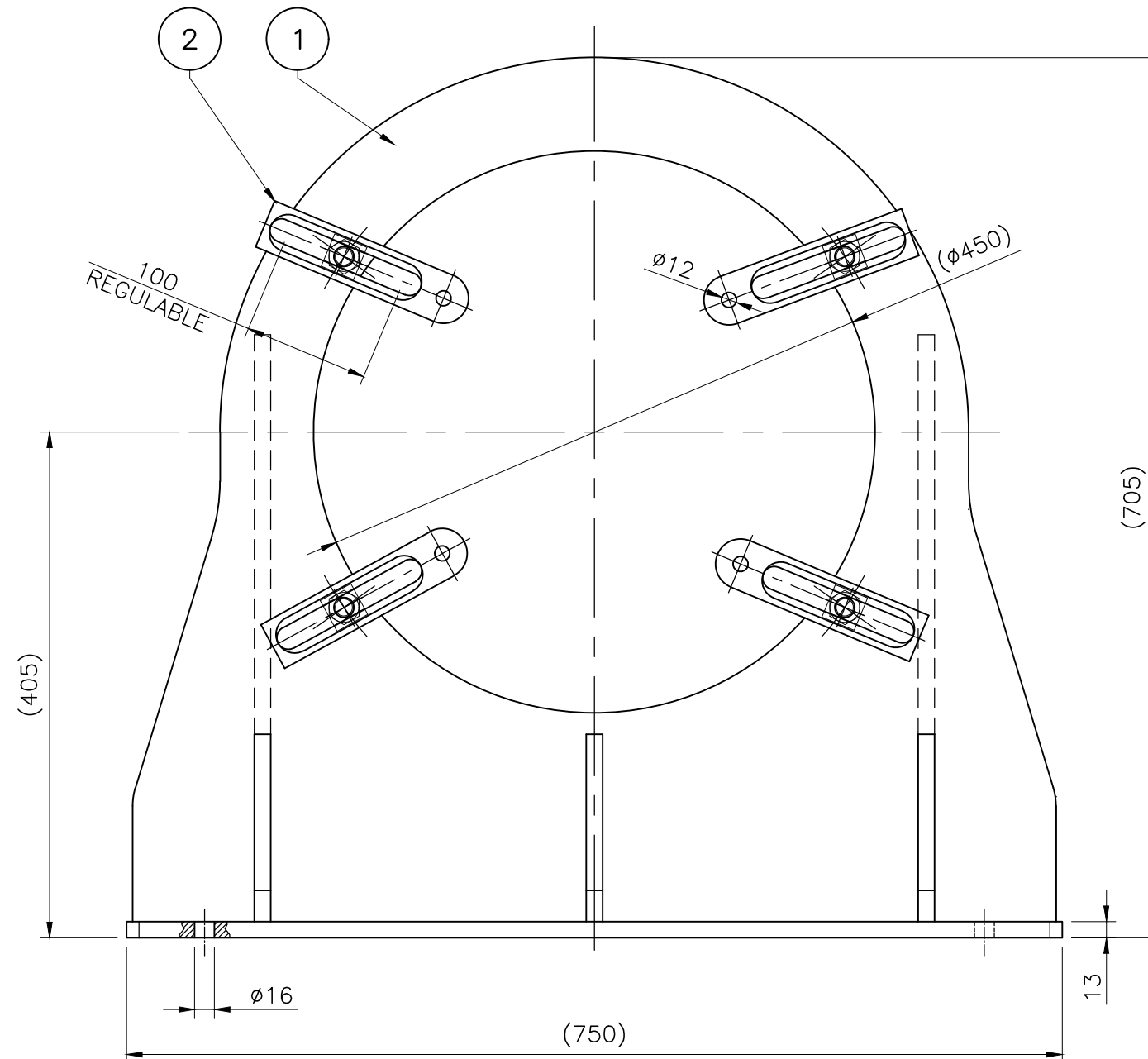
Pl. N°: E4-5-01

MATERIAL:

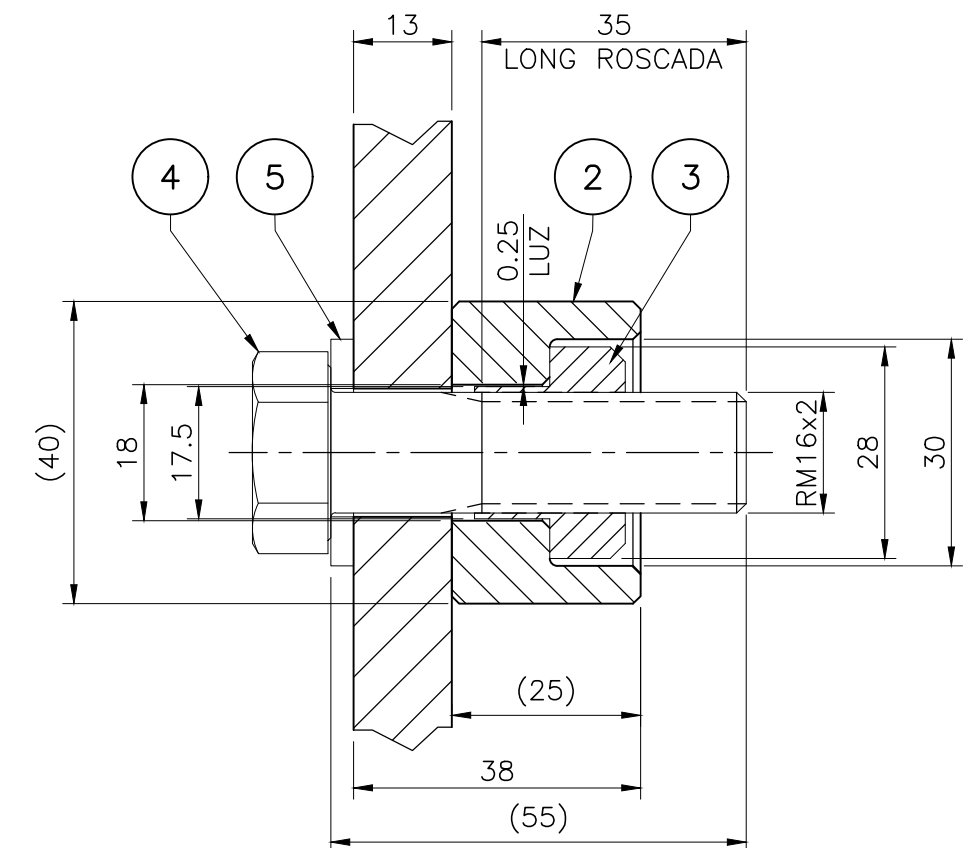
TUERCA T S/DIN 508
ACERO PARA T y R DE CALIDAD 10
TAMAÑO = M16

POS.	DENOMINACIÓN	CANT	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES
1	PLACA CENTRADO MOTOR	1	VER PLANO	45	VER PLANO E4-5-05
2	FIJACIÓN REGULABLE	4	VER PLANO	3	VER PLANO E4-5-06
3	TUERCA PARA RANURA EN T RM16x2	4	VER MATERIAL	.	.
4	TOR.CAB.HEX. PARCIALMENTE ROSCADO M16x2 Long. 55	4	CLASE 8.8	.	LONG ROSCADA = 35mm
5	ARANDELA PLANA P/φ16	4	F-24	.	.

PESO TOTAL: 50 Kgs.



DETALLE FIJACIÓN
Esc. 1 : 1



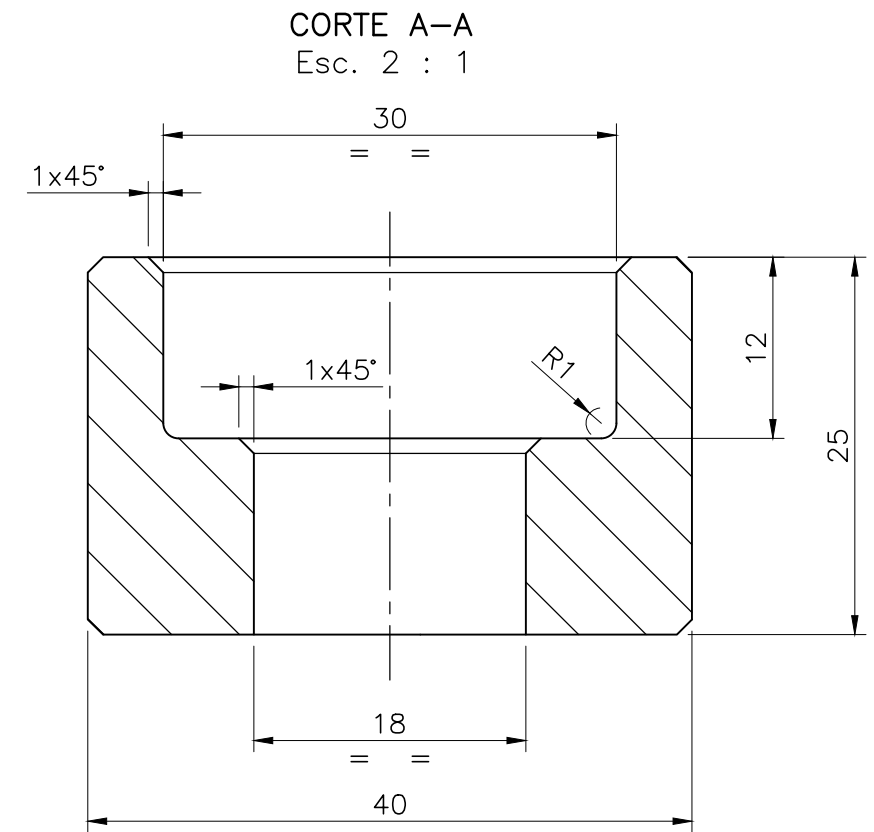
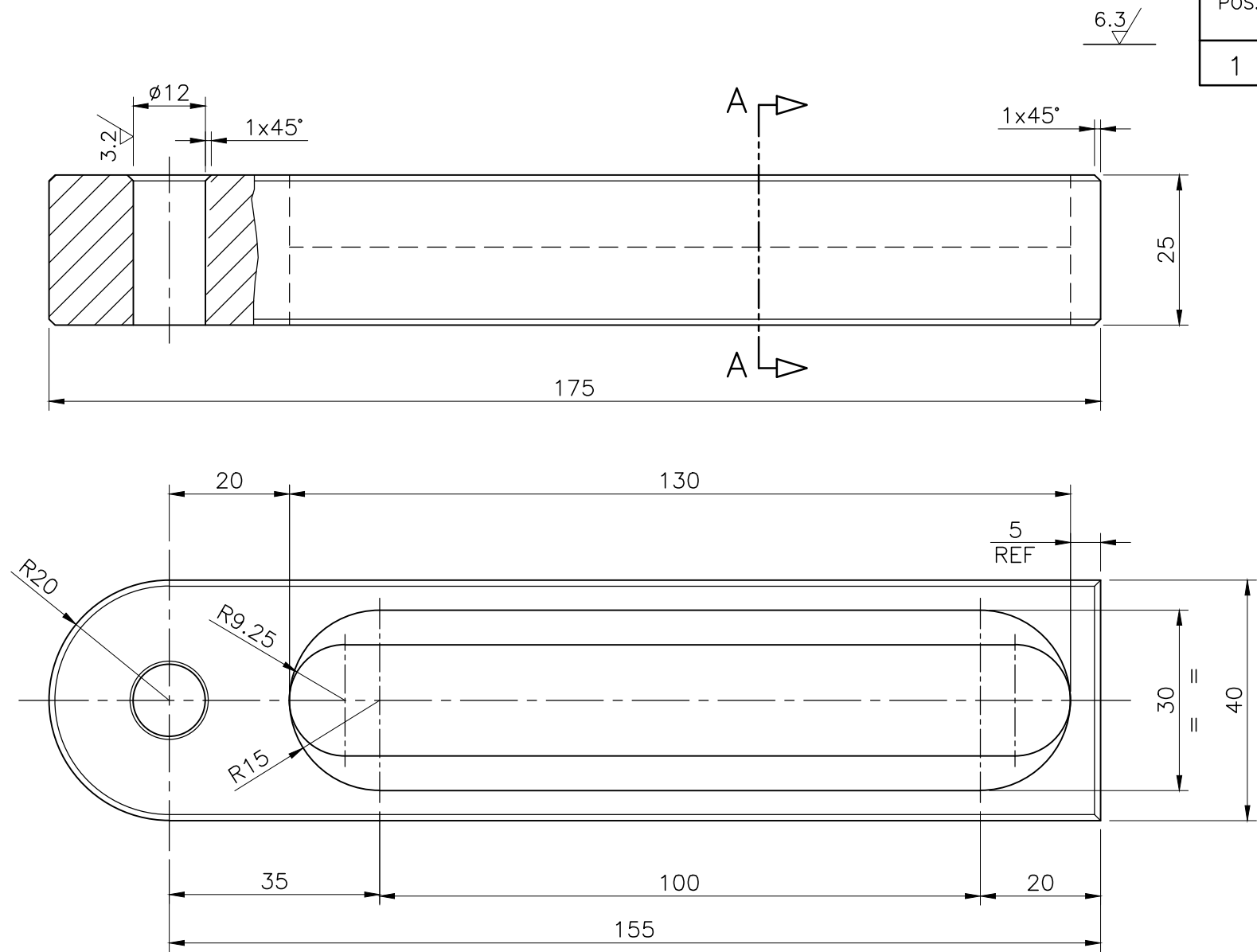
PLANOS DE REFERENCIA

E4-5-01 SUBCONJUNTO BASE SOPORTE MOTOR
BANCO DE PRUEBAS PARA MCI

REV	EJEC	REVI.	APROBÓ	DESCRIPCIÓN
0	DNR	JCB	FMA	EMISIÓN FINAL
Escalas: 1: 5				UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA
PROYECTO FINAL				TÍTULO SUBCONJUNTO PLACA FIJACIÓN BANCO DE ENSAYOS PARA MCI
				FECHA: 07/11/2021
				E4-5-04

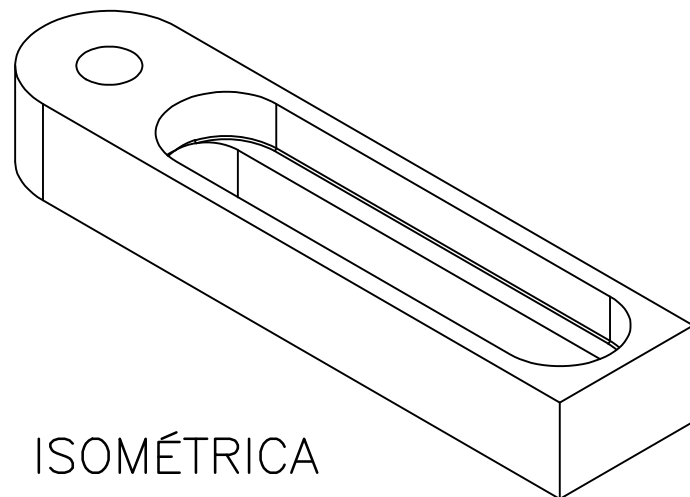
POS.	DENOMINACIÓN	CANT.	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES
1	CHAPA Esp. 25.4 x 40 x 175	1	F-24	.	.

PESO TOTAL: 0.7 Kgs.



FIJACIÓN REGULABLE
POS. 2
Pl. N°: E4-5-04

VISTA ISOMÉTRICA



NOTAS:

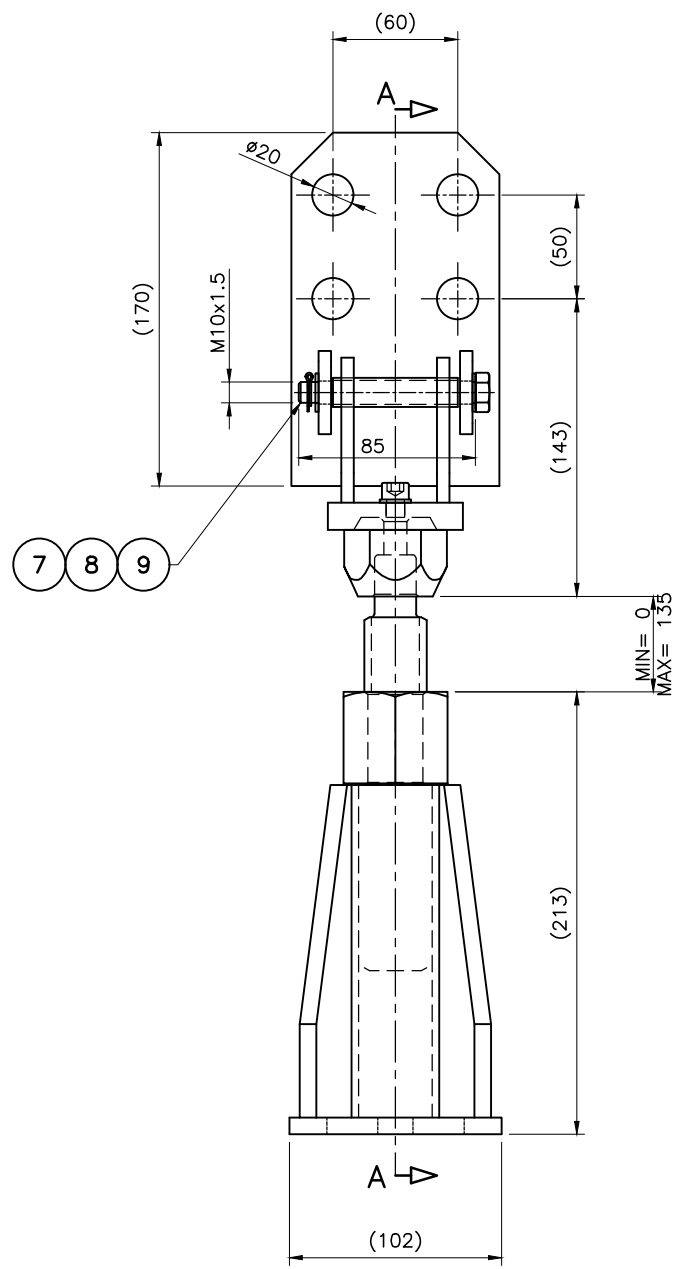
- 1 - ELIMINAR CANTOS VIVOS Y REBABAS. (1 x 45°)
- 2 - PINTAR CON DOS MANOS DE ANTIÓXIDO CROMATO DE ZINC

PLANOS DE REFERENCIA

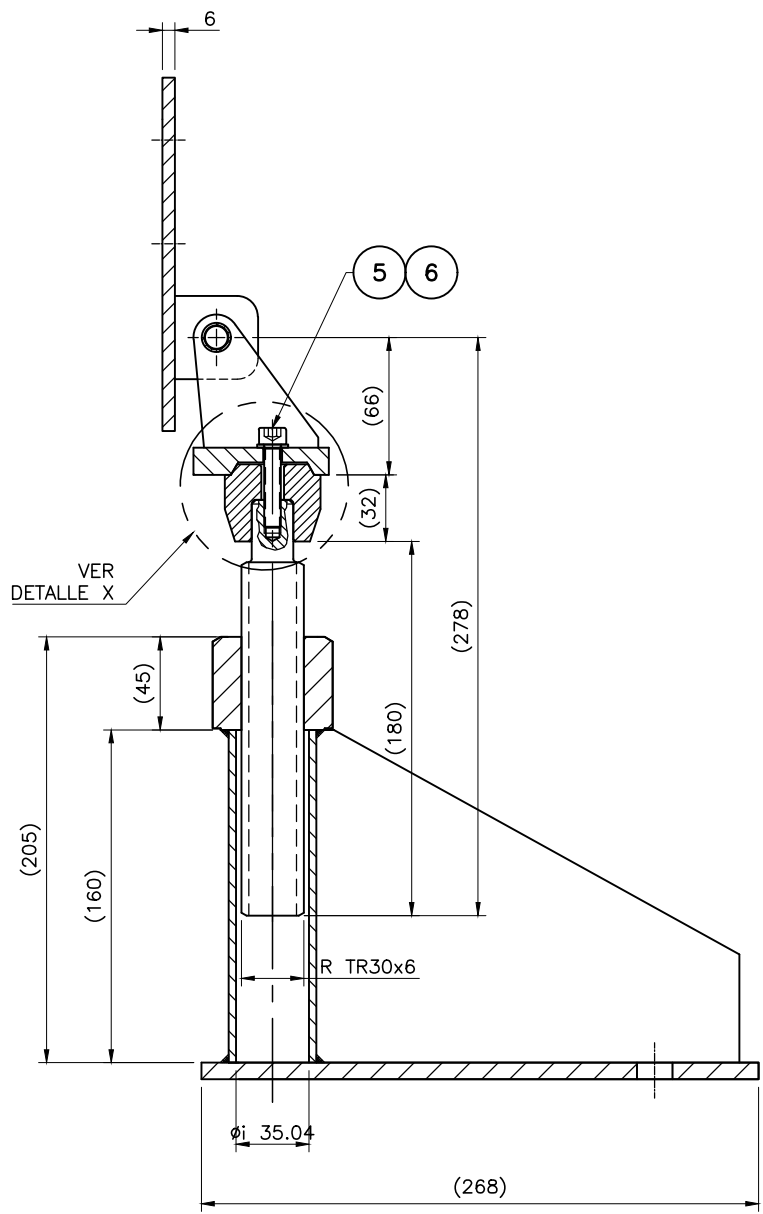
- E4-5-01 SUBCONJUNTO BASE SOPORTE MOTOR BANCO DE PRUEBAS PARA MCI
- E4-5-04 SUBCONJUNTO PLACA FIJACIÓN BANCO DE PRUEBAS PARA MCI

TOLERANCIAS P/MEDIDAS SIN INDICACIÓN ESPECÍFICA - mm. (DIN 7168)									
MEDIDAS DE:	>0,5	>3	>6	>30	>120	>400	>1000	>2000	>4000
mm. A:	3	6	30	120	400	1000	2000	4000	8000
MECANIZADO	+/-	+/-	+/-	+/-	+/-	+/-	+/-	+/-	+/-
TOLERANCIA	0,10	0,10	0,20	0,30	0,50	0,80	1,20	2	3

0	PDG	JCB	FMA	EMISIÓN FINAL		
REV	EJEC	REVI.	APROBÓ		DESCRIPCIÓN	
Escalas: 1: 1				UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA		APROBÓ
PROYECTO FINAL				TÍTULO	FIJACIÓN REGULABLE AXIAL BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	
						FECHA: 07/11/2021
						E4-5-06
						A3



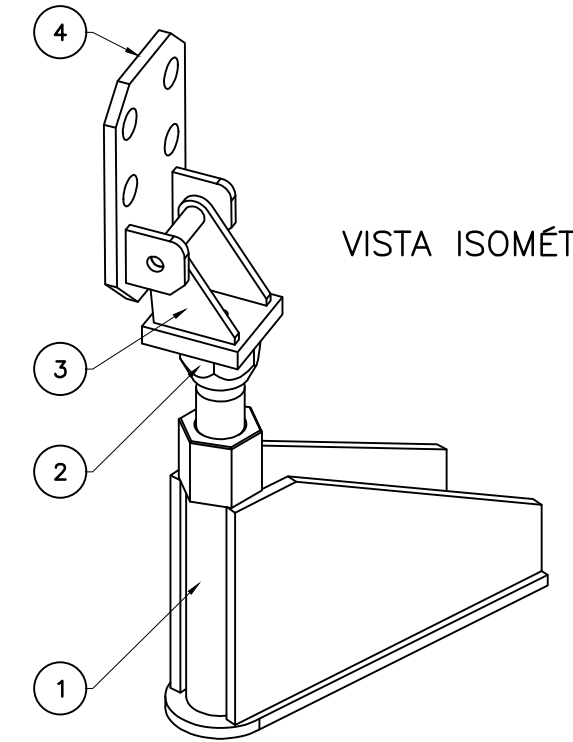
CORTE A-A



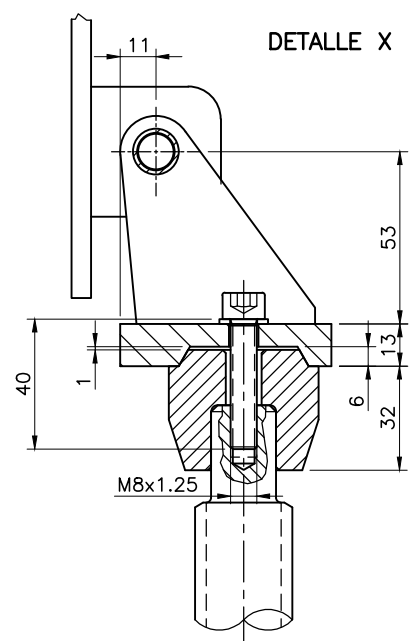
POS.	DENOMINACIÓN	CANT	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES
1	BRAZO EN L	1	VER PLANO	6	VER PLANO E4-5-08
2	TORNILLO REGULADOR ALTURA	1	VER PLANO	1.5	VER PLANO E4-5-09
3	ADAPTACIÓN LATERAL	1	VER PLANO	0.7	VER PLANO E4-5-10
4	ACOPLE REGULACIÓN ANGULAR	1	VER PLANO	1	VER PLANO E4-5-11
5	TOR.CAB.HEX M8x1.25 Long. 40	1	CLASE 8.8	.	.
6	ARANDELA PLANA P/ø8	1	F-24	.	.
7	TOR.CAB.HEX M10x1.5 Long. 85	1	CLASE 8.8	.	.
8	ARANDELA PLANA P/ø10	2	F-24	.	.
9	PASADOR DE ALETAS DIAM 2mm	1	ACERO	.	COMERCIAL

PESO TOTAL: 9 Kgs.

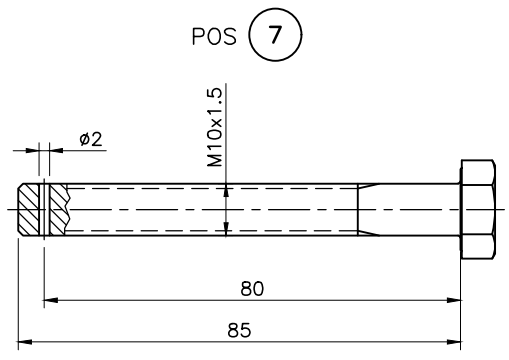
BRAZO FIJACIÓN MOVIL
POS. 4
PL. N°: E4-5-01



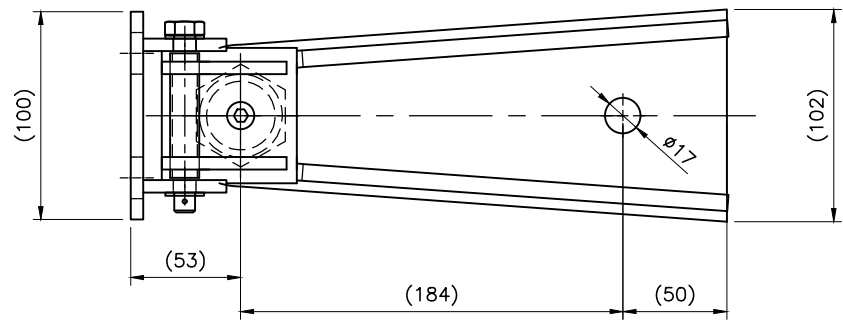
VISTA ISOMÉTRICA



DETALLE X

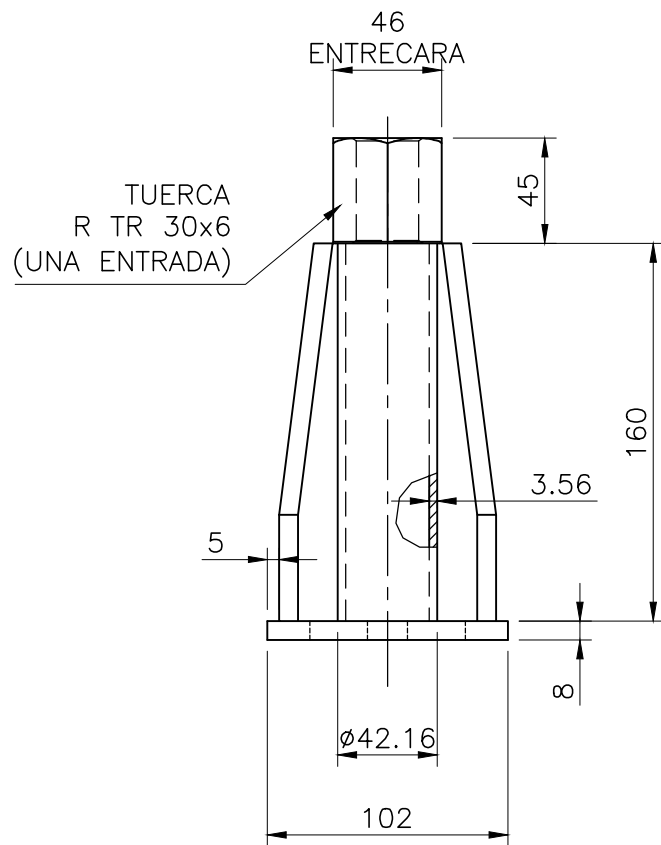


POS 7

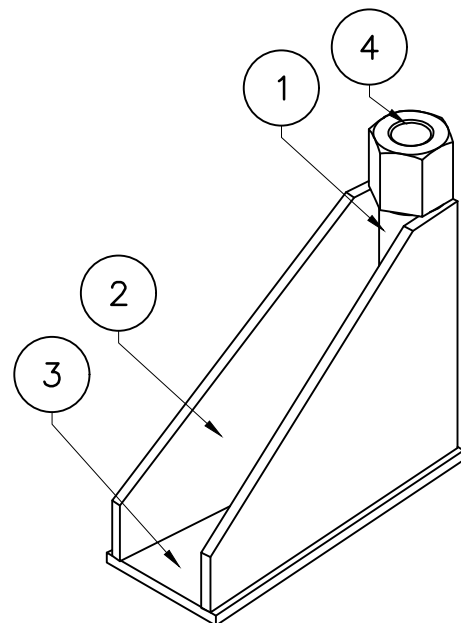


PLANOS DE REFERENCIA
E4-5-01 SUBCONJUNTO BASE SOPORTE MOTOR
BANCO DE PRUEBAS PARA MCI

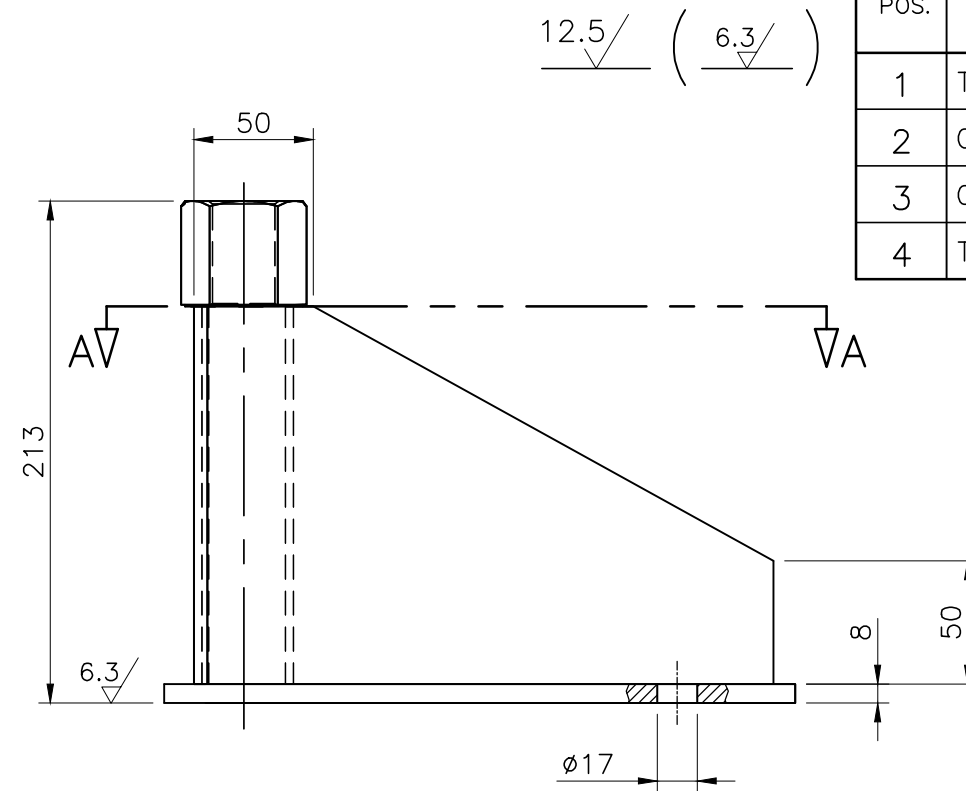
0	DNR	JCB	FMA	EMISIÓN FINAL
REV	EJEC	REVI.	APROBÓ	DESCRIPCIÓN
Escalas: 1: 2.5				UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA
PROYECTO FINAL				TÍTULO SUBCONJUNTO BRAZO ARTICULADO BANCO DE ENSAYOS PARA MCI
				APROBÓ
				FECHA: 07/11/2021
				E4-5-07



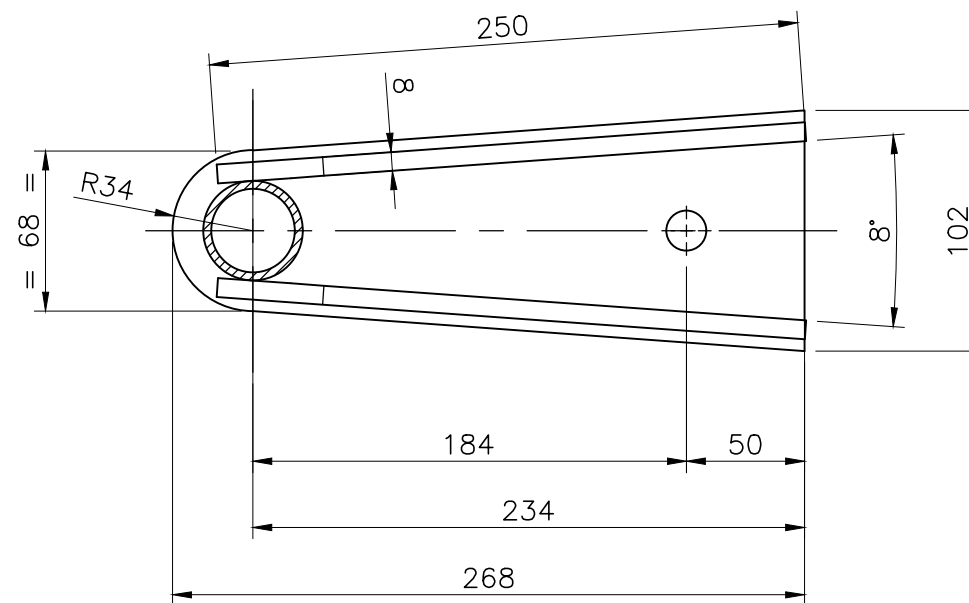
BRAZO EN L
POS. 1
PI. N°: E4-5-07



VISTA ISOMÉTRICA



CORTE A-A



POS.	DENOMINACIÓN	CANT	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES
1	TUBO ϕ 42.16 Esp.3.56 Long. 200	1	ASTM A-53	.	ϕ 1 1/4" SCH STD
2	CHAPA Esp. 7.9 x 200 x 250	2	F-24	.	.
3	CHAPA Esp. 7.9 x 66 x 102	1	F-24	.	.
4	TUERCA HEX. TRAPEZOIDAL 30x6	1	CLASE 8	.	ROSCA DE UNA ENTRADA

PESO TOTAL: 6 Kgs.

NOTAS:

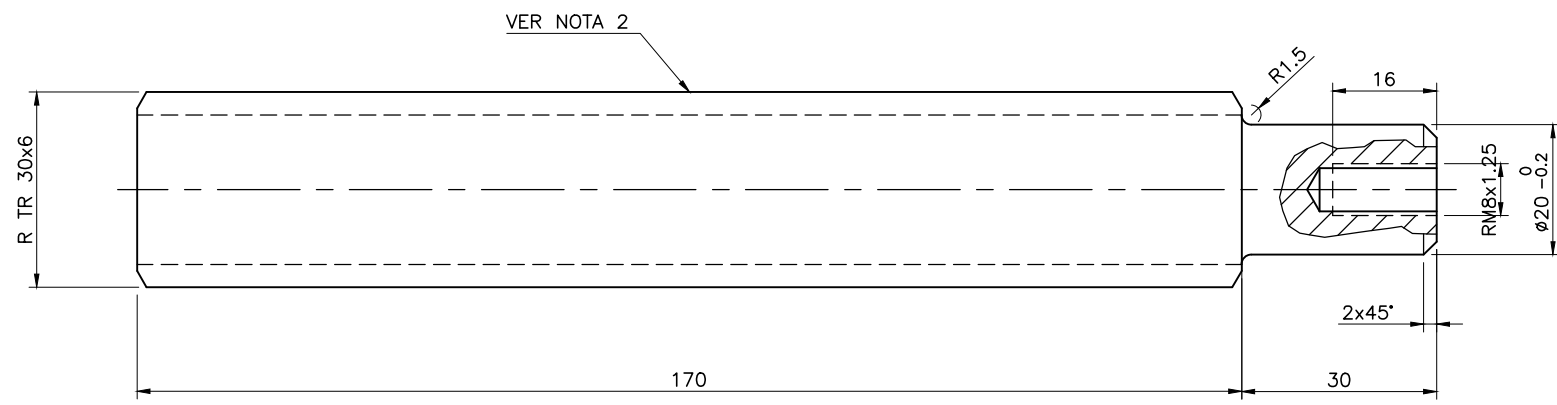
- 1 - LAS CANTIDADES INDICADAS CORRESPONDEN PARA LA FABRICACIÓN DE UN CONJUNTO.
- 2 - ELIMINAR CANTOS VIVOS Y REBABAS. (1 x 45°)
- 3 - ELIMINAR SALPICADURAS Y ESCORIAS.
- 4 - LOS CORDONES DE SOLDADURA SERÁN CONTINUOS DE UN ESPESOR IGUAL A 0.7 DE LOS ESPESORES A UNIR. SALVO LO EXPRESAMENTE INDICADO EN EL PLANO.
- 5 - PINTAR CON DOS MANOS DE ANTIÓXIDO CROMATO DE ZINC

PLANOS DE REFERENCIA

- E4-5-01 SUBCONJUNTO BASE SOPORTE MOTOR BANCO DE PRUEBAS PARA MCI
- E4-5-07 SUBCONJUNTO BRAZO ARTICULADO BANCO DE PRUEBAS PARA MCI

TOLERANCIAS P/MEDIDAS SIN INDICACIÓN ESPECÍFICA - mm. (DIN 7168)										
MEDIDAS DE:	>0,5	>3	>6	>30	>120	>400	>1000	>2000	>4000	>8000
mm. A:	3	6	30	120	400	1000	2000	4000	8000	
MECANIZADO TOLERANCIA	+/- 0,10	+/- 0,10	+/- 0,20	+/- 0,30	+/- 0,50	+/- 0,80	+/- 1,20	+/- 2	+/- 3	

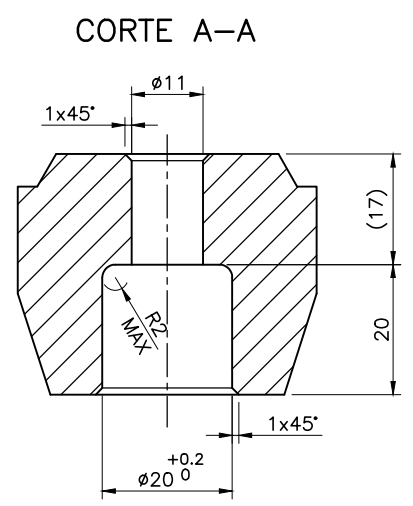
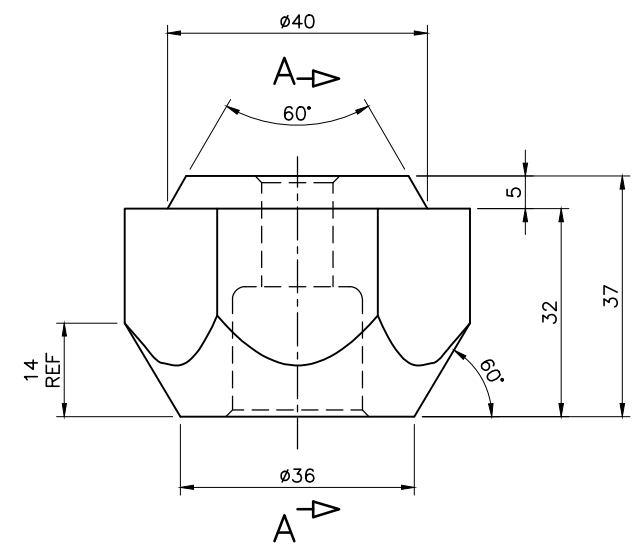
REV	EJEC	REVI.	APROBÓ	DESCRIPCIÓN
0	PAC	JCB	FMA	EMISIÓN FINAL
Escalas: 1: 3.2				UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA
PROYECTO FINAL				TÍTULO BRAZO EN L BANCO DE ENSAYOS PARA MCI
				FECHA: 07/11/2021
				E4-5-08
				A3



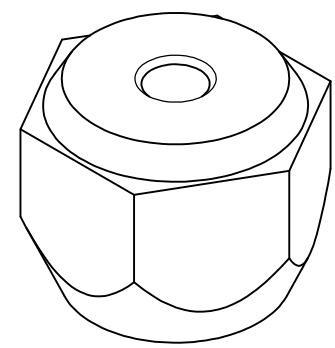
EJE ROSCADO
POS. 1

NOTAS:
 1 - MATERIAL:
 ACERO SAE 4140
 TEMPLADO y REVENIDO
 DUREZA: 30 - 34 HRc.
 2 - ROSCA:
 ROSCA TRAPEZOIDAL DIAM 30x6
 PASO = 6mm
 UNA SOLA ENTRADA

1	REDONDO $\phi 30$ Long. 170	1	VER NOTA 1	1	.
POS.	DENOMINACION	CANT	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES



HEXAGONAL P/ACOPLE
POS. 2



VISTA ISOMÉTRICA

NOTAS:
 1 - MATERIAL:
 ALTERNATIVA
 BARRA HEXAGONAL
 EC (Entre Cara) = 46mm
 ACERO SAE 1045

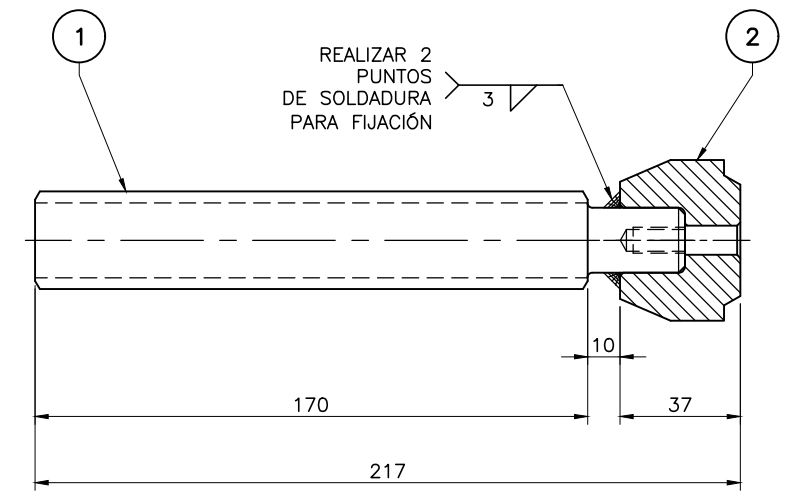
1	BARRA HEXAGONAL Ec=46 Long. 37	1	VER NOTA 1	0.5	.
POS.	DENOMINACION	CANT	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES

6.3/

POS.	DENOMINACIÓN	CANT	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES
1	EJE ROSCADO	1	VER PLANO	1	.
2	HEXAGONAL P/ACOPLE	1	VER PLANO	0.5	.

PESO TOTAL: 1.5 Kgs.

BRAZO TRANSMISOR
POS. 2
PI. N°: E4-5-07



NOTAS:

- 1 - LAS CANTIDADES INDICADAS CORRESPONDEN PARA LA FABRICACIÓN DE UN CONJUNTO.
- 2 - ELIMINAR CANTOS VIVOS Y REBABAS. (1 x 45°)
- 3 - ELIMINAR SALPICADURAS Y ESCORIAS.
- 4 - LOS CORDONES DE SOLDADURA SERÁN CONTINUOS DE UN ESPESOR IGUAL A 0.7 DE LOS ESPESORES A UNIR. SALVO LO EXPRESAMENTE INDICADO EN EL PLANO.

PLANOS DE REFERENCIA

E4-5-01	SUBCONJUNTO BASE SOPORTE MOTOR BANCO DE PRUEBAS PARA MCI
E4-5-07	SUBCONJUNTO BRAZO ARTICULADO BANCO DE PRUEBAS PARA MCI

TOLERANCIAS P/MEDIDAS SIN INDICACIÓN ESPECÍFICA - mm. (DIN 7168)									
MEDIDAS DE: mm.	>0,5	>3	>6	>30	>120	>400	>1000	>2000	>4000
A:	3	6	30	120	400	1000	2000	4000	8000
MECANIZADO	+/- 0,10	+/- 0,10	+/- 0,20	+/- 0,30	+/- 0,50	+/- 0,80	+/- 1,20	+/- 2	+/- 3
TOLERANCIA	0,10	0,10	0,20	0,30	0,50	0,80	1,20	2	3

0	PDG	JCB	FMA	EMISIÓN FINAL
REV	EJEC	REVI.	APROBÓ	DESCRIPCIÓN
Escalas: Varios				UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA
PROYECTO FINAL				TÍTULO TORNILLO REGULADOR DE ALTURA BANCO DE ENSAYOS PARA MCI
				APROBÓ
				FECHA: 07/11/2021
				E4-5-09
				A1

PLACA FIJACIÓN

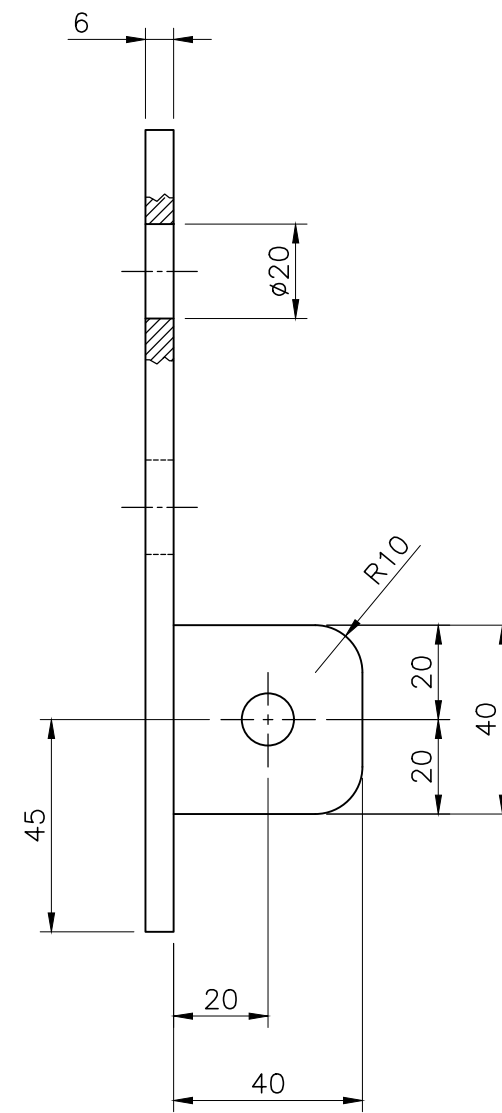
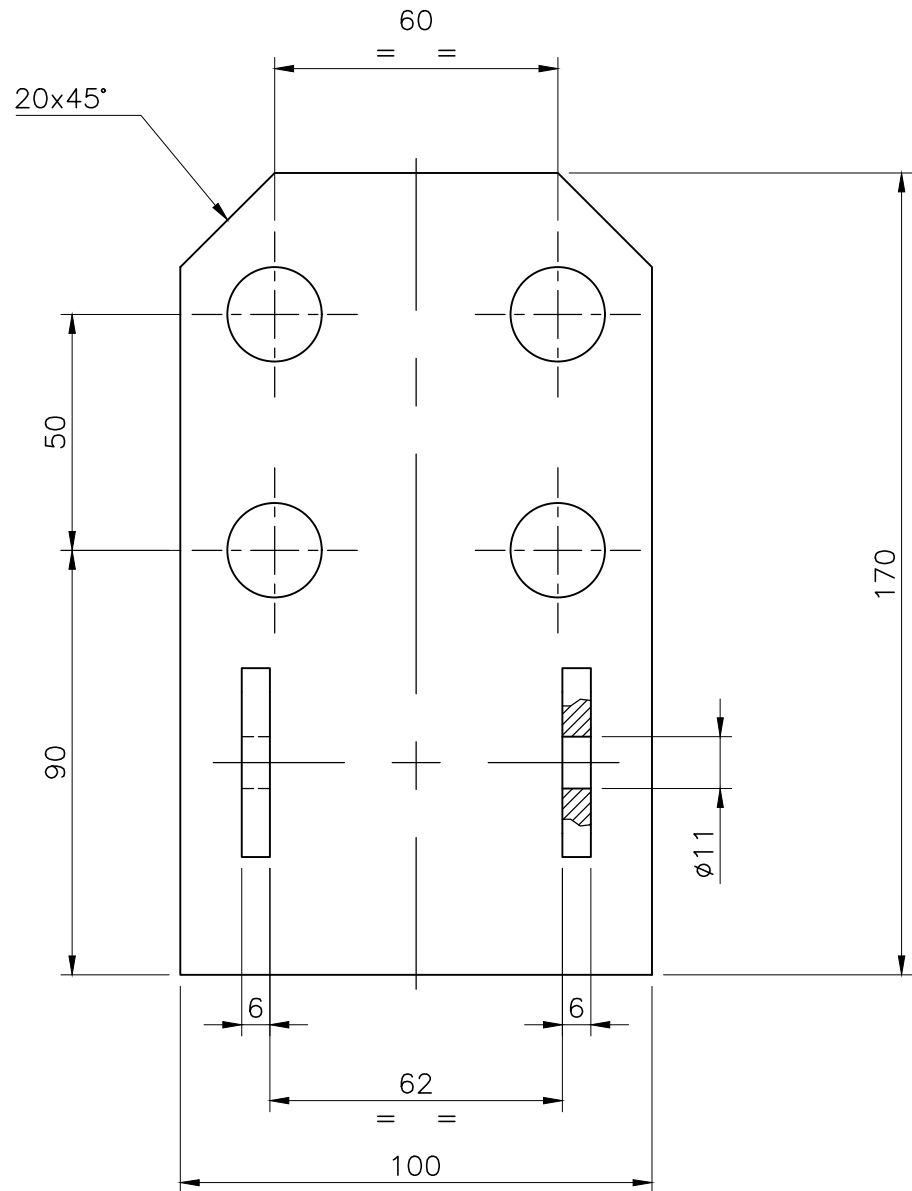
POS. 4

PI. N°: E4-5-07

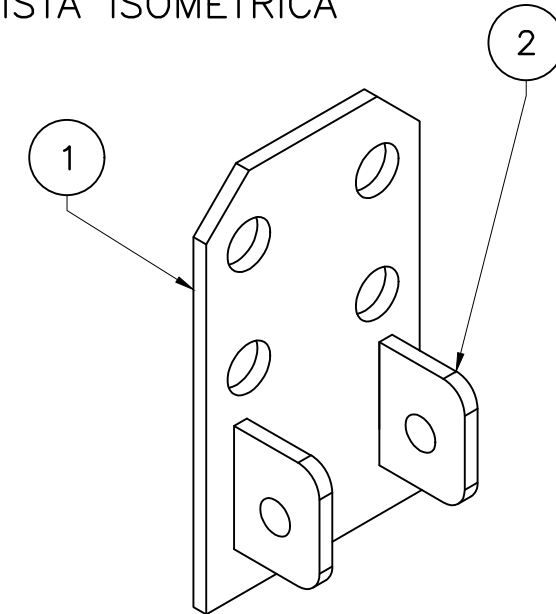
12.5/

POS.	DENOMINACIÓN	CANT	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES
1	CHAPA Esp. 6.3 x 170 x 100	1	F-24	.	.
2	CHAPA Esp. 6.3 x 40 x 40	2	F-24	.	.

PESO TOTAL: 1 Kgs.



VISTA ISOMÉTRICA



PLANOS DE REFERENCIA

- E4-5-01 SUBCONJUNTO BASE SOPORTE MOTOR BANCO DE PRUEBAS PARA MCI
- E4-5-07 SUBCONJUNTO BRAZO ARTICULADO BANCO DE PRUEBAS PARA MCI

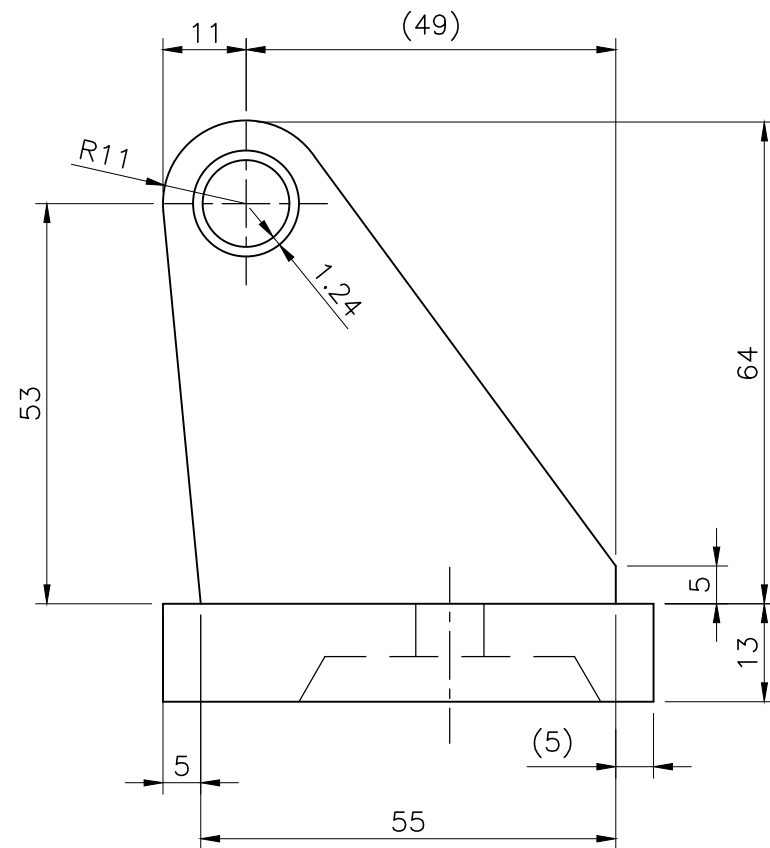
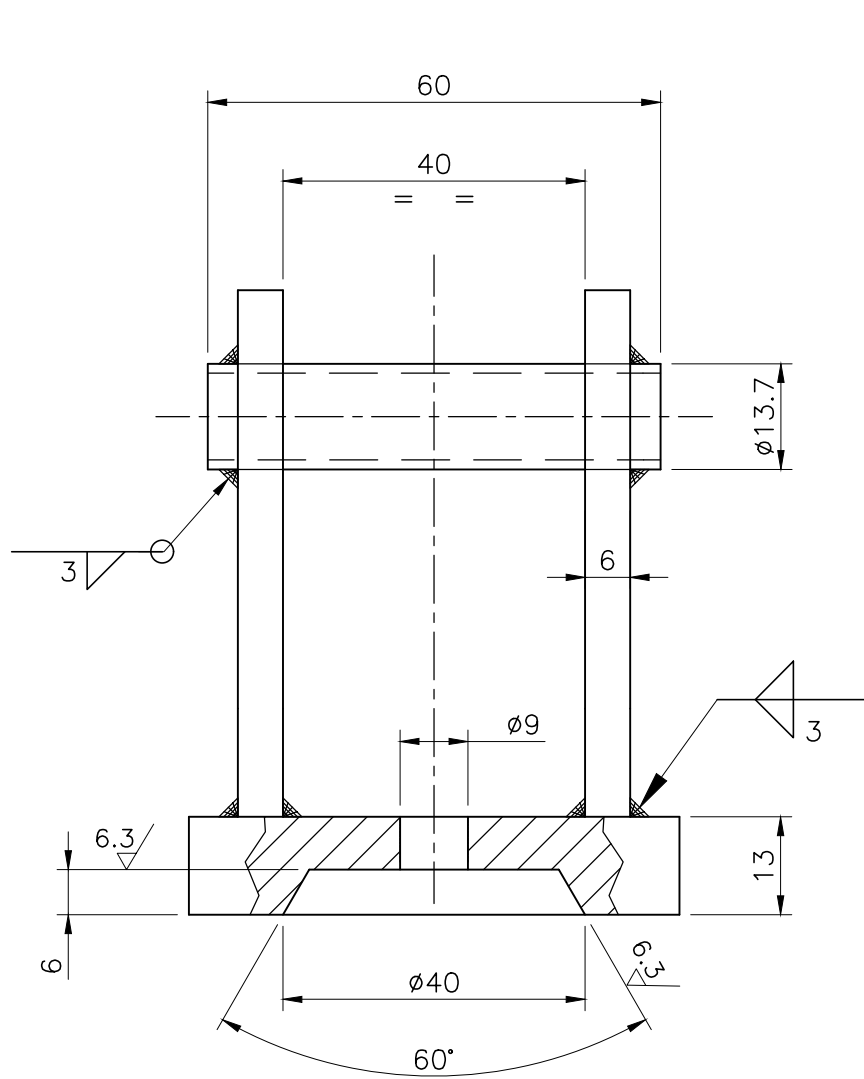
NOTAS:

- 1 - LAS CANTIDADES INDICADAS CORRESPONDEN PARA LA FABRICACIÓN DE UN CONJUNTO.
- 2 - ELIMINAR CANTOS VIVOS Y REBABAS. (1 x 45°)
- 3 - ELIMINAR SALPICADURAS Y ESCORIAS.
- 4 - LOS CORDONES DE SOLDADURA SERÁN CONTINUOS DE UN ESPESOR IGUAL A 0.7 DE LOS ESPESORES A UNIR. SALVO LO EXPRESAMENTE INDICADO EN EL PLANO.
- 5 - PINTAR CON DOS MANOS DE ANTIÓXIDO CROMATO DE ZINC

TOLERANCIAS P/MEDIDAS SIN INDICACIÓN ESPECÍFICA - mm. (DIN 7168)

MEDIDAS DE: mm. A:	>0,5	>3	>6	>30	>120	>400	>1000	>2000	>4000
	3	6	30	120	400	1000	2000	4000	8000
MECANIZADO TOLERANCIA	+/- 0,10	+/- 0,10	+/- 0,20	+/- 0,30	+/- 0,50	+/- 0,80	+/- 1,20	+/- 2	+/- 3

0	DNR	JCB	FMA	EMISIÓN FINAL
REV	EJEC	REVI.	APROBÓ	DESCRIPCIÓN
Escalas: 1: 1.6	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA			APROBÓ
PROYECTO FINAL	TÍTULO ADAPTACIÓN LATERAL BANCO DE ENSAYOS PARA MCI			FECHA: 07/11/2021 E4-5-10
				A3



POS.	DENOMINACIÓN	CANT	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES
1	CHAPA Esp. 12.7 x 65 x 65	1	F-24	.	.
2	CHAPA Esp. 6.3 x 55 x 64	2	F-24	.	.
3	TUBO ϕ 13.72 Esp. 1.24 Long. 60	1	ASTM A-53	.	ϕ 1/4" SCH 5

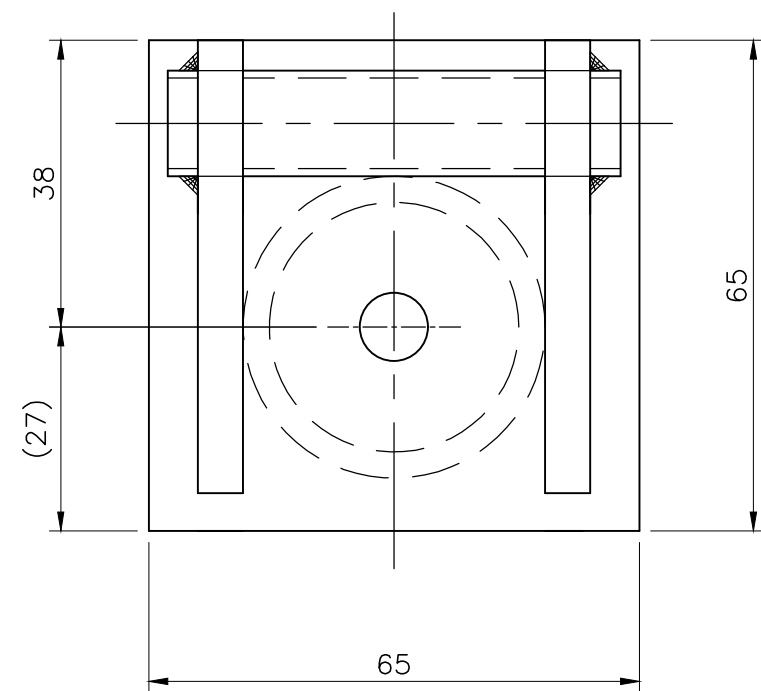
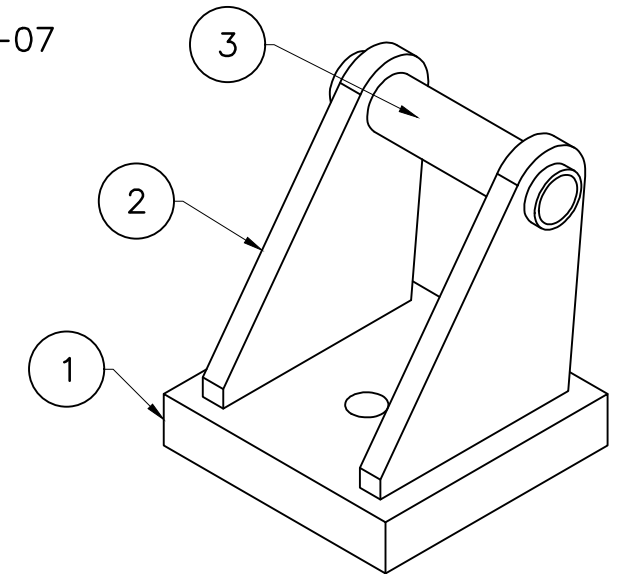
PESO TOTAL: 0.7 Kgs.

SOPORTE FIJACIÓN

POS. 3

PI. N°: E4-5-07

VISTA ISOMÉTRICA



NOTAS:

- 1 - LAS CANTIDADES INDICADAS CORRESPONDEN PARA LA FABRICACIÓN DE UN CONJUNTO.
- 2 - ELIMINAR CANTOS VIVOS Y REBABAS. (1 x 45°)
- 3 - ELIMINAR SALPICADURAS Y ESCORIAS.
- 4 - LOS CORDONES DE SOLDADURA SERÁN CONTINUOS DE UN ESPESOR IGUAL A 0.7 DE LOS ESPESORES A UNIR. SALVO LO EXPRESAMENTE INDICADO EN EL PLANO.
- 5 - PINTAR CON DOS MANOS DE ANTIÓXIDO CROMATO DE ZINC

PLANOS DE REFERENCIA

- E4-5-01 SUBCONJUNTO BASE SOPORTE MOTOR BANCO DE PRUEBAS PARA MCI
- E4-5-07 SUBCONJUNTO BRAZO ARTICULADO BANCO DE PRUEBAS PARA MCI

TOLERANCIAS P/MEDIDAS SIN INDICACIÓN ESPECÍFICA - mm. (DIN 7168)										
MEDIDAS DE:	>0,5	>3	>6	>30	>120	>400	>1000	>2000	>4000	
mm. A:	3	6	30	120	400	1000	2000	4000	8000	
MECANIZADO TOLERANCIA	+/- 0,10	+/- 0,10	+/- 0,20	+/- 0,30	+/- 0,50	+/- 0,80	+/- 1,20	+/- 2	+/- 3	

REV	EJEC	REVI.	APROBÓ	DESCRIPCIÓN	
0	PAC	JCB	FMA	EMISIÓN FINAL	
Escalas: 1: 1				UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA	APROBÓ
PROYECTO FINAL				TÍTULO	FECHA: 07/11/2021
				ACOPLE REGULACIÓN ANGULAR BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	E4-5-11
					A3

PATINES DESLIZAMIENTO

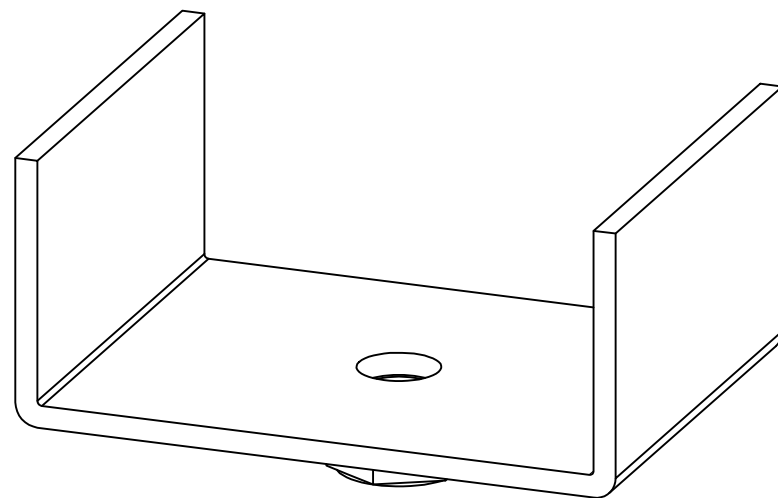
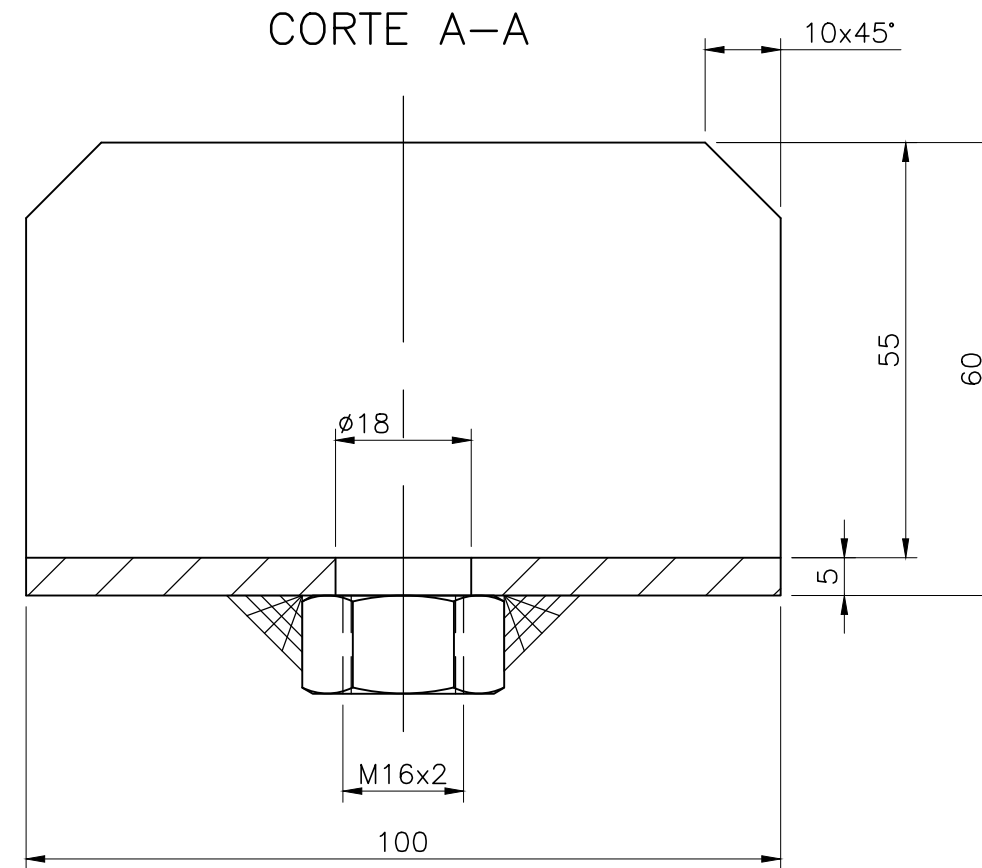
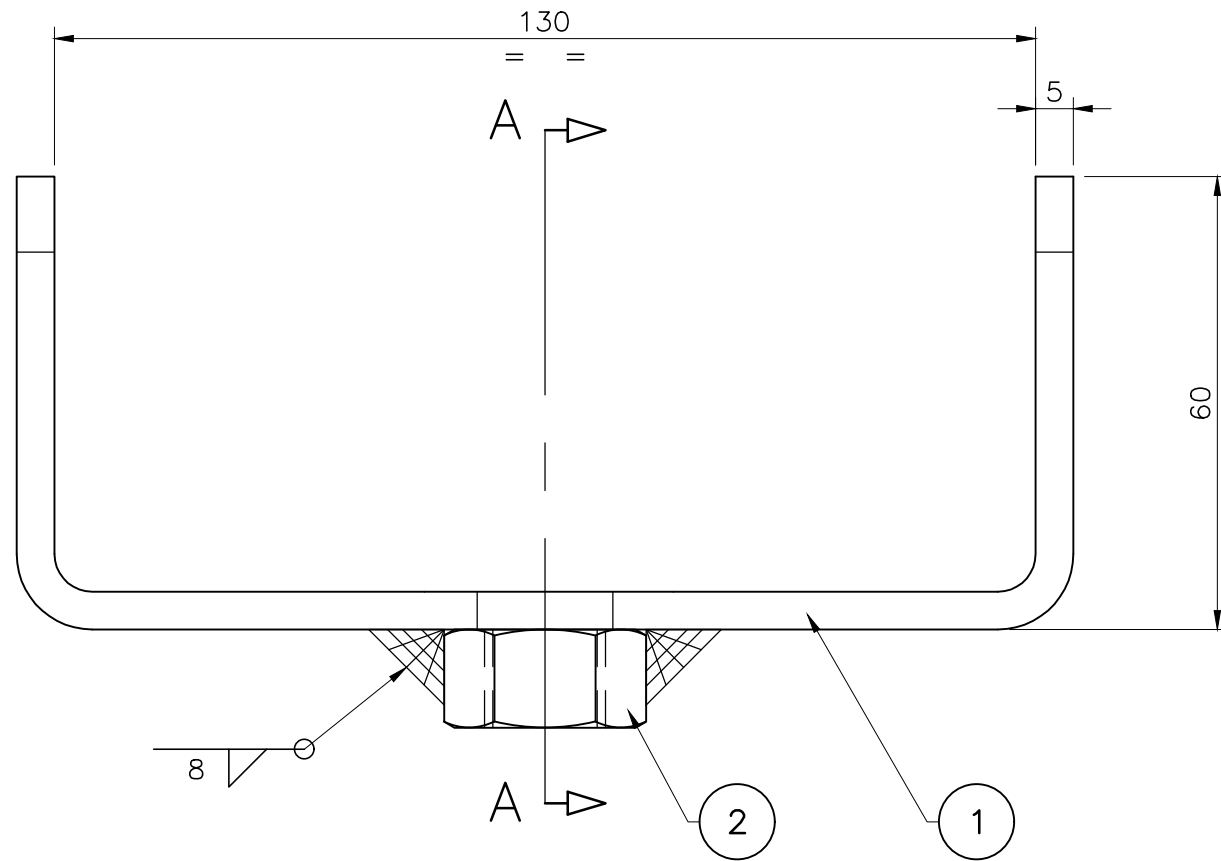
POS. 5

PI. N°: E4-5-01

12.5/

POS.	DENOMINACIÓN	CANT.	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES
1	CHAPA Esp. 4.76 x 100 x 250	1	F-24	.	.
2	TUERCA HEX. M16x2	1	CLASE 8	.	.

PESO TOTAL: 1 Kgs.



VISTA ISOMÉTRICA

NOTAS:

- 1 - LAS CANTIDADES INDICADAS CORRESPONDEN PARA LA FABRICACIÓN DE UN CONJUNTO.
- 2 - ELIMINAR CANTOS VIVOS Y REBABAS. (1 x 45°)
- 3 - ELIMINAR SALPICADURAS Y ESCORIAS.
- 4 - LOS CORDONES DE SOLDADURA SERÁN CONTINUOS DE UN ESPESOR IGUAL A 0.7 DE LOS ESPESORES A UNIR. SALVO LO EXPRESAMENTE INDICADO EN EL PLANO.
- 5 - PINTAR CON DOS MANOS DE ANTIÓXIDO CROMATO DE ZINC

PLANOS DE REFERENCIA

E4-5-01 SUBCONJUNTO BASE SOPORTE MOTOR BANCO DE PRUEBAS PARA MCI

TOLERANCIAS P/MEDIDAS SIN INDICACIÓN ESPECÍFICA - mm. (DIN 7168)									
MEDIDAS DE:	>0,5	>3	>6	>30	>120	>400	>1000	>2000	>4000
mm. A:	3	6	30	120	400	1000	2000	4000	8000
MECANIZADO	+/-	+/-	+/-	+/-	+/-	+/-	+/-	+/-	+/-
TOLERANCIA	0,10	0,10	0,20	0,30	0,50	0,80	1,20	2	3

0	PDG	JCB	FMA	EMISIÓN FINAL		
REV	EJEC	REVI.	APROBÓ	DESCRIPCIÓN		
Escala:		1: 1		UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA		APROBÓ
PROYECTO FINAL				TÍTULO PATINES DESLIZAMIENTO BANCO DE ENSAYOS PARA MCI		FECHA: 07/11/2021
				E4-5-12		A3

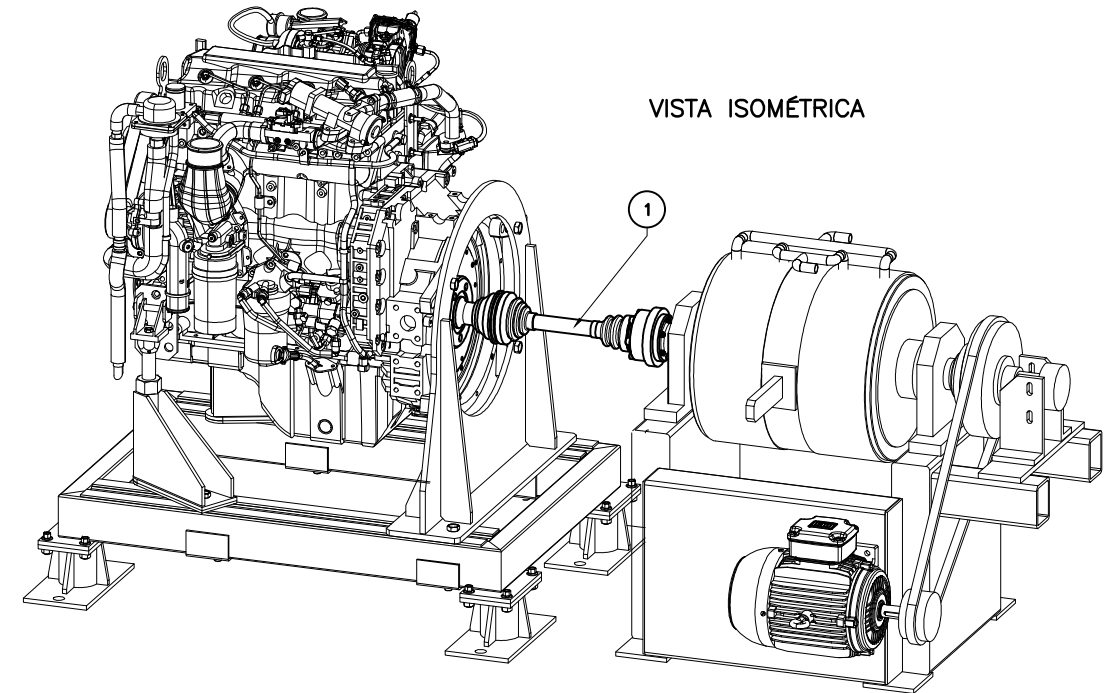
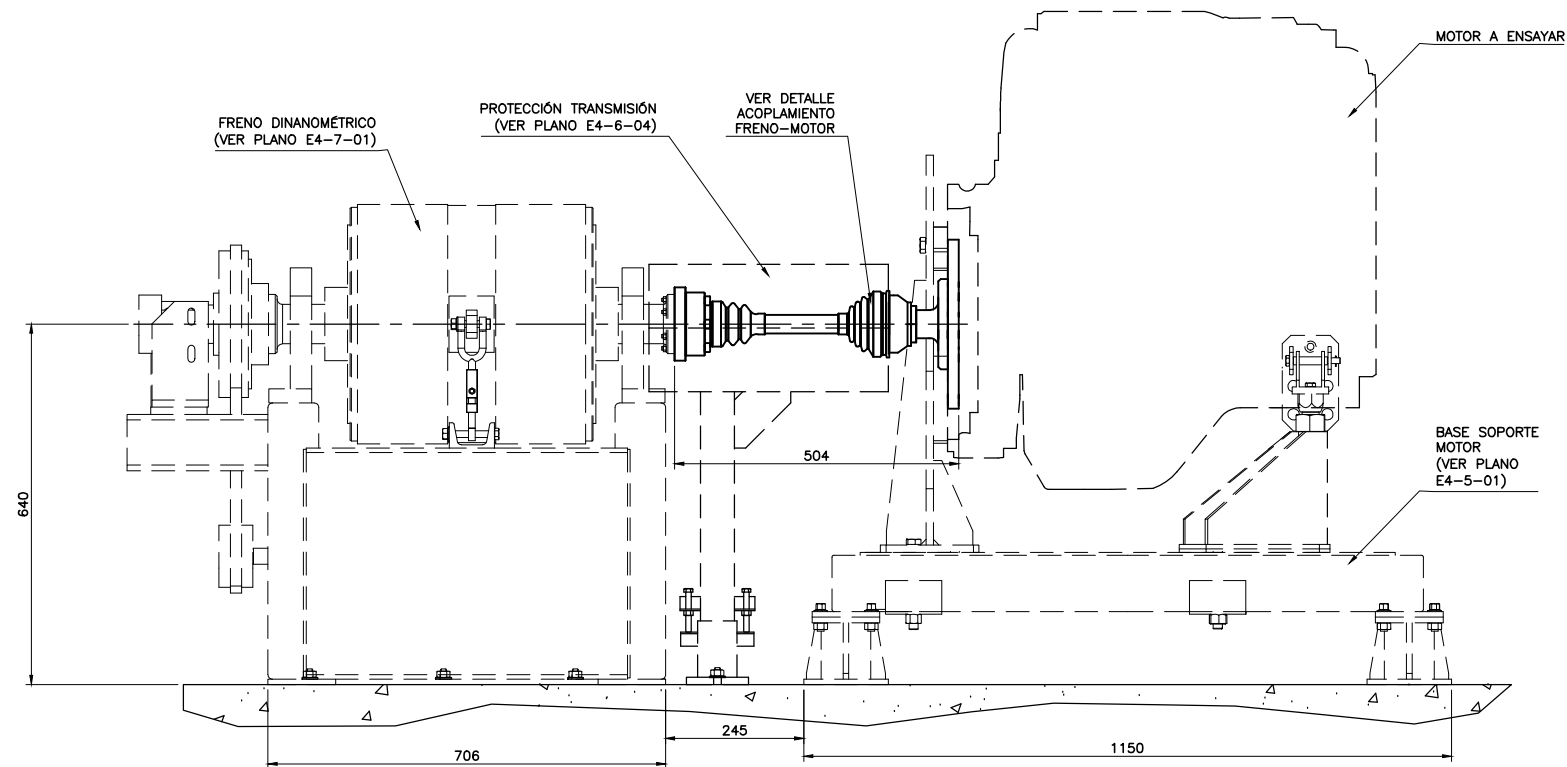
SUBCONJUNTO TRANSMISIÓN

POS. 2

Pl. N°: E4-4-01

POS.	DENOMINACIÓN	CANT.	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES
1	SEMI EJE HOMOCINÉTICA	1	COMERCIAL	.	VER NOTA 1
2	ADAPTADOR SEMIEJE A FRENO	1	VER PLANO	1.5	VER PLANO E4-6-02
3	ADAPTADOR SEMIEJE A MOTOR	1	VER PLANO	9.5	VER PLANO E4-6-03
4	TOR.CAB.CIL.HEX.INT M6x1 Long. 40	6	CLASE 8.8	.	.
5	TUERCA HEX. M6x1	6	CLASE 8	.	.
6	ARANDELA PLANA P/ø6	6	F-24	.	.
7	TOR.CAB.HEX M10x1.5 Long. 60	6	CLASE 8.8	.	.
8	TOR.CAB.HEX M16x2 Long. 35	5	CLASE 8.8	.	.
9	ARANDELA PLANA P/ø16	5	F-24	.	.

PESO TOTAL: 11 Kgs.

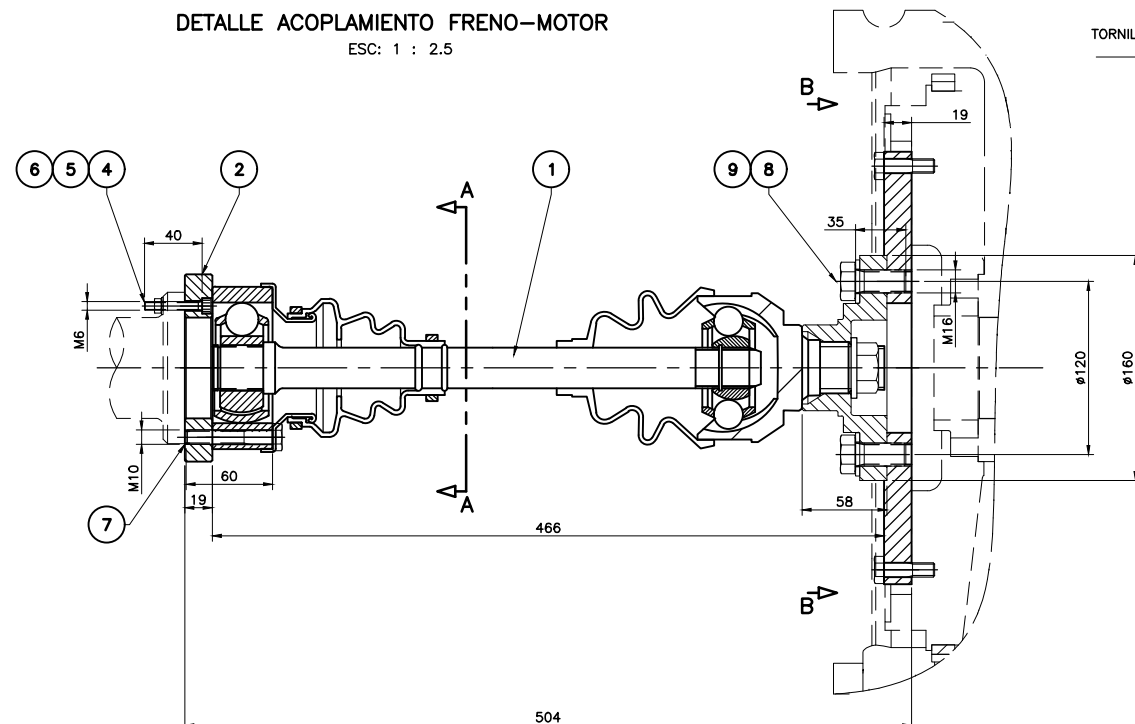
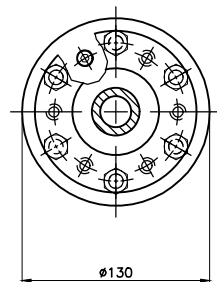


VISTA ISOMÉTRICA

DETALLE ACOPLAMIENTO FRENO-MOTOR

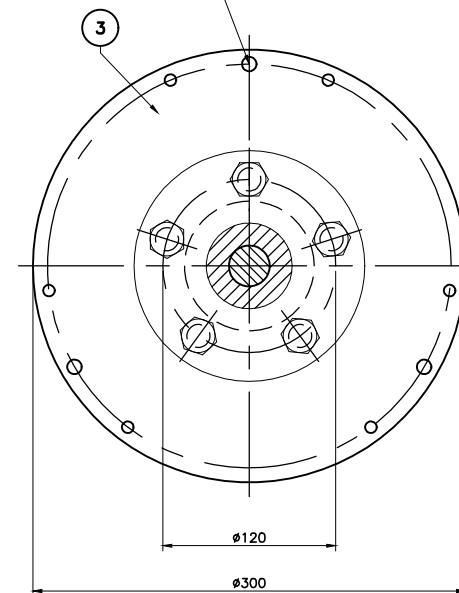
ESC: 1 : 2.5

CORTE A-A



CORTE B-B

TORNILLERÍA PROVISTA CON ADAPTADOR VOLANTE DE ACUERDO AL MOTOR A ENSAYAR



NOTAS:

1 - EL PAQUETE SEMIEJE HOMOCINÉTICA COMPRENDE:

- Semieje 4x4 Volkswagen Amarok
Número de pieza: 2H0407271B
Cantidad de estrías lado rueda: 28

- Masa De Rueda Delantera Volkswagen Amarok
Número de pieza: 240/407615/B
Cantidad de estrías lado rueda: 28

PLANOS DE REFERENCIA

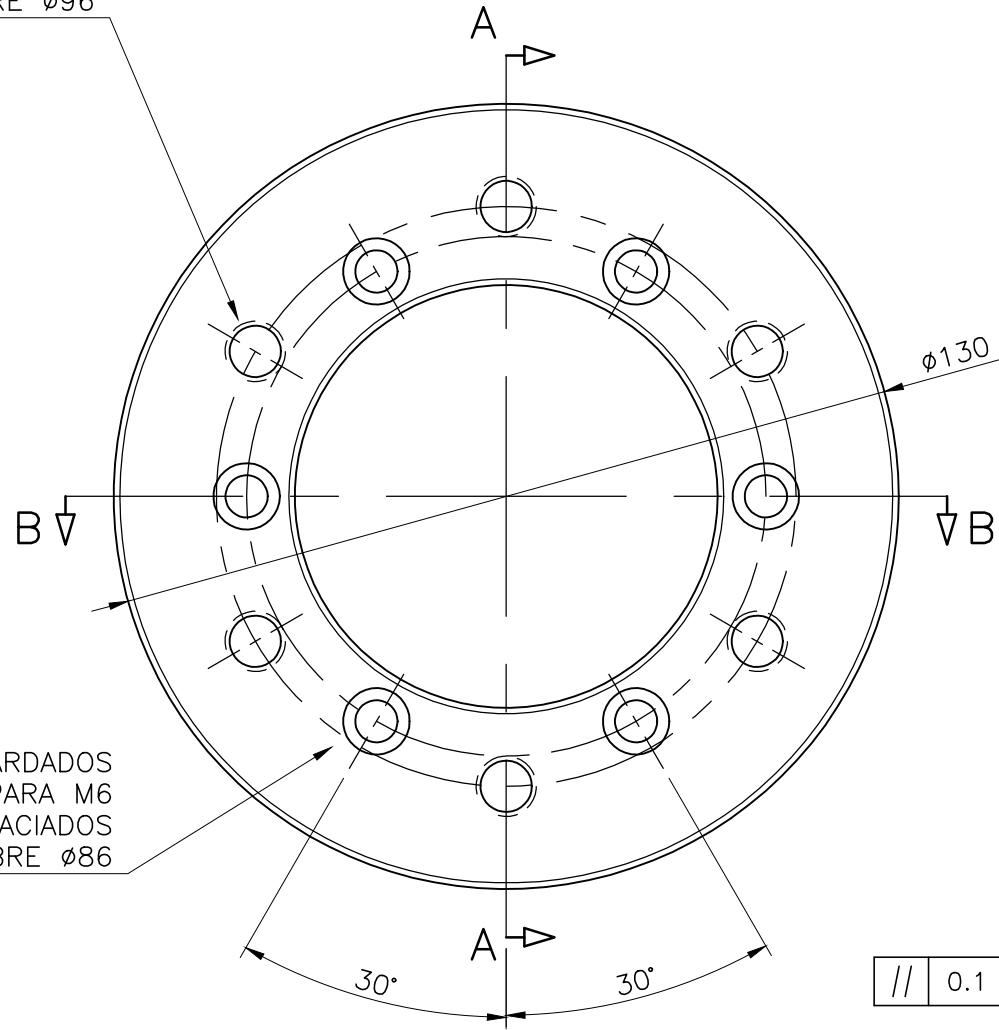
E4-4-01 SUBCONJUNTO COMPONENTES SALA BANCO DE PRUEBAS PARA MCI

E3-3-01 SUBCONJUNTO TRANSMISIÓN PLANO DE ESTUDIO

E4-COMERCIALES-01 LISTADO ESPECIFICACIONES COMPONENTES COMERCIALES BANCO DE PRUEBAS PARA MCI

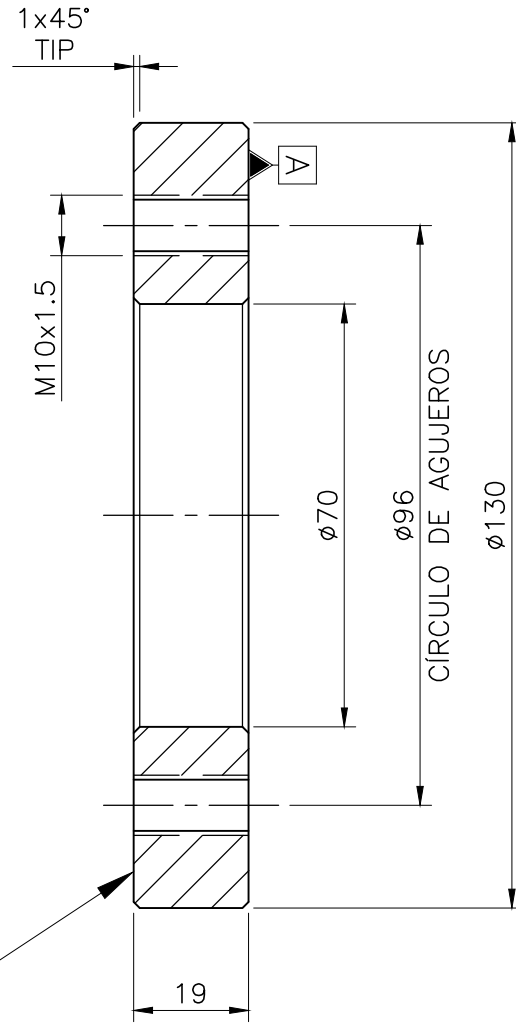
REV.	E.I.E.C.	REV.	APROBÓ	DESCRIPCIÓN
0	DNR	JCB	FMA	EMISIÓN FINAL
Escalas: 1: 2.5				UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA
PROYECTO FINAL				TÍTULO SUBCONJUNTO TRANSMISIÓN BANCO DE ENSAYOS PARA MCI
				FECHA: 07/11/2021
				E4-6-01

6 AGUJEROS
ROSCADOS M10x1.5
IGUALMENTE ESPACIADOS
SOBRE $\phi 96$



6 AGUJEROS ABOCARDADOS
PARA M6
IGUALMENTE ESPACIADOS
SOBRE $\phi 86$

CORTE A-A



ADAPTADOR SEMIEJE A FRENO

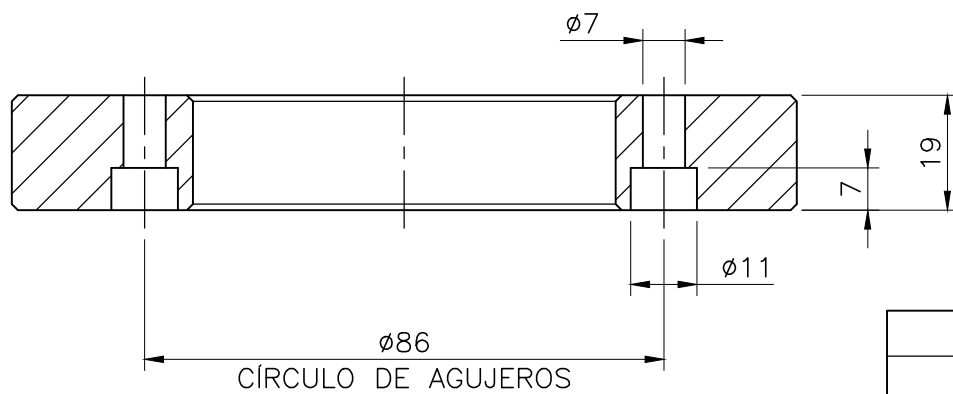
POS. 2

PL. N°: E4-6-01

NOTAS:

- 1 - LAS CANTIDADES INDICADAS CORRESPONDEN PARA LA FABRICACIÓN DE UN CONJUNTO.
- 2 - ELIMINAR CANTOS VIVOS Y REBABAS. (1 x 45°)
- 3 - PINTAR CON DOS MANOS DE ANTIÓXIDO CROMATO DE ZINC

CORTE B-B



PLANOS DE REFERENCIA

E4-6-01 SUBCONJUNTO TRANSMISIÓN
BANCO DE PRUEBAS PARA MCI

TOLERANCIAS P/MEDIDAS SIN INDICACIÓN ESPECÍFICA - mm. (DIN 7168)									
MEDIDAS DE:	>0,5	>3	>6	>30	>120	>400	>1000	>2000	>4000
mm. A:	3	6	30	120	400	1000	2000	4000	8000
MECANIZADO TOLERANCIA	+/- 0,10	+/- 0,10	+/- 0,20	+/- 0,30	+/- 0,50	+/- 0,80	+/- 1,20	+/- 2	+/- 3

0	PAC	JCB	FMA	EMISIÓN FINAL
REV	EJEC	REVI.	APROBÓ	DESCRIPCIÓN
Escalas: 1: 1.25				UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA
PROYECTO FINAL				TÍTULO ADAPTADOR SEMIEJE A FRENO BANCO DE ENSAYOS PARA MCI
1				APROBÓ
POS. DENOMINACIÓN				FECHA: 07/11/2021
CANT MATERIAL PESO OBSERVACIONES				E4-6-02 A3

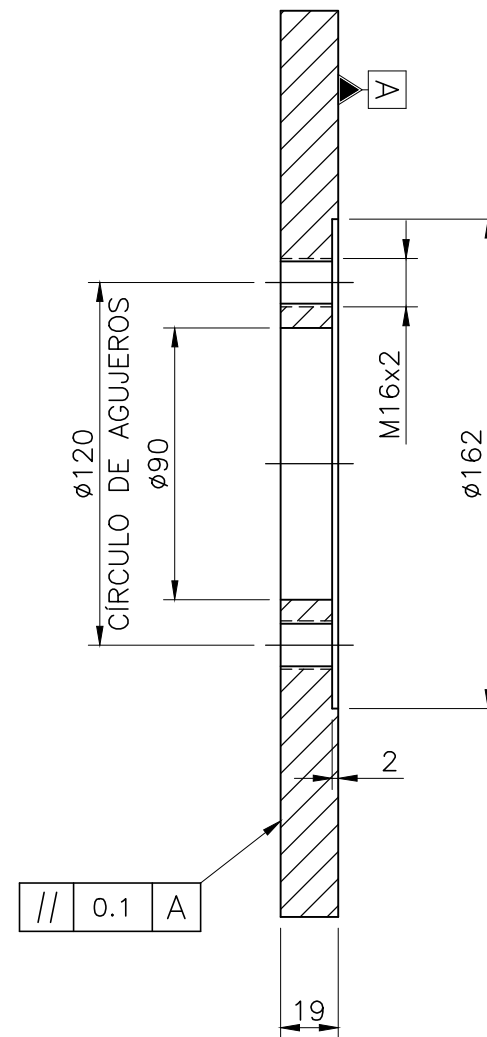
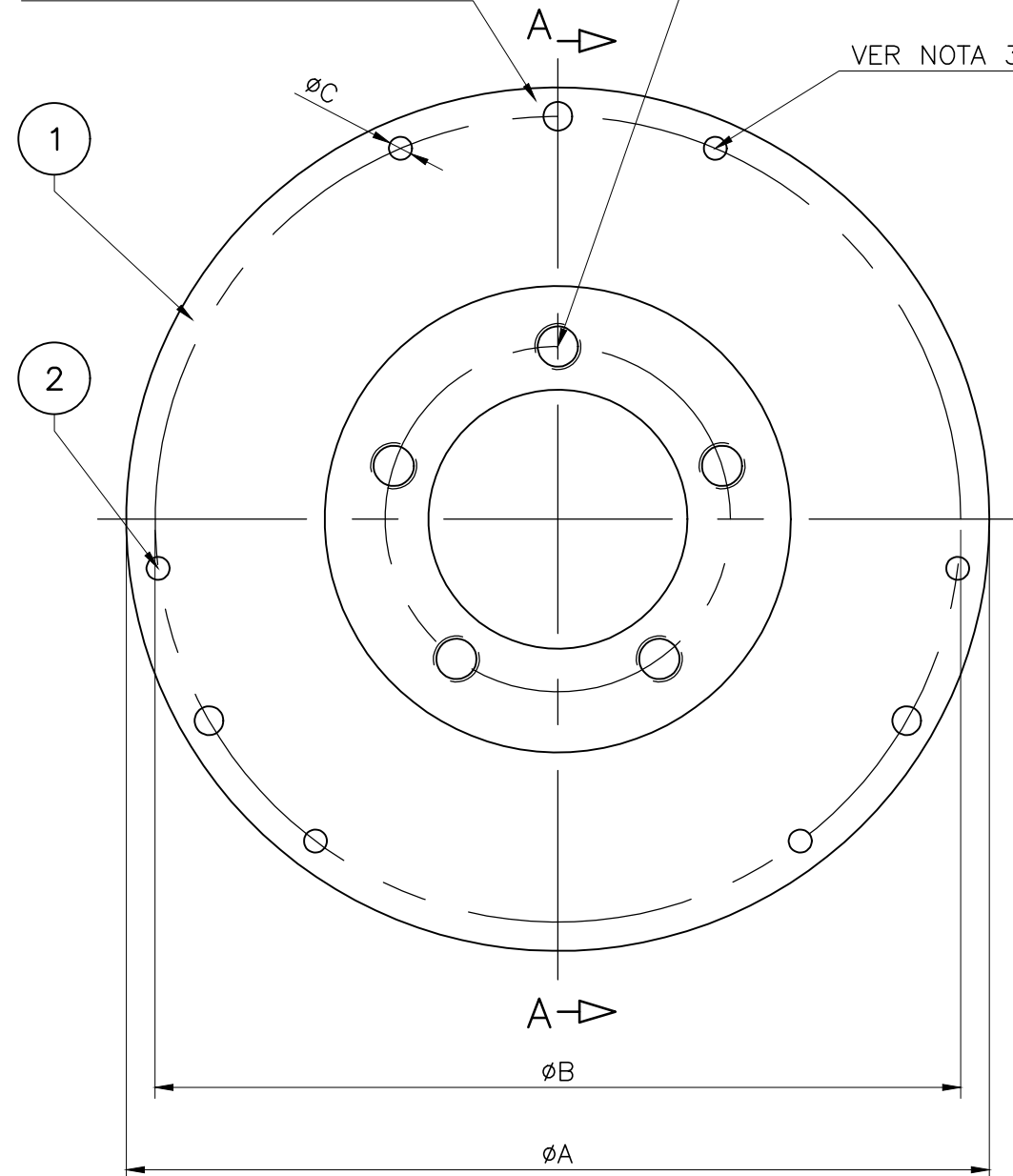
1	CHAPA Esp. 19.05 $\phi 130$	1	F-24	1.5	.
POS.	DENOMINACIÓN	CANT	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES

DISTRIBUCIÓN DE AGUJEROS ϕC
SEGÚN MEDIDAS
VOLANTE DE INERCIA DE MOTOR

6 AGUJEROS ROSCADOS M16x2
IGUALMENTE ESPACIADOS
SOBRE $\phi 120$

6.3

POS.	DENOMINACIÓN	CANT.	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES
1	CHAPA Esp. 19.05 ϕA	1	F-24	.	VER TABLA 1
2	TORNILLOS DE FIJACIÓN	.	COMERCIAL	.	VER NOTA 3



CORTE A-A

NOTAS:

- 1 - LAS CANTIDADES INDICADAS CORRESPONDEN PARA LA FABRICACIÓN DE UN CONJUNTO.
- 2 - ELIMINAR CANTOS VIVOS Y REBABAS. (1 x 45°)
- 3 - LA MEDIDA Y LA CANTIDAD DE LOS TORNILLOS VARIAN EN FUNCION DEL TIPO DE MOTOR A ENSAYAR PROVEER TORNILLERIA CORRESPONDIENTE O BIEN RELEVAR TIPO DE ROSCA Y CANTIDAD DE TORNILLOS DEL MOTOR A ENSAYAR (LADO CAJA DE CAMBIOS)
- 4 - PINTAR CON DOS MANOS DE ANTIÓXIDO CROMATO DE ZINC

ADAPTADOR SEMIEJE A MOTOR

POS. 3

PI. N°: E4-6-01

PLANOS DE REFERENCIA

E4-6-01

SUBCONJUNTO TRANSMISIÓN
BANCO DE PRUEBAS PARA MCI

COMPLETAR A
FUTURO DE ACUERDO
A MOTOR A ENSAYAR

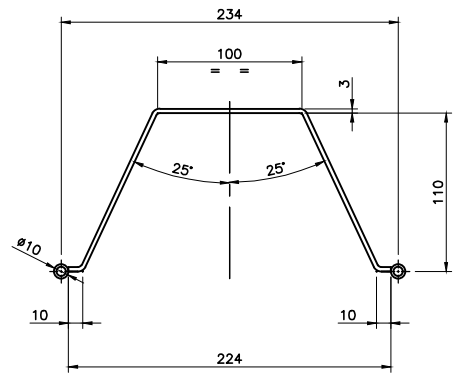
TABLA 1

ADAPTADOR A MOTOR S/MODELO					
MODELO	ϕA	ϕB	ϕC	CANTIDAD AGUJEROS	PESO
TOYOTA HILUX	300	280	8	9	9.5 Kgs
VW AMAROK	xxx	xxx	x	x	XX Kgs
PEUGEOT 206	xxx	xxx	x	x	XX Kgs

TOLERANCIAS P/MEDIDAS SIN INDICACIÓN ESPECÍFICA - mm. (DIN 7168)

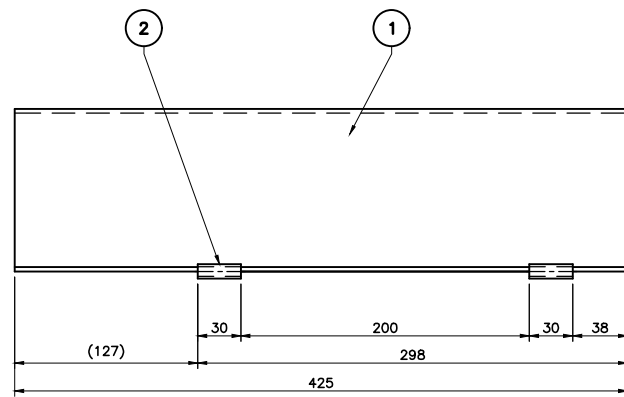
MEDIDAS DE: mm. A:	>0,5	>3	>6	>30	>120	>400	>1000	>2000	>4000
	3	6	30	120	400	1000	2000	4000	8000
MECANIZADO TOLERANCIA	+/- 0,10	+/- 0,10	+/- 0,20	+/- 0,30	+/- 0,50	+/- 0,80	+/- 1,20	+/- 2	+/- 3

0	PDG	JCB	FMA	EMISIÓN FINAL	
REV	EJEC	REVI.	APROBÓ	DESCRIPCIÓN	
Escalas: 1: 1.25				UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA	APROBÓ
PROYECTO FINAL	TÍTULO			ADAPTADOR SEMIEJE A MOTOR BANCO DE ENSAYOS PARA MCI	FECHA: 07/11/2021
				E4-6-03	A3



PESO TOTAL: 3.5 Kgs.

2	TUBO #10.28 Esp. 1.73 Long. 30	2	ASTM A-53		#1/8" SCH STD
1	CHAPA Esp. 3.2 x 425 x 360	1	F-24		
POS.	DENOMINACIÓN	CANT.	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES



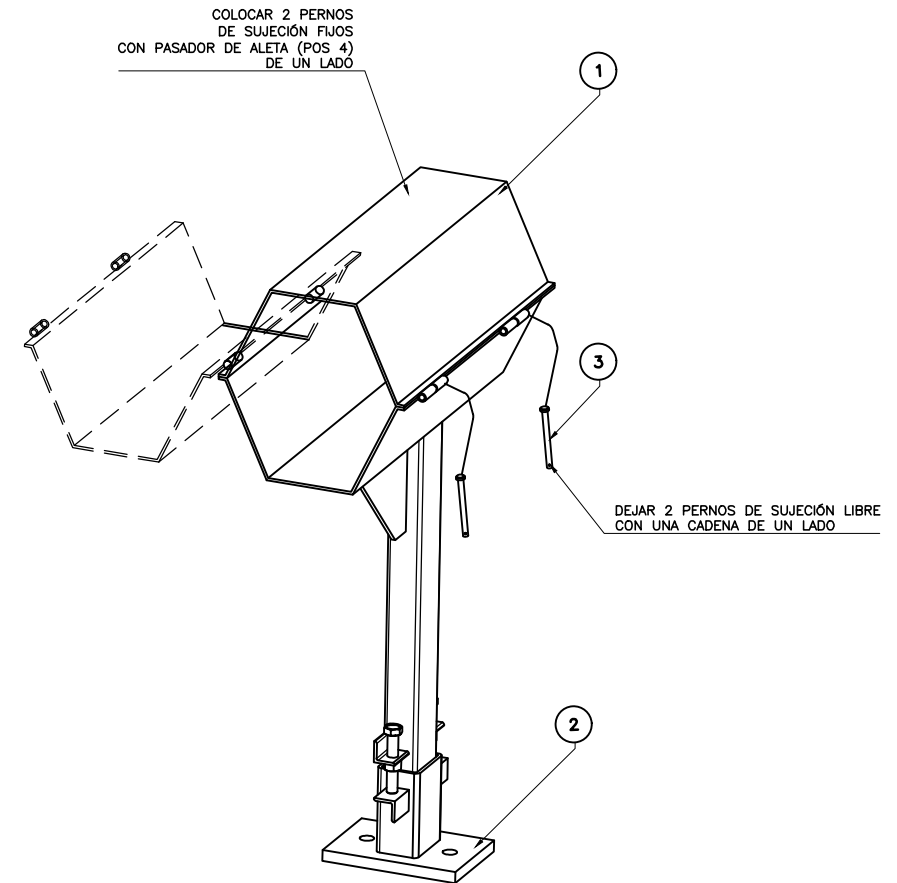
PROTECCIÓN PARTE MOVIL
POS. 1

12.5/

PROTECCIÓN EJE
POS. 4
PI. N°: E4-4-01

POS.	DENOMINACIÓN	CANT.	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES
1	PROTECCIÓN PARTE MOVIL	1	VER PLANO	3.5	.
2	PROTECCIÓN PARTE FIJA	1	VER PLANO	8	.
3	PERNO SUJECIÓN	4	VER PLANO	.	.
4	PASADOR DE ALETAS DIAM 2mm	2	ACERO	.	COMERCIAL

PESO TOTAL: 11.5 Kgs.

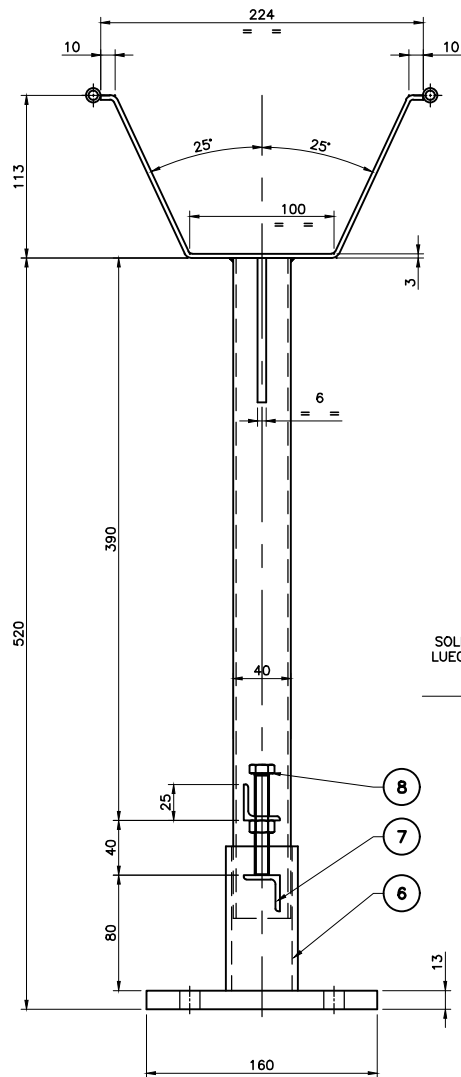


VISTA ISOMÉTRICA

NOTAS:

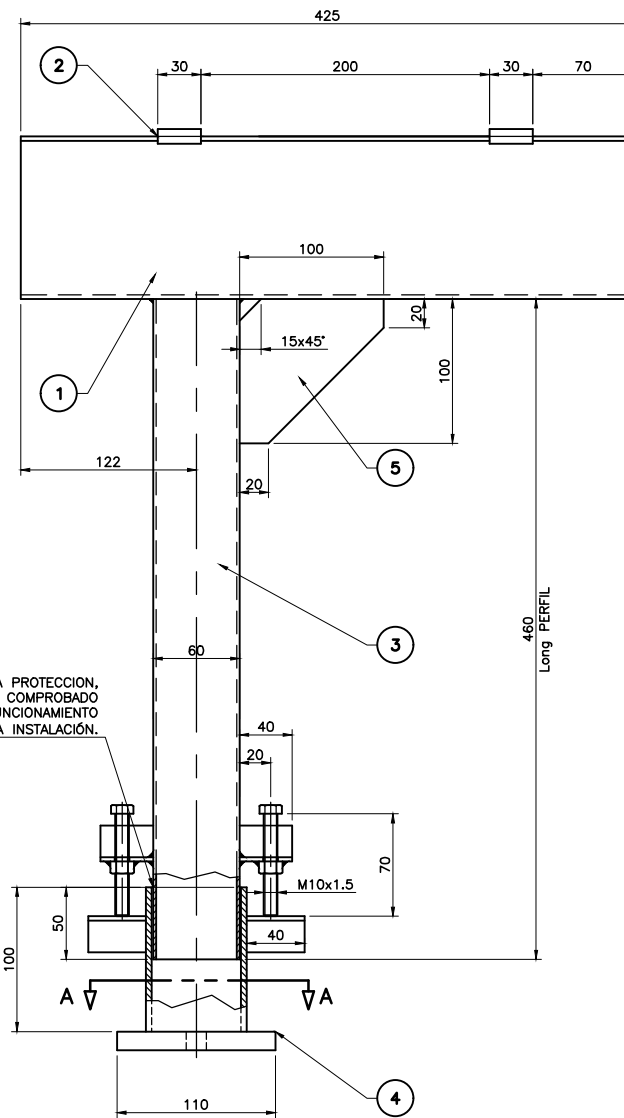
- 1 - LAS CANTIDADES INDICADAS CORRESPONDEN PARA LA FABRICACIÓN DE UN CONJUNTO.
- 2 - ELIMINAR CANTOS VIVOS Y REBABAS. (1 x 45°)
- 3 - ELIMINAR SALPICADURAS Y ESCORIAS.
- 4 - LOS CORDONES DE SOLDADURA SERÁN CONTINUOS DE UN ESPESOR IGUAL A 0.7 DE LOS ESPESORES A UNIR. SALVO LO EXPRESAMENTE INDICADO EN EL PLANO.
- 5 - PINTAR CON DOS MANOS DE ANTIÓXIDO CROMATO DE ZINC

12.5/



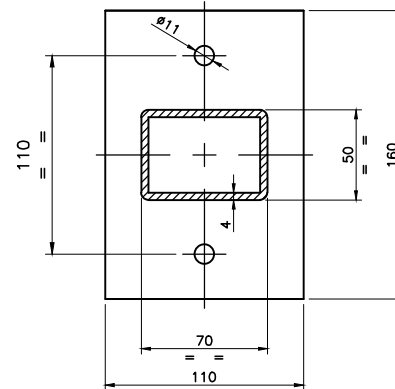
PESO TOTAL: 8 Kgs.

8	TOR.CAB.EX M10x1.5 Long. 70	2	CLASE 8.8		.
7	PERFIL L 25 Esp. 3.2 Long. 40	4	F-24		.
6	TUBO ESTRUCTURAL 70x50 Esp. 4 Long. 100	1	F-24		.
5	CHAPA Esp. 6.3 x 100 x 100	1	F-24		.
4	CHAPA Esp. 12.7 x 110 x 160	1	F-24		.
3	TUBO ESTRUCTURAL 60x40 Esp. 2 Long. 460	1	F-24		.
2	TUBO #10.28 Esp. 1.73 Long. 30	2	ASTM A-53		#1/8" SCH STD
1	CHAPA Esp. 3.2 x 425 x 360	1	F-24		.
POS.	DENOMINACIÓN	CANT.	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES

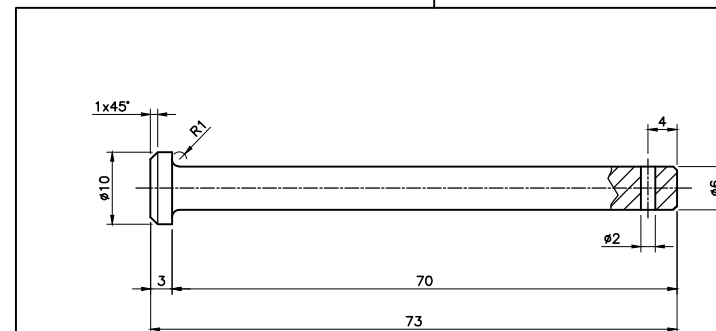


PROTECCIÓN PARTE FIJA
POS. 2

CORTE A-A
ESC: 1 : 2



6.3/



PERNO SUJECIÓN
POS. 3

1	REDONDO #10 Long. 73	1	SAE 1020		.
POS.	DENOMINACIÓN	CANT.	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES

PLANOS DE REFERENCIA

E4-4-01 SUBCONJUNTO COMPONENTES SALA BANCO DE PRUEBAS PARA MCI

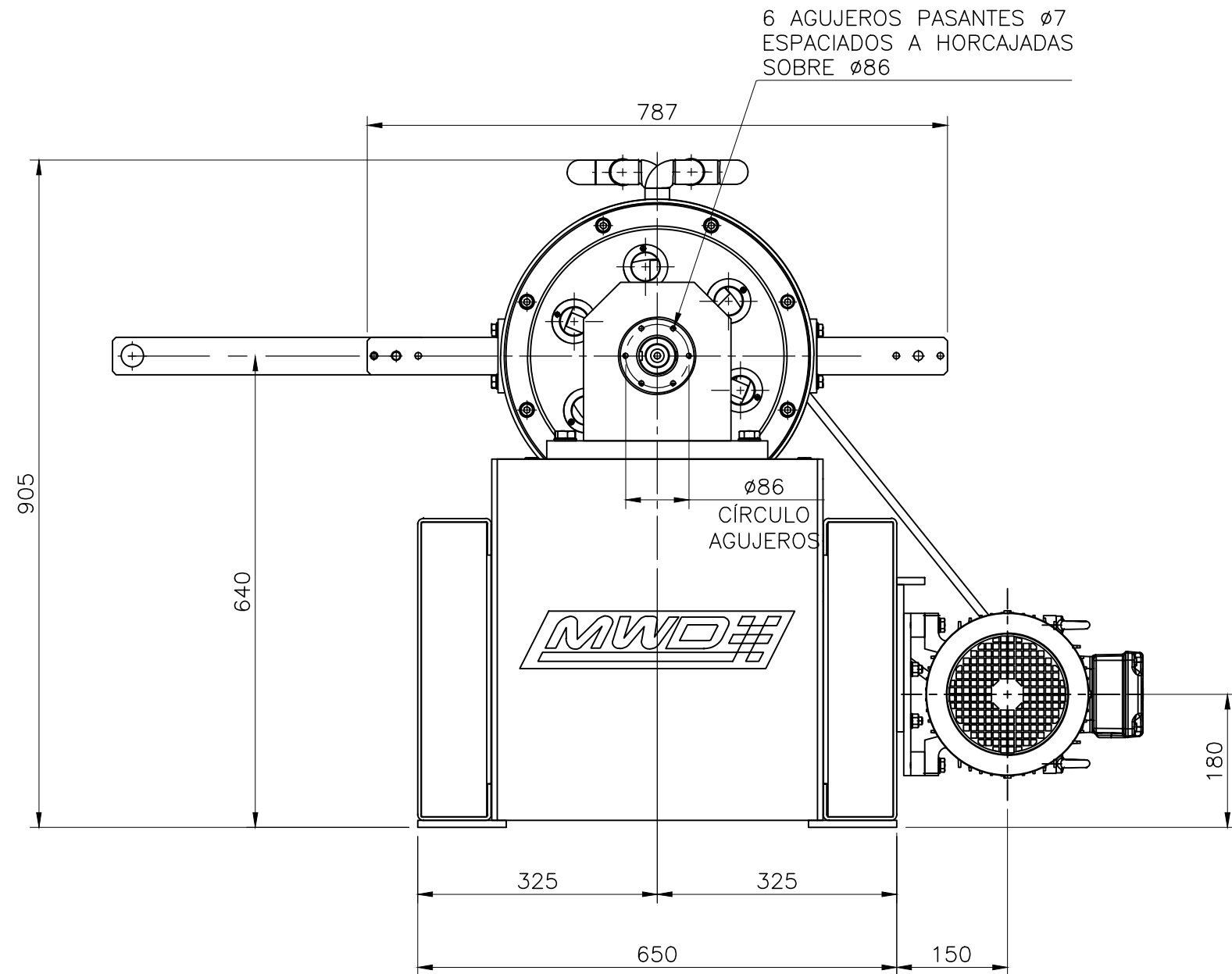
TOLERANCIAS P/MEDIDAS SIN INDICACIÓN ESPECÍFICA - mm. (DIN 7168)									
MEDIDAS DE:	>0,5	>3	>6	>30	>120	>400	>1000	>2000	>4000
mm. A:	3	6	30	120	400	1000	2000	4000	8000
MECANIZADO	+/- 0,10	+/- 0,10	+/- 0,20	+/- 0,30	+/- 0,50	+/- 0,80	+/- 1,20	+/- 2	+/- 3
TOLERANCIA									

0	PAC	JCB	FMA	EMISIÓN FINAL
REV	EJEC	REVI.	APROBÓ	DESCRIPCIÓN
Escalas: Varios	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA			APROBÓ
PROYECTO FINAL	TÍTULO	PROTECCIÓN TRANSMISIÓN BANCO DE ENSAYOS PARA MCI		FECHA: 07/11/2021
				E4-6-04

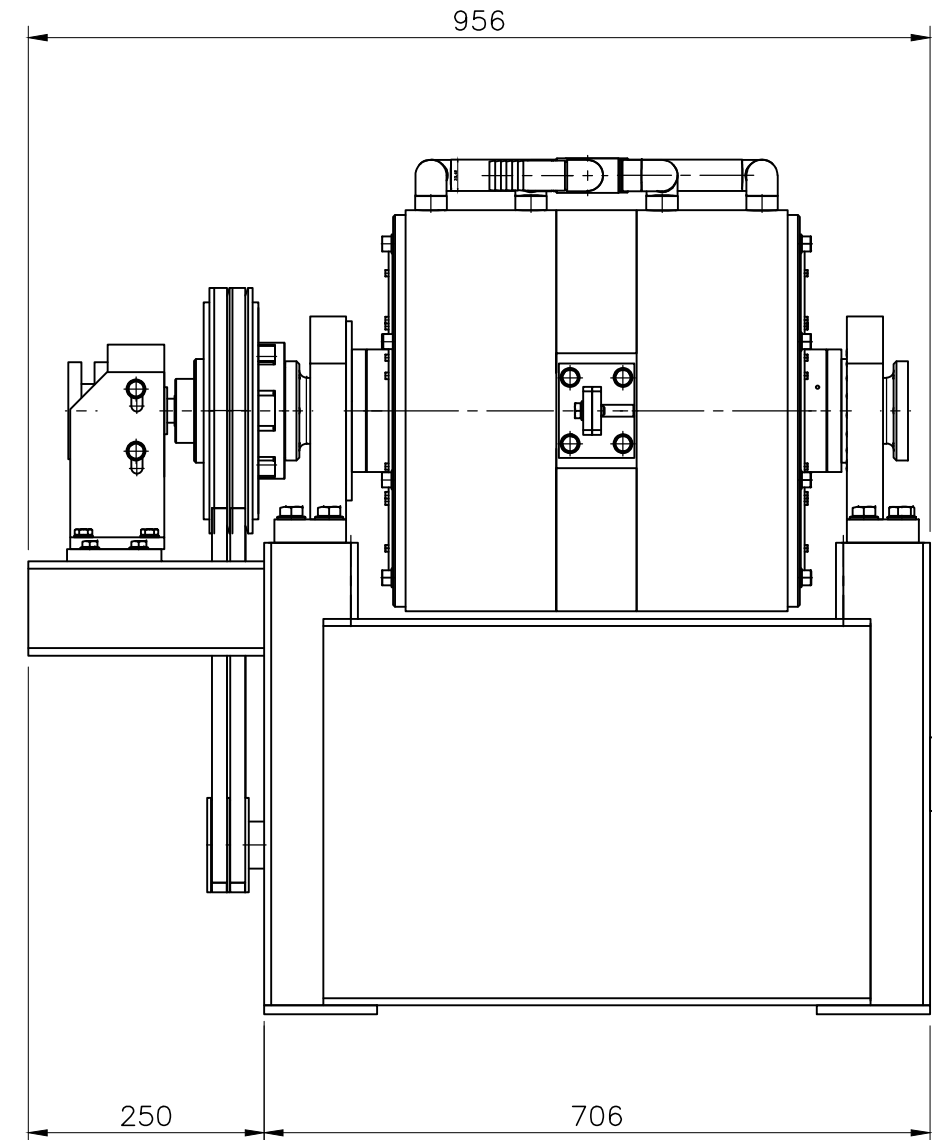
FRENO DINANOMÉTRICO

POS. 3

PI. N°: E4-4-01



POS.	DENOMINACIÓN	CANT	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES
1	FRENO DINANOMÉTRICO	1	COMERCIAL	.	VER NOTA 1



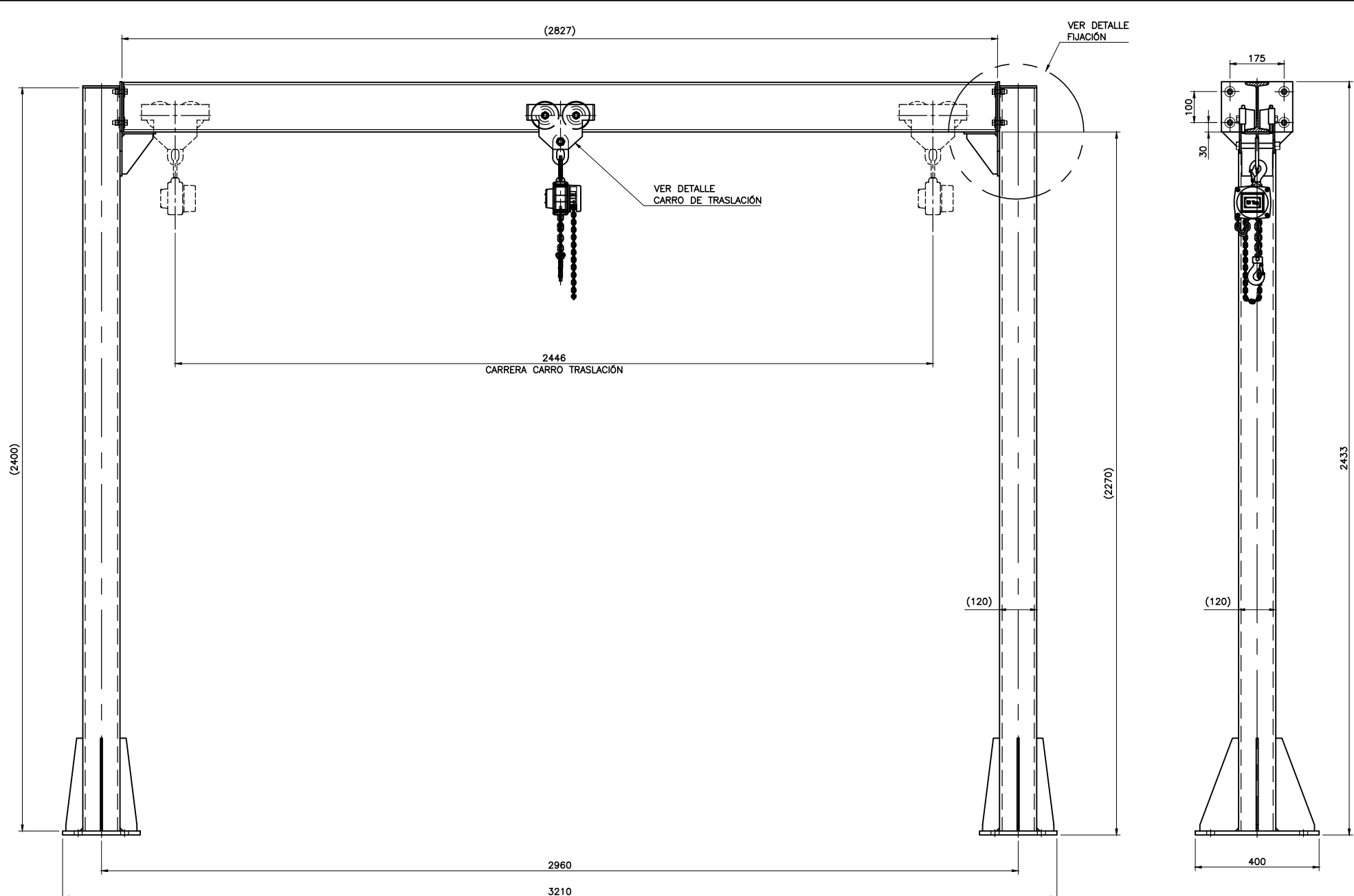
NOTAS:

1- FRENO:
 FRENO DINANOMÉTRICO DE CORRIENTES PARÁSITAS
 (PEDIR JUNTO CON BROCAS DE FIJACIÓN CORRESPONDIENTES)
 MARCA: MDW
 MODELO: NL 260
 ABSORCIÓN DE POTENCIA: 350 CV A 3500 rpm
 TORQUE MAX: 58kgm
 REFRIGERACIÓN: AGUA
 CAUDAL AGUAL: 7000 L/h P/FRENO
 5000 L/h P/MOTOR
 PRESIÓN DEL AGUA: 2 bar

PLANOS DE REFERENCIA

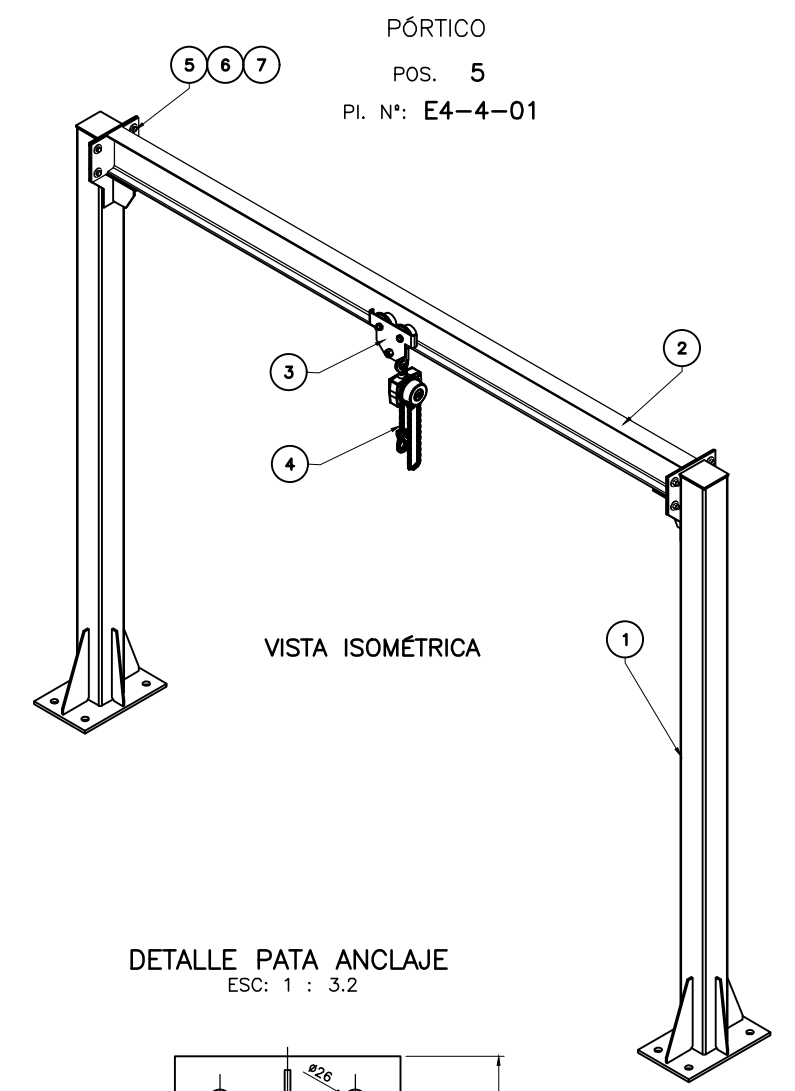
- E4-4-01 SUBCONJUNTO COMPONENTES SALA BANCO DE PRUEBAS PARA MCI
- E4-COMERCIALES-01 LISTADO ESPECIFICACIONES COMPONENTES COMERCIALES BANCO DE PRUEBAS PARA MCI

0	DNR	JCB	FMA	EMISIÓN FINAL	
REV	EJEC	REVI.	APROBÓ	DESCRIPCIÓN	
Escala: 1: 8				UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA	
PROYECTO FINAL				TÍTULO	FRENO DINAMOMÉTRICO BANCO DE ENSAYOS PARA MCI
				APROBÓ	FECHA: 07/11/2021
				E4-7-01	A2

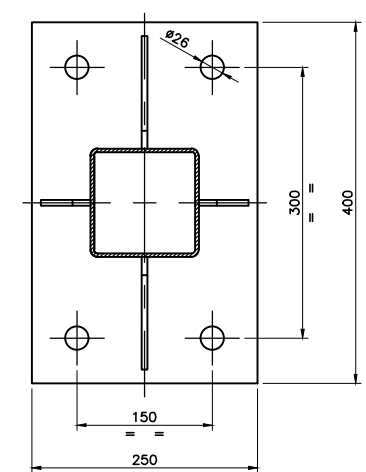


POS	DENOMINACIÓN	CANT	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES
1	COLUMNA	2	VER PLANO	106	VER PLANO E4-8-02
2	RIEL HORIZONTAL	1	VER PLANO	54	
3	CARRO DE TRASLACIÓN	1	VER NOTA 1	7.1	
4	POLIPASTO	1	VER NOTA 2	9	
5	TOR.CAB.HEX M12x1.75 Long. 35	8	CLASE 8.8		
6	TUERCA HEX. M12x 1.75	8	CLASE 8		
7	ARANDELA PLANA P/Ø12	8	F-24		

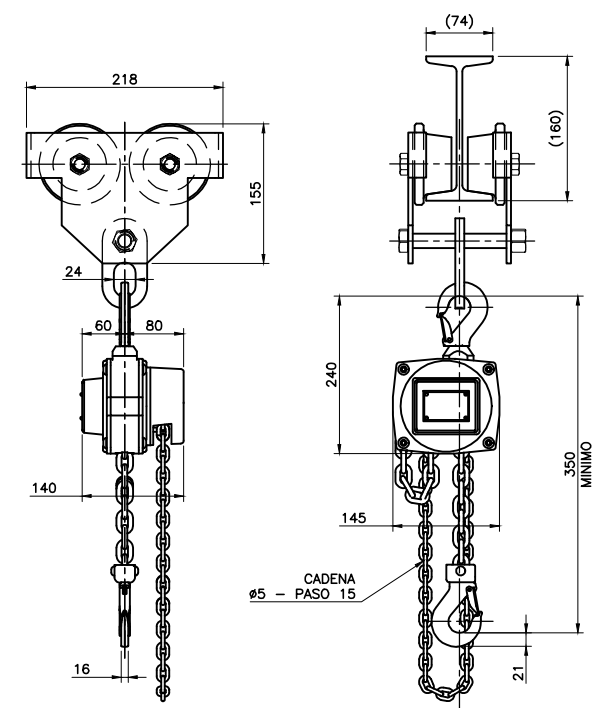
PESO TOTAL: 180 Kgs.



DETALLE PATA ANCLAJE
ESC: 1 : 3.2



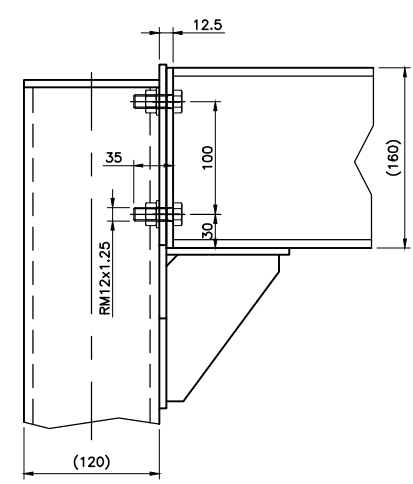
DETALLE CARRO TRASLACIÓN
ESC: 1 : 4



NOTAS

- CARRO TRASLACIÓN:
CARRO DE ROZAMIENTO
MARCA: TXK
MODELO: KW005A
CAPACIDAD: 500 Kgs
- EQUIPO DE ELEVACIÓN:
POLIPASTO MANUAL DE CADENA
MARCA: YALE
MODELO: VSIII 0.5/1 (UN RAMAL)
CAPACIDAD: 500 Kgs

DETALLE FIJACIÓN
ESC: 1 : 3.2



PLANOS DE REFERENCIA
E4-4-01 SUBCONJUNTO COMPONENTES SALA BANCO DE PRUEBAS PARA MCI

REV	EJEC	REVI.	APROBÓ	DESCRIPCIÓN
0	PAC	JCB	FMA	EMISIÓN FINAL
1	EJEC	REVI.	APROBÓ	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA
PROYECTO FINAL				TÍTULO SUBCONJUNTO SISTEMA DE IZAMIENTO BANCO DE ENSAYOS PARA MCI

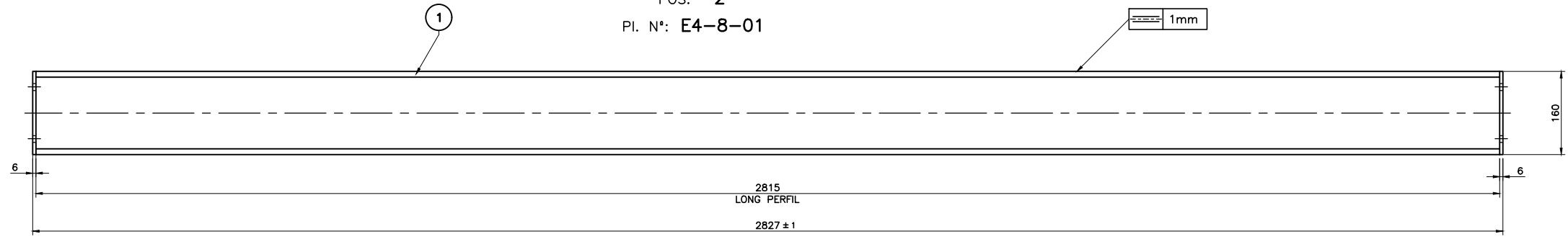
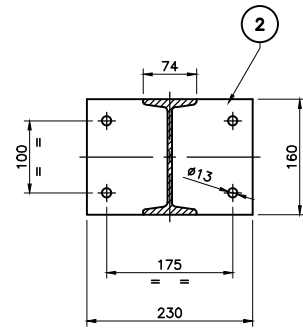
FECHA: 07/11/2021
E4-8-01 A1

RIEL HORIZONTAL

POS. 2

Pl. N°: E4-8-01

12.5/



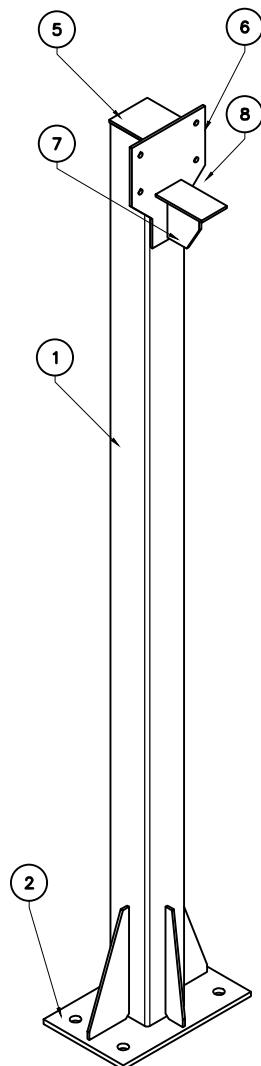
PESO TOTAL: 54 Kgs.

2	CHAPA Esp. 6.35 x 230 x 160	2	F-24	.	.
1	PERFIL IPN 160 Long. 2815	1	F-24	.	.
POS.	DENOMINACIÓN	CANT	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES

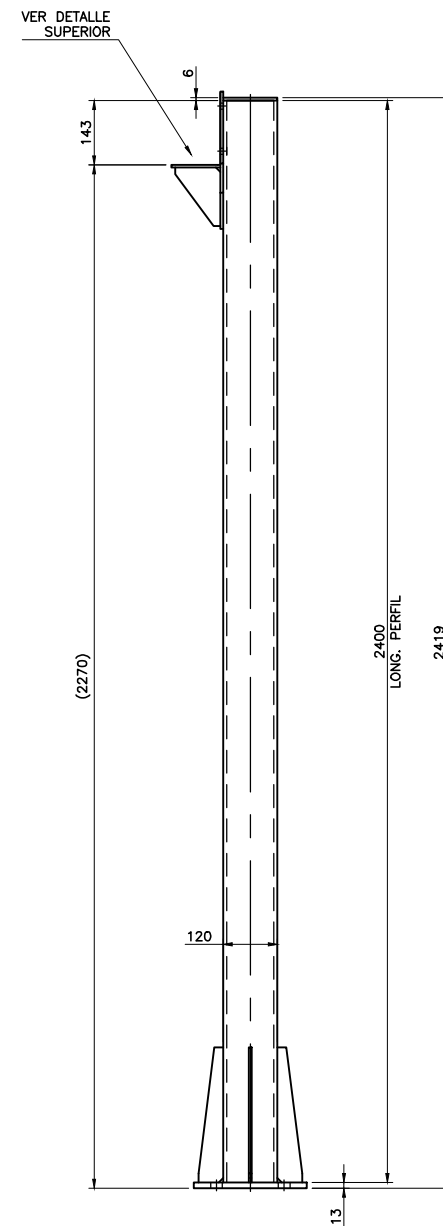
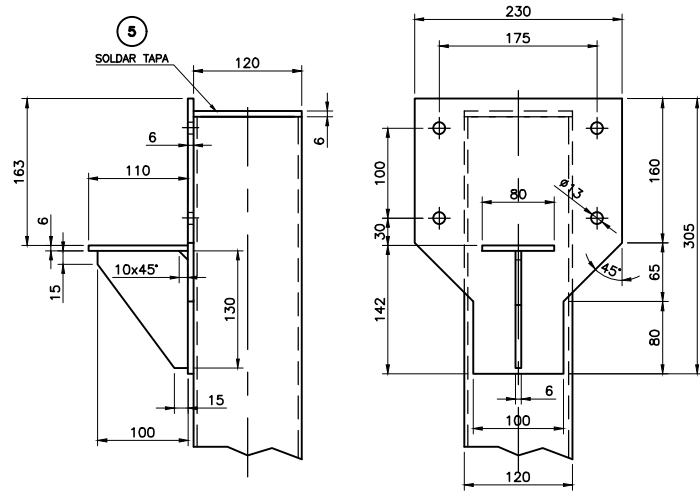
ESC: 1 : 5

DETALLE SUPERIOR
ESC: 1 : 4

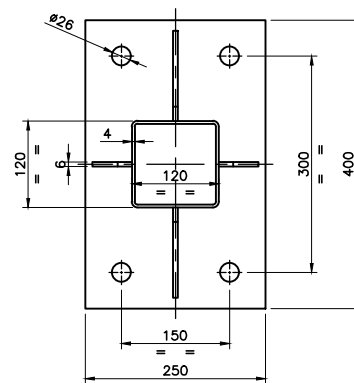
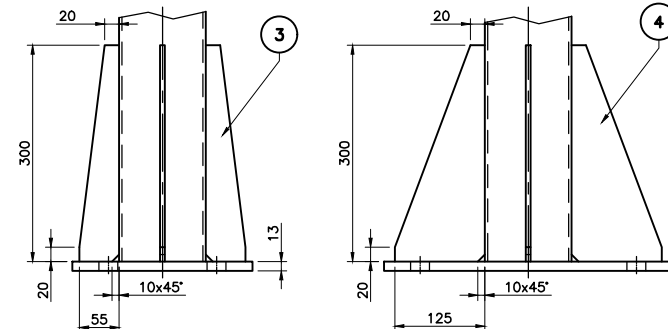
12.5/



COLUMNA
POS. 1
Pl. N°: E4-8-01



DETALLE INFERIOR
ESC: 1 : 5



PESO TOTAL: 53 Kgs.

8	CHAPA Esp. 6.35 x 80 x 110	1	F-24	.	.
7	CHAPA Esp. 6.35 x 100 x 130	1	F-24	.	.
6	CHAPA Esp. 6.35 x 305 x 230	1	F-24	.	.
5	CHAPA Esp. 6.35 x 120 x 120	1	F-24	.	.
4	CHAPA Esp. 6.35 x 125 x 300	2	F-24	.	.
3	CHAPA Esp. 6.35 x 55 x 300	2	F-24	.	.
2	CHAPA Esp. 12.7 x 400 x 250	1	F-24	.	.
1	PERFIL ESTRUCT. 120x120 Esp 4 Long. 2400	1	F-24	.	.
POS.	DENOMINACIÓN	CANT	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES

NOTAS:

- 1 - LAS CANTIDADES INDICADAS CORRESPONDEN PARA LA FABRICACIÓN DE UN CONJUNTO.
- 2 - ELIMINAR CANTOS VIVOS Y REBABAS. (1 x 45°)
- 3 - ELIMINAR SALPICADURAS Y ESCORIAS.
- 4 - LOS CORDONES DE SOLDADURA SERÁN CONTINUOS DE UN ESPESOR IGUAL A 0.7 DE LOS ESPESORES A UNIR. SALVO LO EXPRESAMENTE INDICADO EN EL PLANO.
- 5 - PINTAR CON DOS MANOS DE ANTIÓXIDO CROMATO DE ZINC

PLANOS DE REFERENCIA

E4-8-01 SUBCONJUNTO PÓRICO DE IZAJE
BANCO DE PRUEBAS PARA MCI

TOLERANCIAS P/MEDIDAS SIN INDICACIÓN ESPECÍFICA - mm. (DIN 7168)									
MEDIDAS DE:	>0,5	>3	>6	>30	>120	>400	>1000	>2000	>4000
mm.	A:	3	6	30	120	400	1000	2000	4000
MECANIZADO	+/-	+/-	+/-	+/-	+/-	+/-	+/-	+/-	+/-
TOLERANCIA	0,10	0,10	0,20	0,30	0,50	0,80	1,20	2	3

ESC: 1 : 8

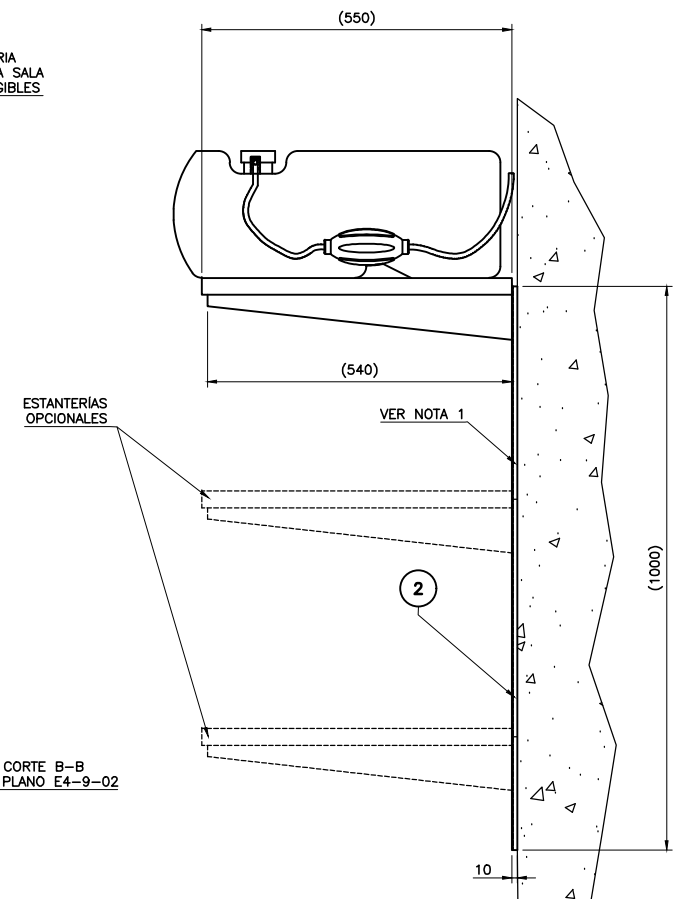
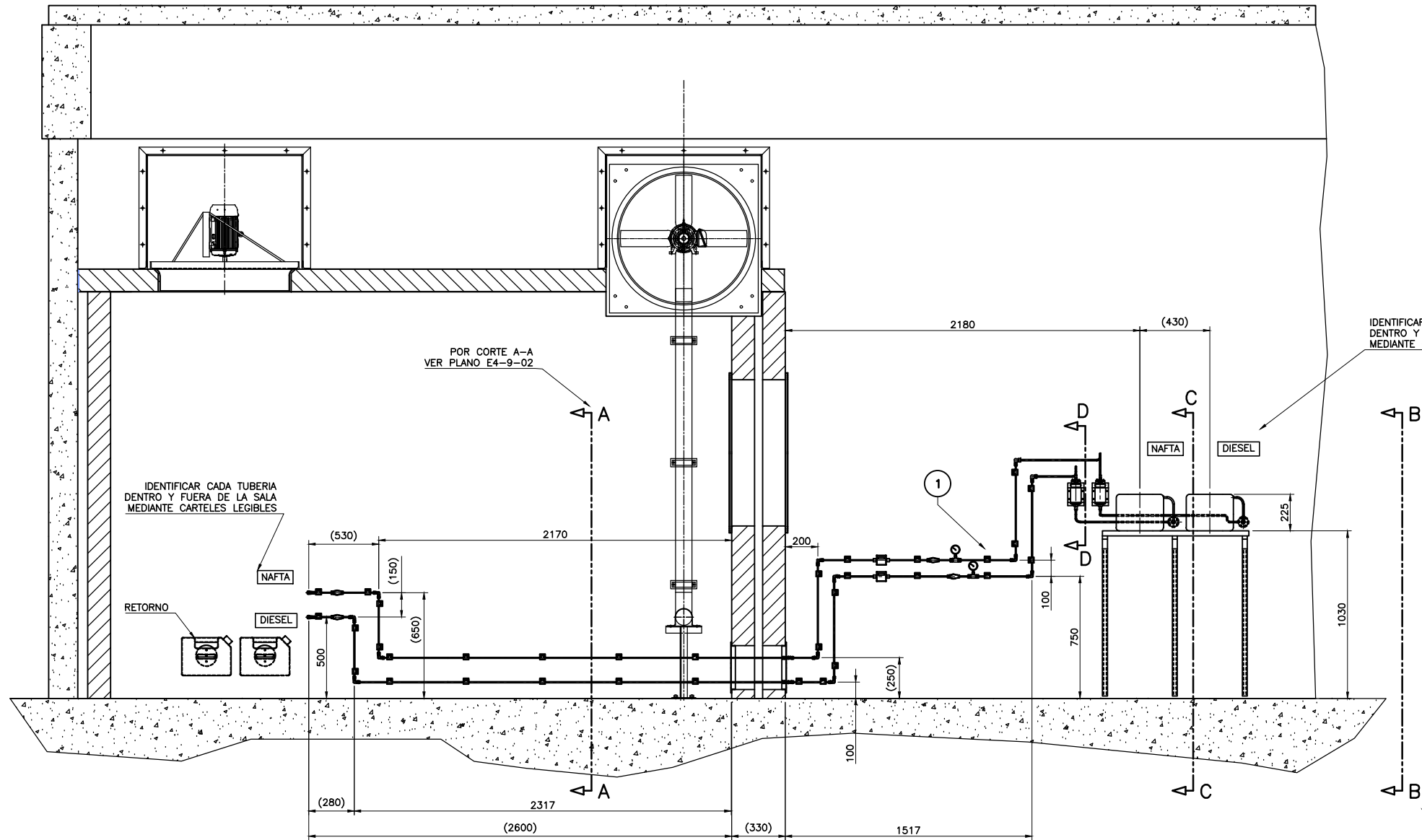
0	PDG	JCB	FMA	EMISIÓN FINAL
REV	EJEC	REVI.	APROBÓ	DESCRIPCIÓN
Escalas: Varios				UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA
PROYECTO FINAL	TÍTULO	DETALLES PÓRICO BANCO DE ENSAYOS PARA MCI		APROBÓ
				FECHA: 07/11/2021
				E4-8-02

POS.	DENOMINACIÓN	CANT.	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES
1	ISOMÉTRICO COMBUSTIBLE	1	VER PLANO	.	VER E4-9-03
2	ESTANTERÍA	1	VER NOTA 1	.	.
3	SOPORTE TUBO $\phi 1/4"$	20	VER NOTA 2	.	.
4	PAR MARCOS TAPAS	2	VER PLANO	2.5	VER E4-9-05
5	TORNILLOS M6x1 Long. 25	20	CLASE 8.8	.	C/TARUGO DE PARED
6	ARANDELA PLANA P/#6	20	F-24	.	.

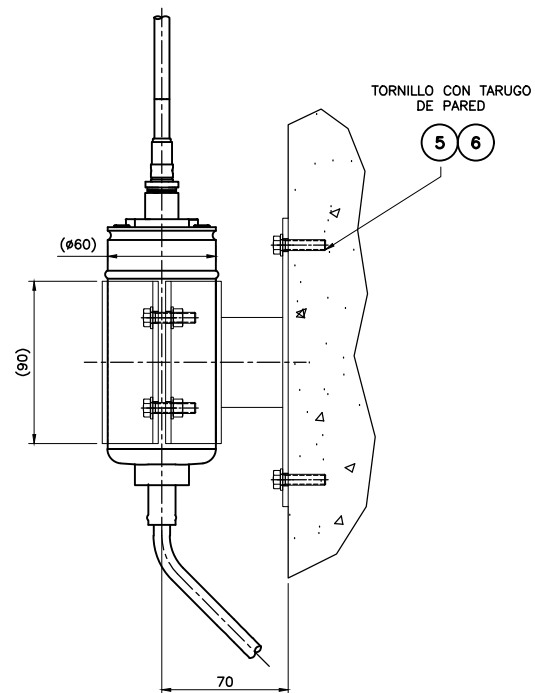
DOSIFICACIÓN DE COMBUSTIBLE

POS. 4
PI. N°: E4-1-01

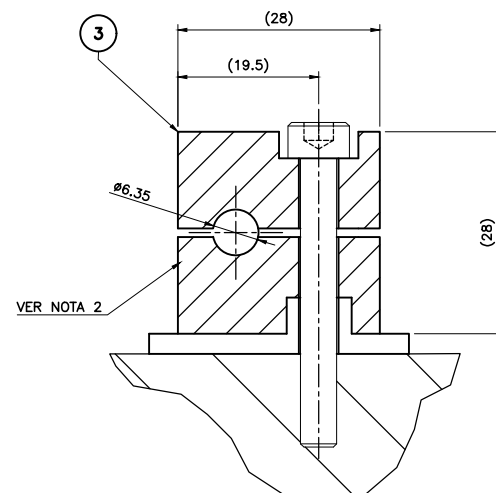
CORTE C-C
ESTANTERÍA



CORTE D-D
BOMBA DE COMBUSTIBLE



DETALLE SOPORTE TUBING



NOTAS:

1 - ESTANTERÍA (PROVEER CON TORNILLERIA PARA SU MONTAJE)

* RIEL PARA MÉNSULA C/DOBLE ENCASTRE Long. 1m (ACERO DE 1.8mm C/RECUBRIMIENTO EPOXI) - CANTIDAD: 3

* MÉNSULA PARA ENCASTRE DOBLE (ACERO DE 1.8mm C/RECUBRIMIENTO EPOXI). Long 540mm. CARGA MÁXIMA, 90kg - CANTIDAD: 3

* ESTANTE EN CHAPA PLEGADA Esp. 1.25 SUPERFICIE = 55cm x 90cm CANTIDAD: 1

2 - SOPORTERÍA

SOPORTE PARA TUBOS $\phi 1/4"$ OD. MATERIAL POLIPROPILENO (PARTIDO EN DOS MITADES CON BASE DE ACERO AL CARBONO)

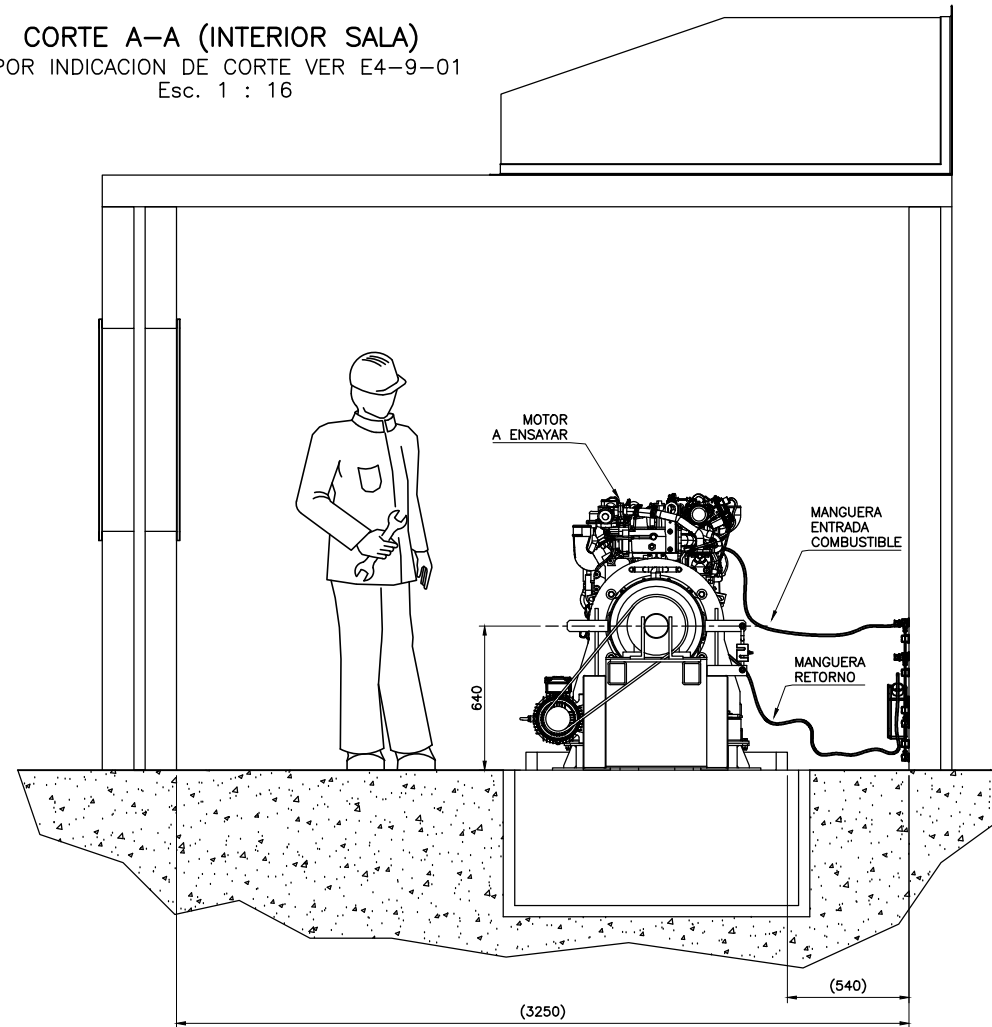
LA DISTRIBUCIÓN Y CANTIDAD DE SOPORTERÍA A DEFINIR EN MONTAJE (CANTIDAD ESTIMADA = 20)

PLANOS DE REFERENCIA

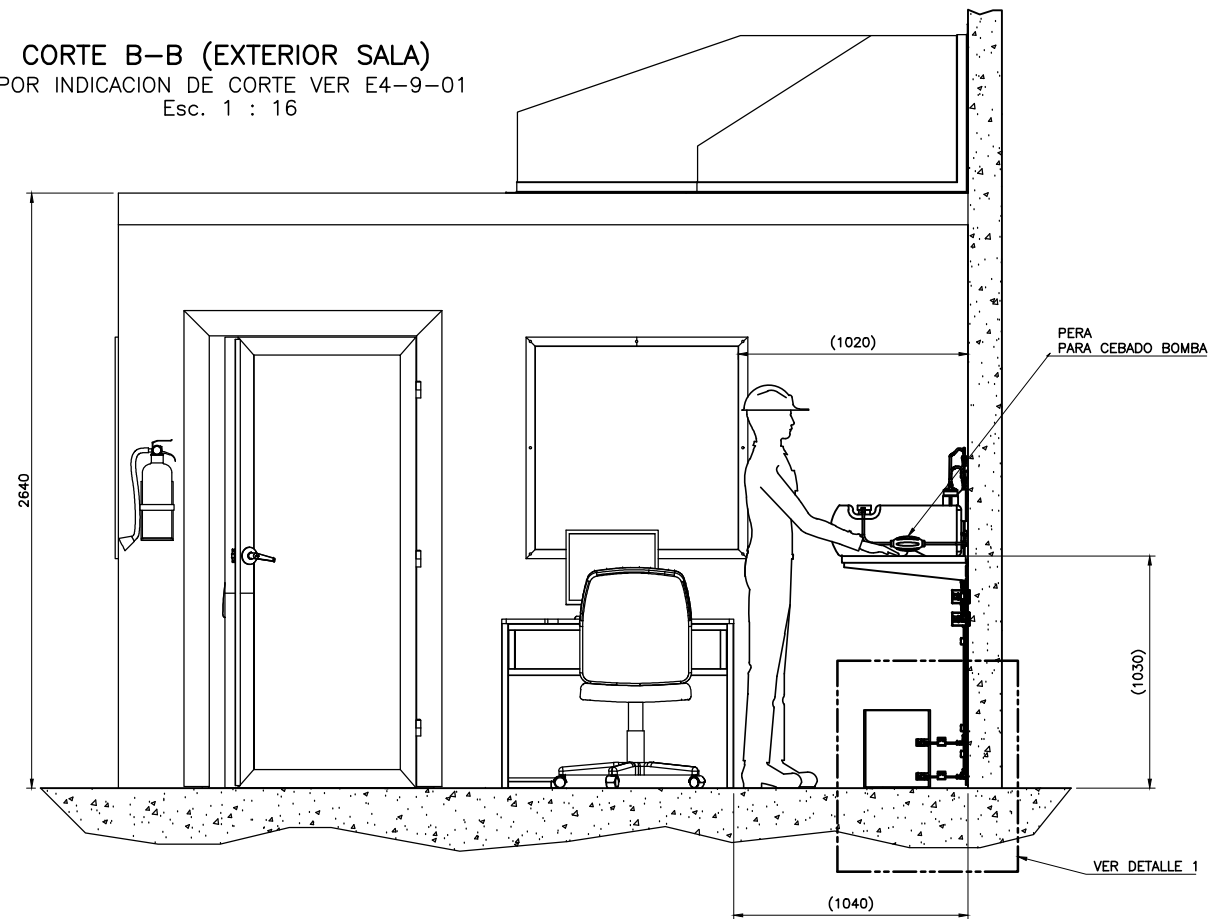
E4-1-01 CONJUNTO GENERAL BANCO DE PRUEBAS PARA MCI

REV.	EJEC.	REVI.	APROBÓ	DESCRIPCIÓN
0	DNR	JCB	FMA	EMISIÓN FINAL
<p>Escalas: 1: 16</p>				<p>UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA</p>
<p>PROYECTO FINAL</p>			<p>TÍTULO</p>	<p>FECHA: 07/11/2021</p>
<p>SUBCONJUNTO DOSIFICACIÓN COMBUSTIBLE BANCO DE ENSAYOS PARA MCI</p>				<p>E4-9-01</p>

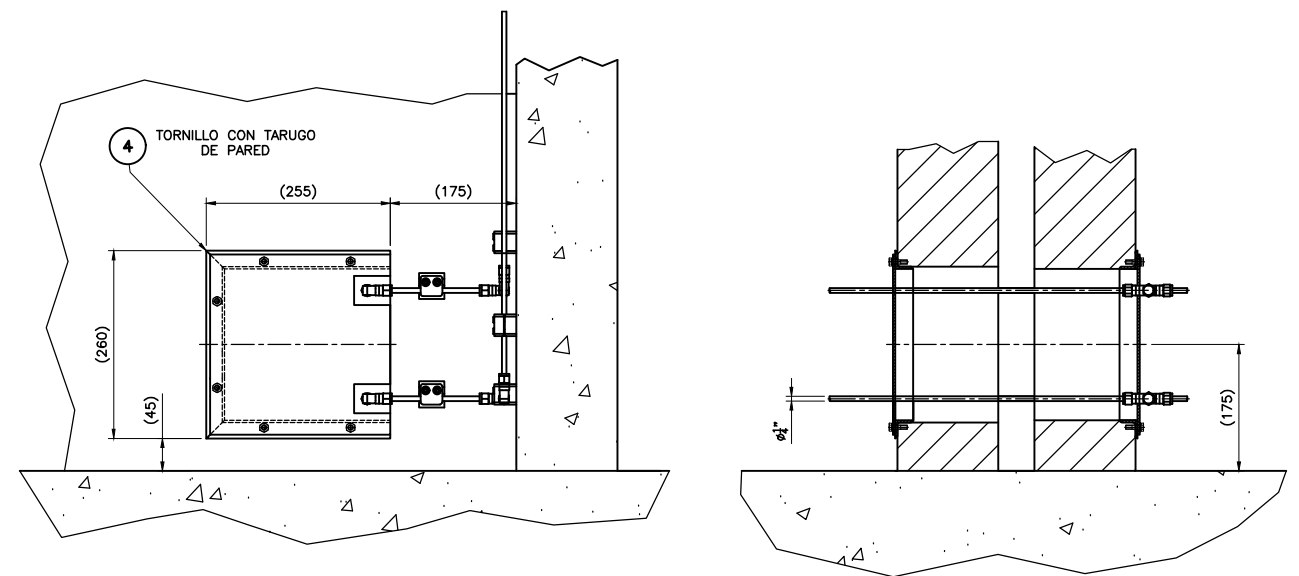
CORTE A-A (INTERIOR SALA)
 POR INDICACION DE CORTE VER E4-9-01
 Esc. 1 : 16



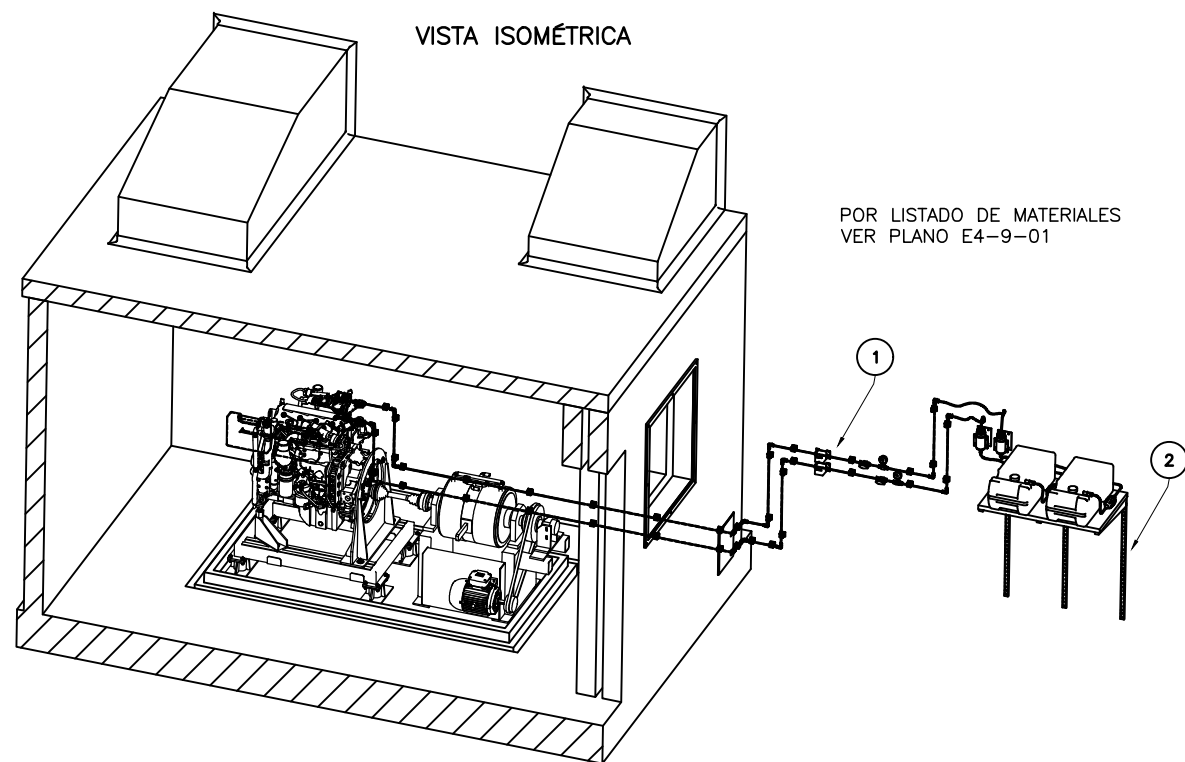
CORTE B-B (EXTERIOR SALA)
 POR INDICACION DE CORTE VER E4-9-01
 Esc. 1 : 16



DETALLE 1



VISTA ISOMÉTRICA

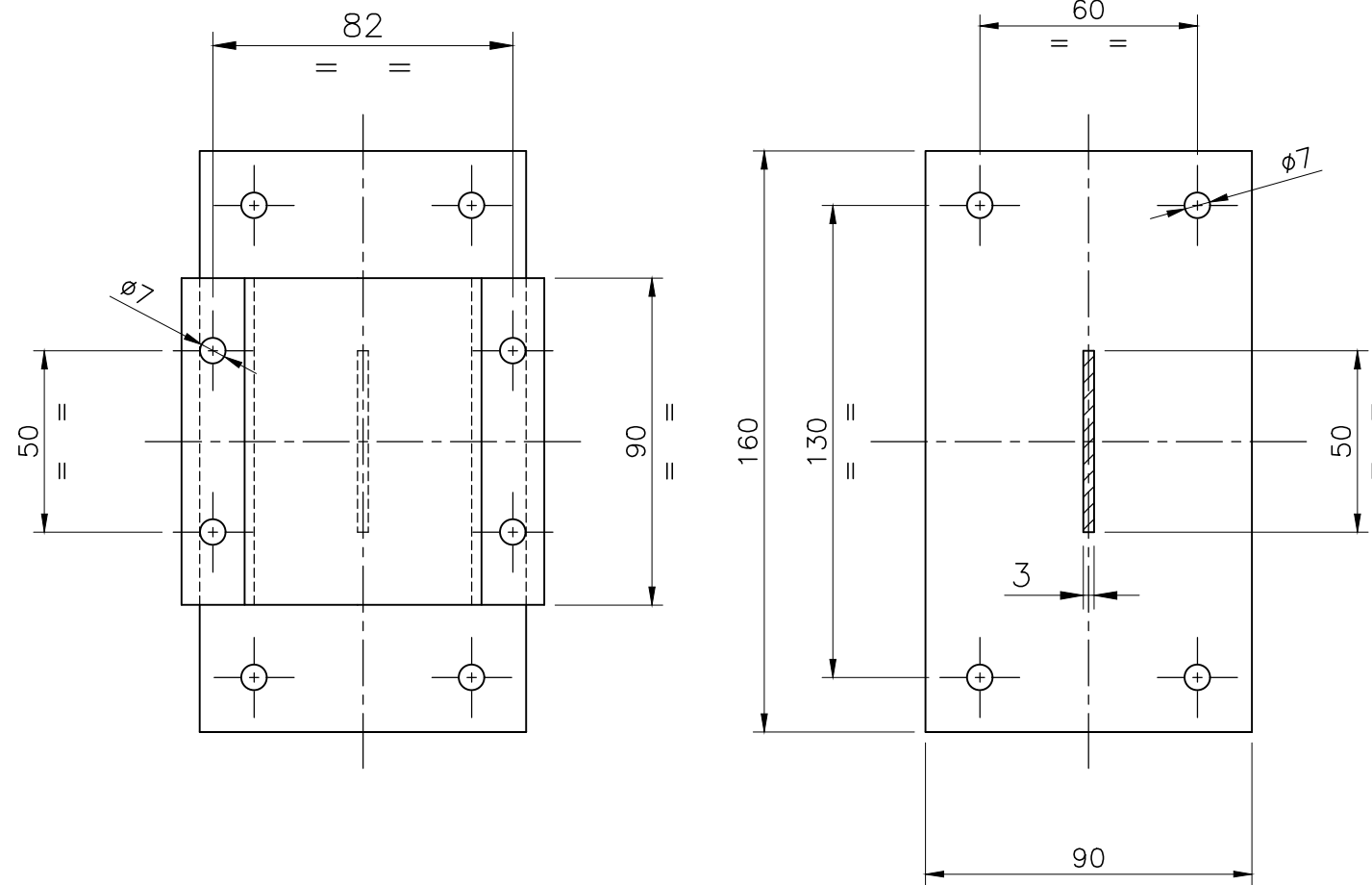


PLANOS DE REFERENCIA
 E4-9-01 SUBCONJUNTO DOSIFICACIÓN COMBUSTIBLE
 BANCO DE PRUEBAS PARA MCI

0	DNR	JCB	FMA	EMISIÓN FINAL	
REV	EJEC	REVI.	APROBÓ		DESCRIPCIÓN
Escalas:	1: 16				UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA
PROYECTO FINAL	TÍTULO	CORTES - DOSIFICACIÓN COMBUSTIBLE BANCO DE ENSAYOS PARA MCI			APROBÓ
				FECHA: 07/11/2021	E4-9-02

12.5/

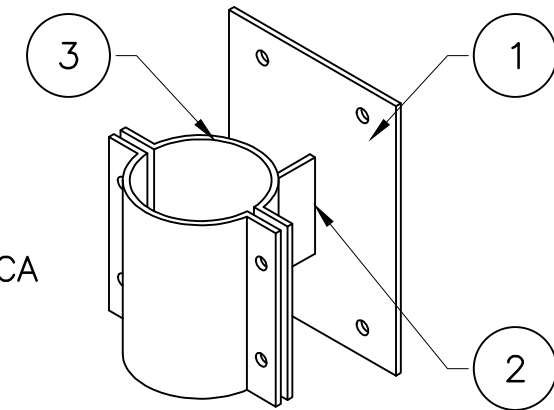
CORTE A-A



POS.	DENOMINACIÓN	CANT	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES
1	CHAPA 160 x 90 Esp. 3.2	1	F-24	.	.
2	CHAPA 50 x 34 Esp. 3.2	1	F-24	.	.
3	CHAPA 90 x 130 Esp. 3.2	2	F-24	.	.
4	TOR.CAB.HEX M6x1 Long. 25	4	CLASE 8.8	.	.
5	TUERCA HEX M6x1	4	CLASE 8	.	.
6	ARANDELA PLANA P/ø6	8	F-24	.	.

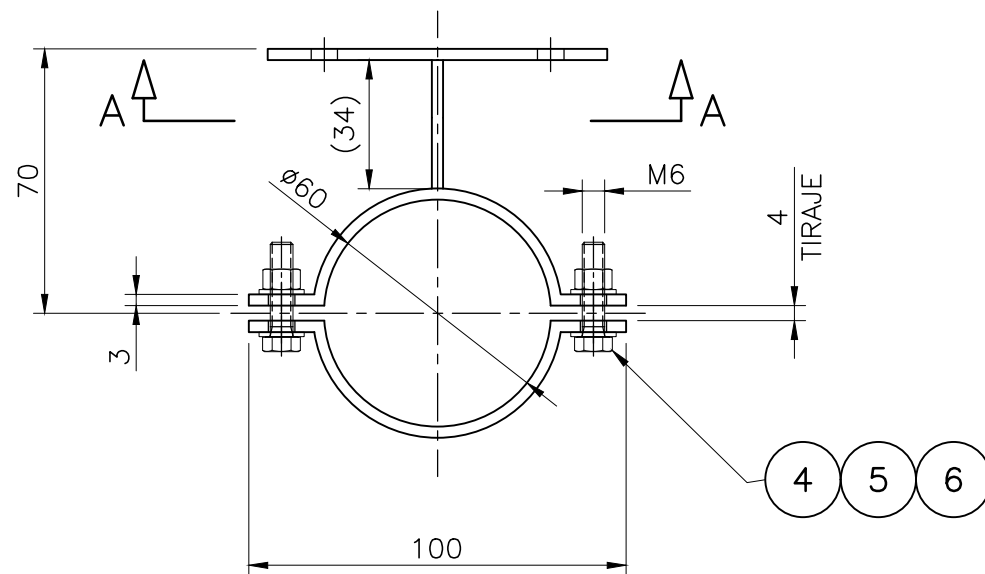
PESO TOTAL: 1 Kgs.

VISTA ISOMÉTRICA



NOTAS:

- 1 - LAS CANTIDADES INDICADAS CORRESPONDEN PARA LA FABRICACIÓN DE UN CONJUNTO.
- 2 - ELIMINAR CANTOS VIVOS Y REBABAS. (1 x 45°)
- 3 - ELIMINAR SALPICADURAS Y ESCORIAS.
- 4 - LOS CORDONES DE SOLDADURA SERÁN CONTINUOS DE UN ESPESOR IGUAL A 0.7 DE LOS ESPESORES A UNIR. SALVO LO EXPRESAMENTE INDICADO EN EL PLANO.
- 5 - PINTAR CON DOS MANOS DE ANTIÓXIDO CROMATO DE ZINC



SOPORTE BOMBA

POS. 4
PI. N°: E4-9-03

PLANOS DE REFERENCIA

E4-9-01 SUBCONJUNTO DOSIFICACIÓN COMBUSTIBLE
BANCO DE PRUEBAS PARA MCI

TOLERANCIAS P/MEDIDAS SIN INDICACIÓN ESPECÍFICA - mm. (DIN 7168)

MEDIDAS DE: mm.	>0,5 A:	>3 3	>6 6	>30 30	>120 120	>400 400	>1000 1000	>2000 2000	>4000 4000	>8000 8000
MECANIZADO	+/-	+/-	+/-	+/-	+/-	+/-	+/-	+/-	+/-	+/-
TOLERANCIA	0,10	0,10	0,20	0,30	0,50	0,80	1,20	2	3	3

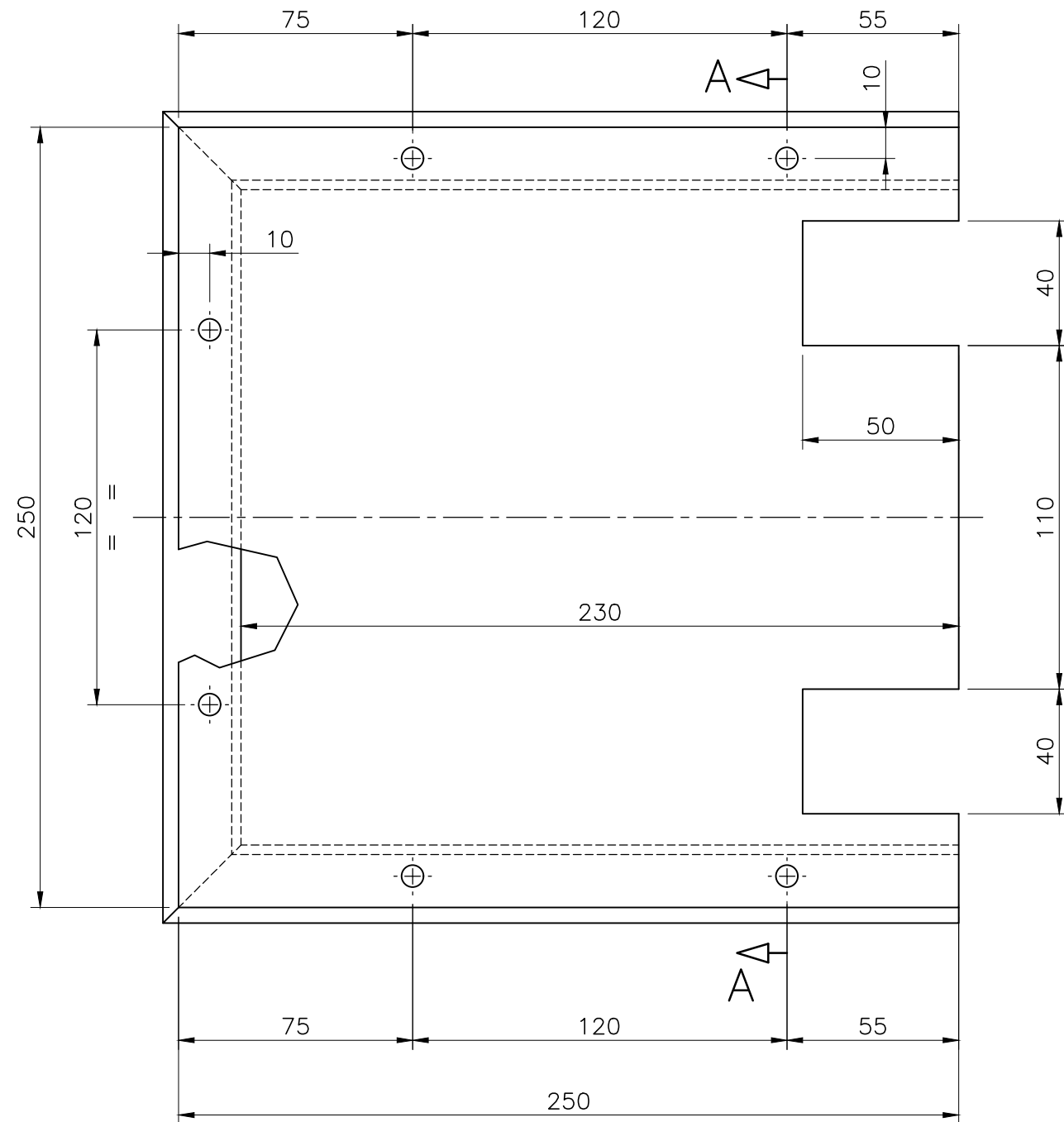
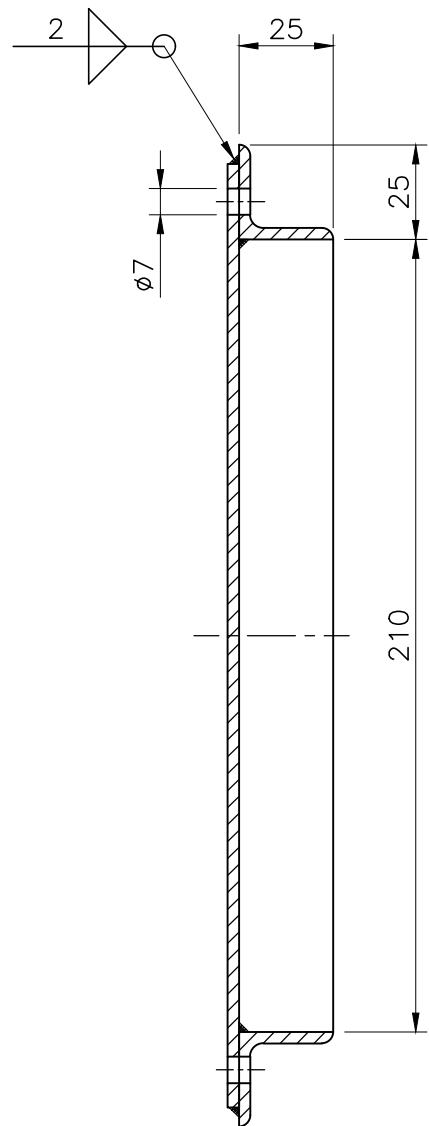
REV	EJEC	REVI.	APROBÓ	DESCRIPCIÓN
0	PAC	JCB	FMA	EMISIÓN FINAL
Escalas: 1: 2				UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA
PROYECTO FINAL				TÍTULO SOPORTE BOMBA COMBUSTIBLE BANCO DE ENSAYOS PARA MCI
				APROBÓ
				FECHA: 07/11/2021
				E4-9-04
				A3

12.5/

POS.	DENOMINACIÓN	CANT	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES
1	PERFIL L 25.4 Esp, 3.2	1	F-24	.	.
2	CHAPA 250 x 250 Esp 3.2	1	F-24	.	SEMILLA DE MELÓN

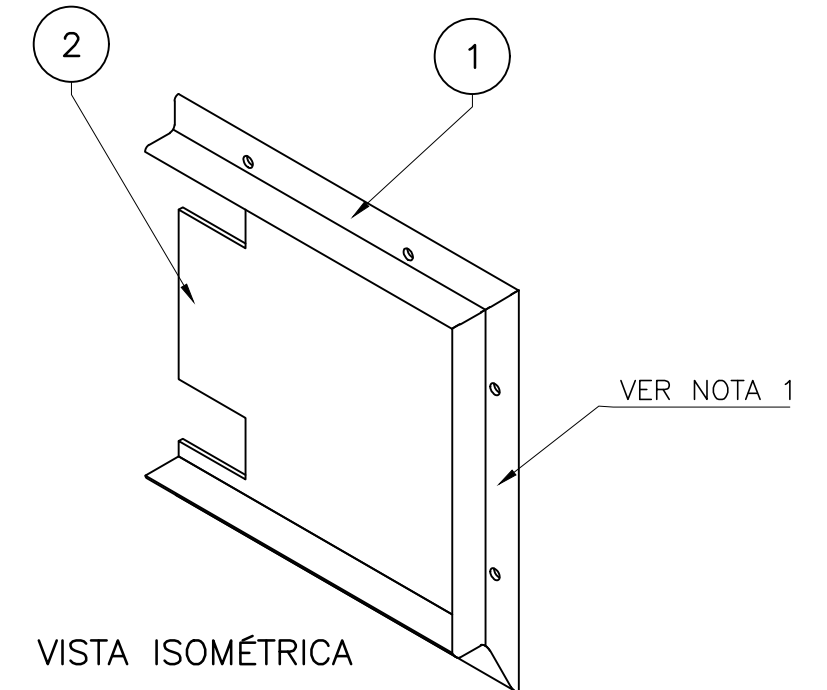
PESO TOTAL: 2.5 Kgs.

CORTE A-A



PAR MARCOS TAPAS

POS. 4
PI. N°: E4-9-01



VISTA ISOMÉTRICA

PLANOS DE REFERENCIA

E4-9-01 SUBCONJUNTO DOSIFICACIÓN COMBUSTIBLE
BANCO DE PRUEBAS PARA MCI

TOLERANCIAS P/MEDIDAS SIN INDICACIÓN ESPECÍFICA - mm. (DIN 7168)									
MEDIDAS DE:	>0,5	>3	>6	>30	>120	>400	>1000	>2000	>4000
mm. A:	3	6	30	120	400	1000	2000	4000	8000
MECANIZADO	+/-	+/-	+/-	+/-	+/-	+/-	+/-	+/-	+/-
TOLERANCIA	0,10	0,10	0,20	0,30	0,50	0,80	1,20	2	3

NOTAS:

- 1 - CONSTRUIR 2 MARCOS FABRICADOS A ESPEJO
- 2 - ELIMINAR CANTOS VIVOS Y REBABAS. (1 x 45°)
- 3 - ELIMINAR SALPICADURAS Y ESCORIAS.
- 4 - LOS CORDONES DE SOLDADURA SERÁN CONTINUOS DE UN ESPESOR IGUAL A 0.7 DE LOS ESPESORES A UNIR. SALVO LO EXPRESAMENTE INDICADO EN EL PLANO.
- 5 - PINTAR CON DOS MANOS DE ANTIÓXIDO CROMATO DE ZINC

REV	EJEC	REVI.	APROBÓ	DESCRIPCIÓN
0	DNR	JCB	FMA	EMISIÓN FINAL
Escalas: 1: 2				UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA
PROYECTO FINAL				TÍTULO MARCO TAPA PROTECCIÓN BANCO DE ENSAYOS PARA MCI
				APROBÓ
				FECHA: 07/11/2021
				E4-9-05
				A3

POS.	DENOMINACIÓN	CANT.	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES
1	TANQUE COMBUSTIBLE NAUTICO CAPACIDAD: 12 Lts 41x26x20 cm C/CONECTOR COMBUSTIBLE TIPO ENCHUFE (MACHO)	2	COMERCIAL	.	.
2	MANGUERA #int 3/8" C/PERA CEBADO Long. 1500 EXT. CONECTOR COMBUST. TIPO ENCHUFE (HEMBRA) EXT. LIBRE	2	GOMA P/COMBUSTIBLE	.	.
3	BOMBA DE COMBUSTIBLE	2	VER NOTA 1	.	.
4	SOPORTE BOMBA	2	VER PLANO	2	VER PL. E4-9-04
5	MANGUERA #int 3/8" Long. 600	2	GOMA P/COMBUST.	.	.
6	CODO MACHO A 90° - #1/4" ENTRADA TUBO #1/4" SALIDA MACHO #1/4" NPT	4	AISI 316	.	.
7	RACORD DE BAJA NPT (ADAPTADOR) ROSCA MACHO NPT, #1/4" P/MANGUERA #3/8"	4	AISI 316	.	.
8	TUBO #1/4" Esp. 0.41mm - Long. 8000	1	AISI 316	.	.
9	CODO DE UNION A 90° P/ TUBO #1/4"	14	AISI 316	.	.
10	MANÓMETRO C/MACHO #1/4 NPT	2	VER NOTA 2	.	.
11	TEE #1/4" C/ HEMBRA CENTRAL (#1/4" NPT)	2	AISI 316	.	.
12	VALVULA AGUJA PARA TUBO #1/4"	4	AISI 316	.	.
13	CAUDALÍMETRO	2	VER NOTA 3	.	.
14	MANGUERA #int 3/8" Long. 1600	2	GOMA P/COMBUST.	.	.
15	BIDON DE COMBUSTIBLE CHATO CAPACIDAD: 5 Lts 30,5x23,5x8 cm C/SOPORTE APTO PARA FIJAR SOBRE PARED	2	COMERCIAL	.	.
16	ABRAZADERA P/ MAGUERA #1 3/8"	7	AISI 316	.	.

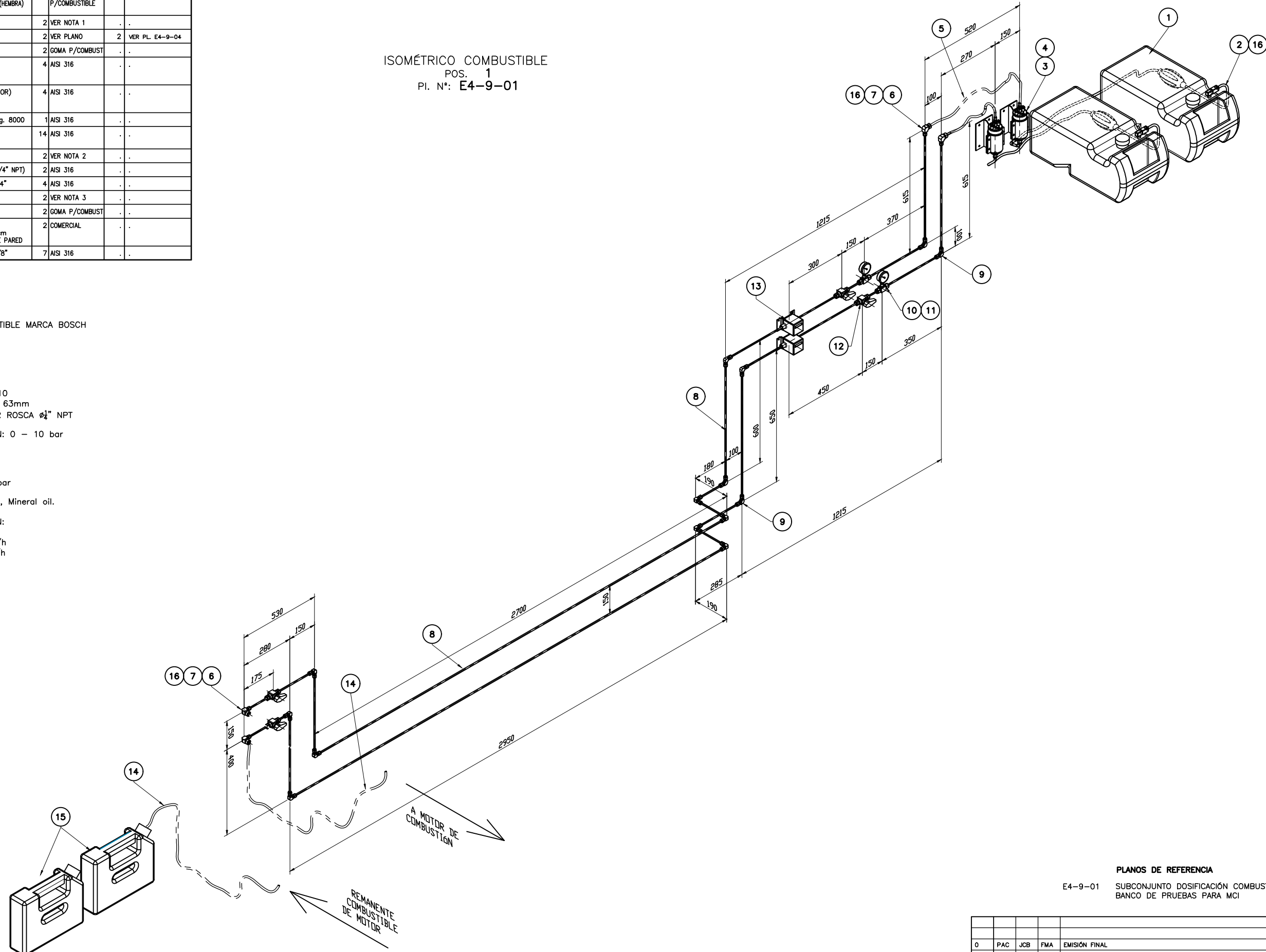
NOTAS:

1 - BOMBA
BOMBA DE COMBUSTIBLE MARCA BOSCH
MODELO: FP200
CAUDAL: 200 l/h
PRESIÓN: 5/8 bar

2 - MANÓMETRO
MARCA: BEYCA
MODELO: MM2-44/10
DIÁMETRO NOMINAL: 63mm
CONEXION: INFERIOR ROSCA $\frac{1}{4}$ " NPT
MATERIAL: AISI 304
RANGO DE MEDICIÓN: 0 - 10 bar

3 - CAUDALÍMETRO
MARCA: FUEL VIEW
MODELO: DFM-250
PRESIÓN: 2 - 25 bar
MATERIAL: ALUMINIO
FLUIDO: Diesel, Fuel, Mineral oil.
DIÁMETRO: 6mm
RANGO DE MEDICIÓN:
MIN = 5 l/h
NOR = 125 l/h
MAX = 250 l/h

ISOMÉTRICO COMBUSTIBLE
POS. 1
PI. N°: E4-9-01



PLANOS DE REFERENCIA
E4-9-01 SUBCONJUNTO DOSIFICACIÓN COMBUSTIBLE
BANCO DE PRUEBAS PARA MCI

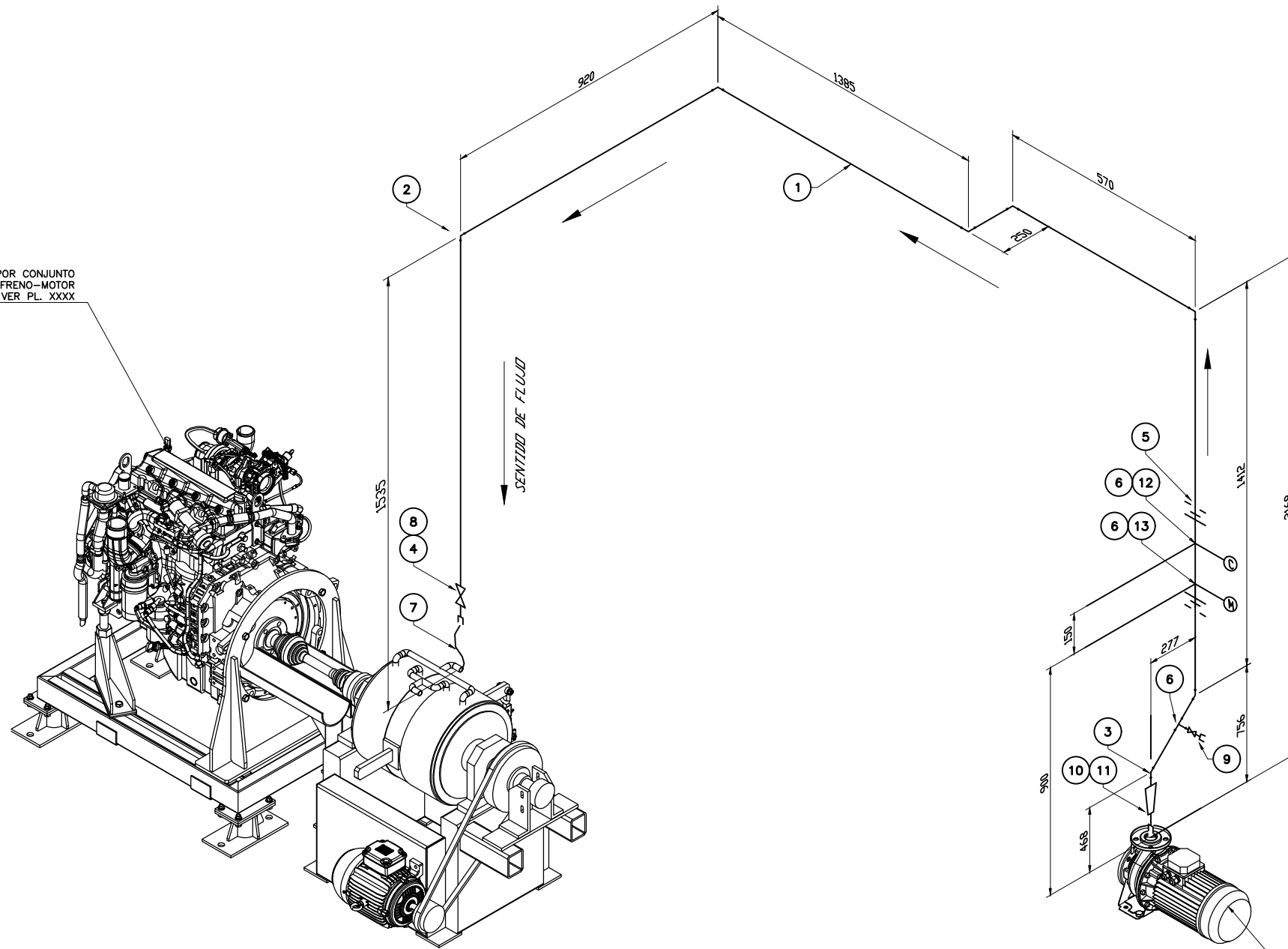
REV.	EJEC.	REVI.	APROBÓ	DESCRIPCIÓN
0	PAC	JCB	FMA	EMISIÓN FINAL
Escalas: S/E				UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA
PROYECTO FINAL				TÍTULO ISOMÉTRICO COMBUSTIBLE BANCO DE ENSAYOS PARA MCI
				APROBÓ
				FECHA: 07/11/2021
				E4-9-03

ISOMETRICO DE DESCARGA

POS. 2

Pl. N°: XXXX

POR CONJUNTO FRENO-MOTOR VER PL. XXXX



POR BOMBA DE ALIMENTACION VER PL. XXXX

	DENOMINACION	CANT	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES
1	TUBO #40 Long. XXXX	1	VER NOTA 1	.	MARCA ACQUA SYSTEM
2	CODO A 90°	5	VER NOTA 2	.	
3	CODO A 45°	2	VER NOTA 3	.	
4	VALVULA ESFERICA CON MANIJA	2	VER NOTA 4	.	
5	BRIDA	5	VER NOTA 5	.	
6	TEE	3	VER NOTA 6	.	
7	FLEXIBLE	1	VER NOTA 7	.	
8	TUBO ACOPLE MACHO #40	1	VER NOTA 8	.	
9	TUBO ACOPLE HEMBRA #40	1	VER NOTA 9	.	
10	BUJE DE REDUCCION 40 A 32	1	VER NOTA 10	.	
11	TUBO ACOPLE HEMBRA 32 A #3/4"	1	VER NOTA 11	.	
12	CAUDALIMETRO	1	VER NOTA 12	.	
13	MANOMETRO	1	VER NOTA 13	.	

NOTAS:

TUBERIA Y ACCESORIOS:

1- TUBO øe 40, øi 26.6
MARCA: AQUA SYSTEM
MODELO: PN25
COD: 08100040000

2- CODO A 90° ø40
MARCA: AQUA SYSTEM
COD: 08090090040

3- CODO A 45° ø40
MARCA: AQUA SYSTEM
COD: 08090045040

4- VALVULA ESFERICA CON MANIJA ø40
MARCA: AQUA SYSTEM
COD: 08163040000

5- UNION DOBLE CON BRIDA ø40
MARCA: AQUA SYSTEM
COD: 08331040040

6- TE NORMAL ø40
COD: AQUA SYSTEM
COD: 08130040000

7- FLEXIBLE
ROSCA HEMBRA ENTRADA: ø1 1/4"
ROSCA HEMBRA SALIDA: ø1 1/4"

8- TUBO ACOPLE MACHO ø40 x ø1 1/4"
MARCA: AQUA SYSTEM
COD: 08272040032

9- TUBO ACOPLE MACHO ø40 x ø1 1/4"
MARCA: AQUA SYSTEM
COD: 08271040032

10- BUJE DE REDUCCION DE 40 A 32
MARCA: AQUA SYSTEM
COD: 08241040032

11- TUBO ACOPLE HEMBRA 32 A ø3/4"
MARCA: AQUA SYSTEM
COD: 08271032019

SENSORES:

12- VE-PRODUCTS
modelo YA10 a turbina
P MAX: 21 BAR
CAUDAL: 10 A 150 L/MIN
DIAM ROSCA: 1"

13- Marca: BEYCA
Modelo: MM2-44/10
10 KG/CM2
Caja y aro de Acero

VERSION PRESENTADA
Y APROBADA
FEBRERO 2020

REQUERIMIENTOS P/PIEZAS MECANIZADAS		REQUERIMIENTOS P/CONSTRUCCIONES SOLDADAS	
Variaciones para dimensiones sin tolerancias		Variaciones para dimensiones sin tolerancias	
Mas de	6 30 120 400 1000 2000	Mas de	30 315 1000 2000 4000 8000
Hasta	6 30 120 400 1000 2000 4000	Hasta	30 315 1000 2000 4000 8000 12000
	±0.1 ±0.2 ±0.3 ±0.5 ±0.8 ±1.2 ±2.0		±1 ±2 ±3 ±4 ±6 ±8 ±10
Longitud lado mas corto		Longitud lado mas corto	
Mas de	10 50 120 400	Mas de	315 1000
Hasta	10 50 120 400	Hasta	315 1000
	±1* ±3* ±5* ±10* ±15*		±1.5mm/m ±3mm/m ±6mm/m
Rugosidad	v vv vvv vvvv	Simbologia de soldadura: AWS	
Superf(Ra)(µm)	12.5 3.2 0.8 0.1	Filetes sin acotar 1x Esp. Min.	
Eliminar cantos vivos		Eliminar tensiones antes de mecanizar	

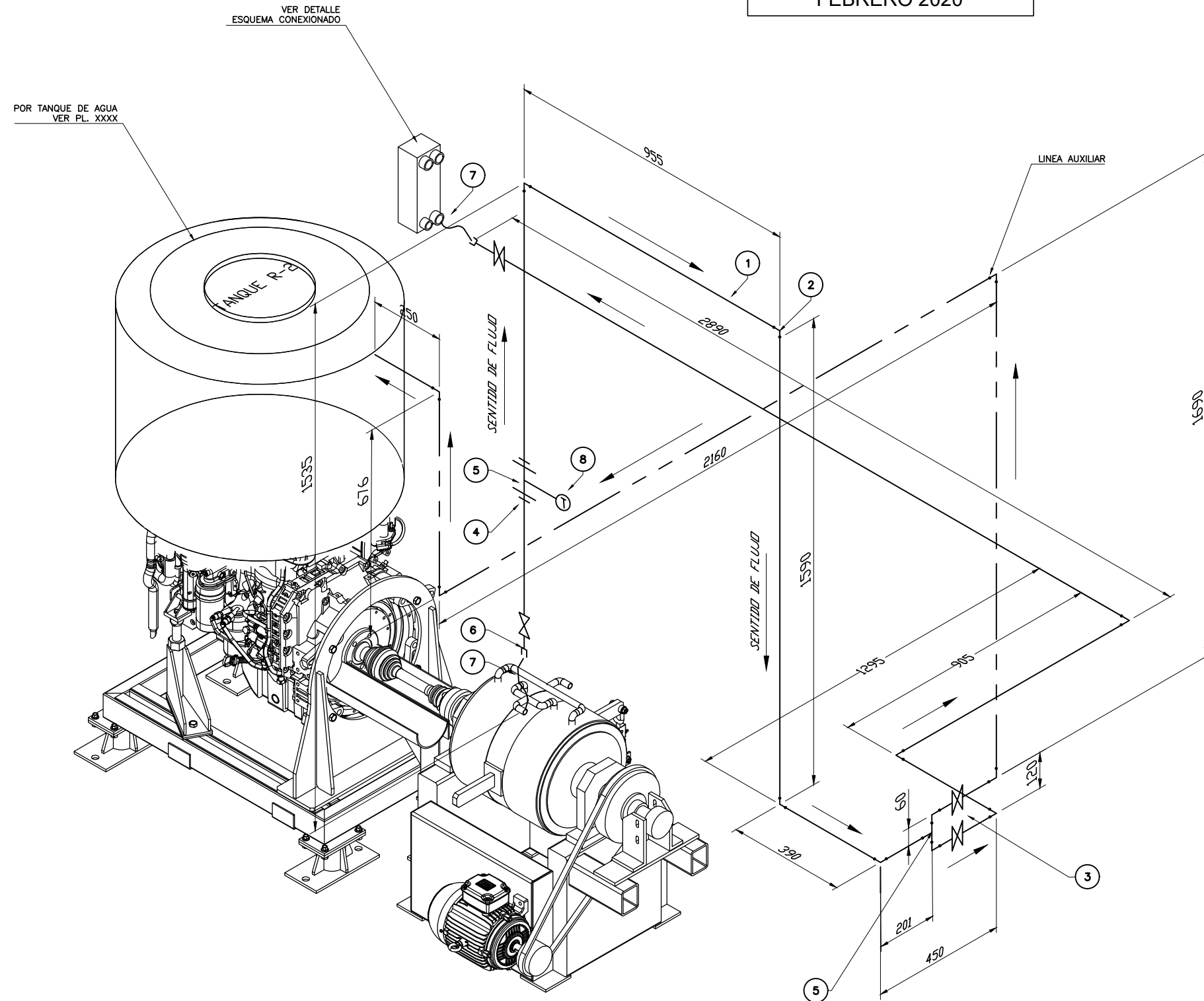
0	SES	.	.	EMISION FINAL
REV	EJEC	REVI.	APROBO	DESCRIPCION
Escalas:	S/E	UNIVERSIDAD TECNOLOGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA		APROBO
PROYECTO FINAL	TITULO	REFRIGERACION - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI DESCARGA		FECHA: 20/02/20 E4-10-03

ISOMETRICO SAL FRENO – ENT INTERCAMBIADOR

POS. 3

PL. N°: XXXX

VERSION PRESENTADA
Y APROBADA
FEBRERO 2020



	DENOMINACION	CANT	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES
1	TUBO #40 Long. XXXX	1	VER NOTA 1	.	MARCA ACQUA SYSTEM
2	CODO A 90°	13	VER NOTA 2	.	
3	VALVULA ESFERICA CON MANIJA	4	VER NOTA 3	.	
4	BRIDA # 40	2	VER NOTA 4	.	
5	TE NORMAL #40	2	VER NOTA 5	.	
6	TUBO ACOPLE MACHO #40	1	VER NOTA 6	.	
7	FLEXIBLE #1 1/4" x #1 1/4"	2	VER NOTA 7	.	
8	SENSOR DE TEMPERATURA	1	VER NOTA 8	.	

NOTAS:

TUBERIA Y ACCESORIOS:

1- TUBO øe 40, øi 26.6
MARCA: AQUA SYSTEM
MODELO: PN25
COD: 08100040000

2- CODO A 90° #40
MARCA: AQUA SYSTEM
COD: 08090090040

3- VALVULA ESFERICA CON MANIJA ø40
MARCA: AQUA SYSTEM
COD: 08163040000

4- UNION DOBLE CON BRIDA ø40
MARCA: AQUA SYSTEM
COD: 08331040040

5- TE NORMAL #40
COD: AQUA SYSTEM
COD: 08130040000

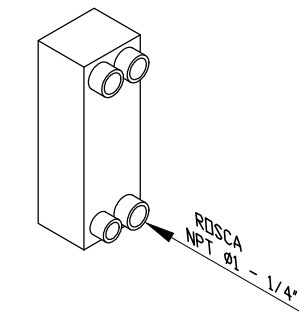
6- TUBO ACOPLE MACHO ø40 x ø1 1/4"
MARCA: AQUA SYSTEM
COD: 08272040032

7- FLEXIBLE
ROSCA HEMBRA ENTRADA: ø1 1/4"
ROSCA HEMBRA SALIDA: ø1 1/4"

SENSORES:

8- SENSOR DE TEMPERATURA
MARCA: FISPA
MOD: 770082942
RANGO: 0-200° (+/- 1°)

ESQUEMA CONEXIONADO
INTERCAMBIADOR DE PLACAS



REQUERIMIENTOS P/PIEZAS MECANIZADAS	
Variaciones para dimensiones sin tolerancias	
Longitud	Mas de 6 30 120 400 1000 2000
Hasta	6 30 120 400 1000 2000 4000
Acabado	h3 h2 h1 h0
Longitud lado mas corto	
Mas de	10 50 120 400
Hasta	10 50 120 400
Acabado	h3 h2 h1 h0
Rugosidad	∇ ∇∇ ∇∇∇ ∇∇∇∇
superf(Ra(µm))	12.5 3.2 0.8 0.1
Eliminar cantos vivos	
REQUERIMIENTOS P/CONSTRUCCIONES SOLDADAS	
Variaciones para dimensiones sin tolerancias	
Longitud	Mas de 30 315 1000 2000 4000 8000
Hasta	30 315 1000 2000 4000 8000 12000
Acabado	h3 h2 h1 h0
Longitud lado mas corto	
Mas de	315 1000
Hasta	315 1000
Acabado	h3 h2 h1 h0
Simbología de soldadura: AWS	
Filetes sin acotar 1 x Esp. Min.	
Eliminar tensiones antes de mecanizar	

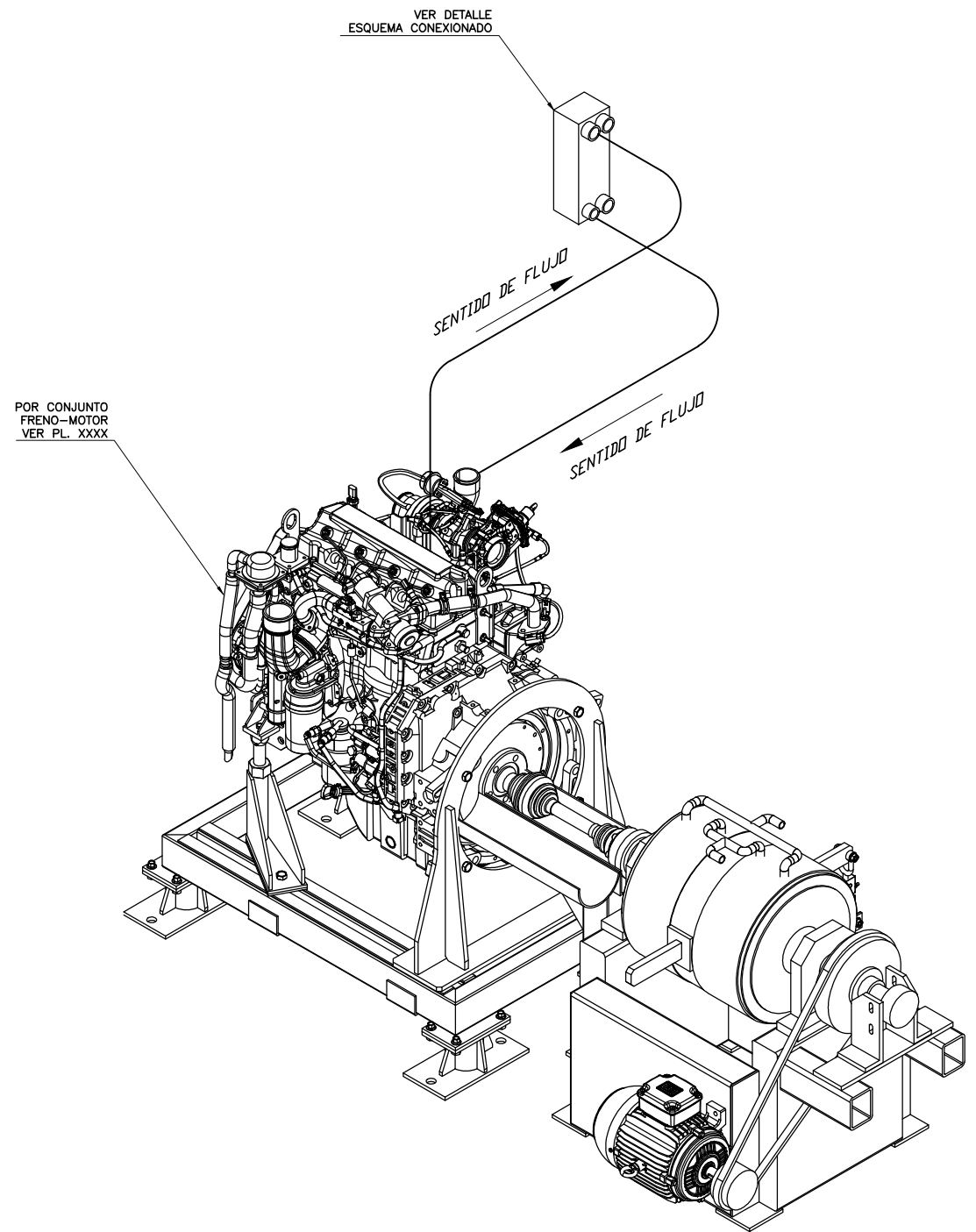
REV	EJEC	REVI.	APROBO	DESCRIPCION
0	SES	.	.	EMISION FINAL
Escalas:	S/E	1:1		UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA
PROYECTO FINAL	TITULO	REFRIGERACION – BANCO DE ENSAYOS PARA MCI ENTRADA INTERCAMBIADOR	FECHA: 20/02/20	APROBO
			E4-10-04	A1

ISOMETRICO REFRIGERACION MOTOR
 POS. 4
 Pl. N°: XXXX

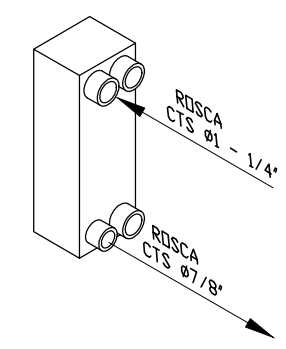
VERSION PRESENTADA
 Y APROBADA
 FEBRERO 2020

	DENOMINACION	CANT	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES
1	FLEXIBLE ENTRADA	1			VER NOTA 1
2	FLEXIBLE SALIDA	1	COMERCIAL		VER NOTA 2
3	MANGUERA ø25 Long. 1 mt	2			VER NOTA 3

NOTAS:
ACCESORIOS:
 1-FLEXIBLE
 ROSCA HEMBRA ENTRADA: CTS ø1 1/4"
 ROSCA HEMBRA SALIDA: ø1"
 2-FLEXIBLE
 ROSCA HEMBRA ENTRADA: CTS ø7/8"
 ROSCA HEMBRA SALIDA: ø1"
 3-MANGUERA ø25:
 Manguera de Silicona Marca GT HOSE.
 reforzada con 6 telas de poliester
 PRESION MAX: 145 psi



ESQUEMA CONEXIONADO
 INTERCAMBIADOR DE PLACAS



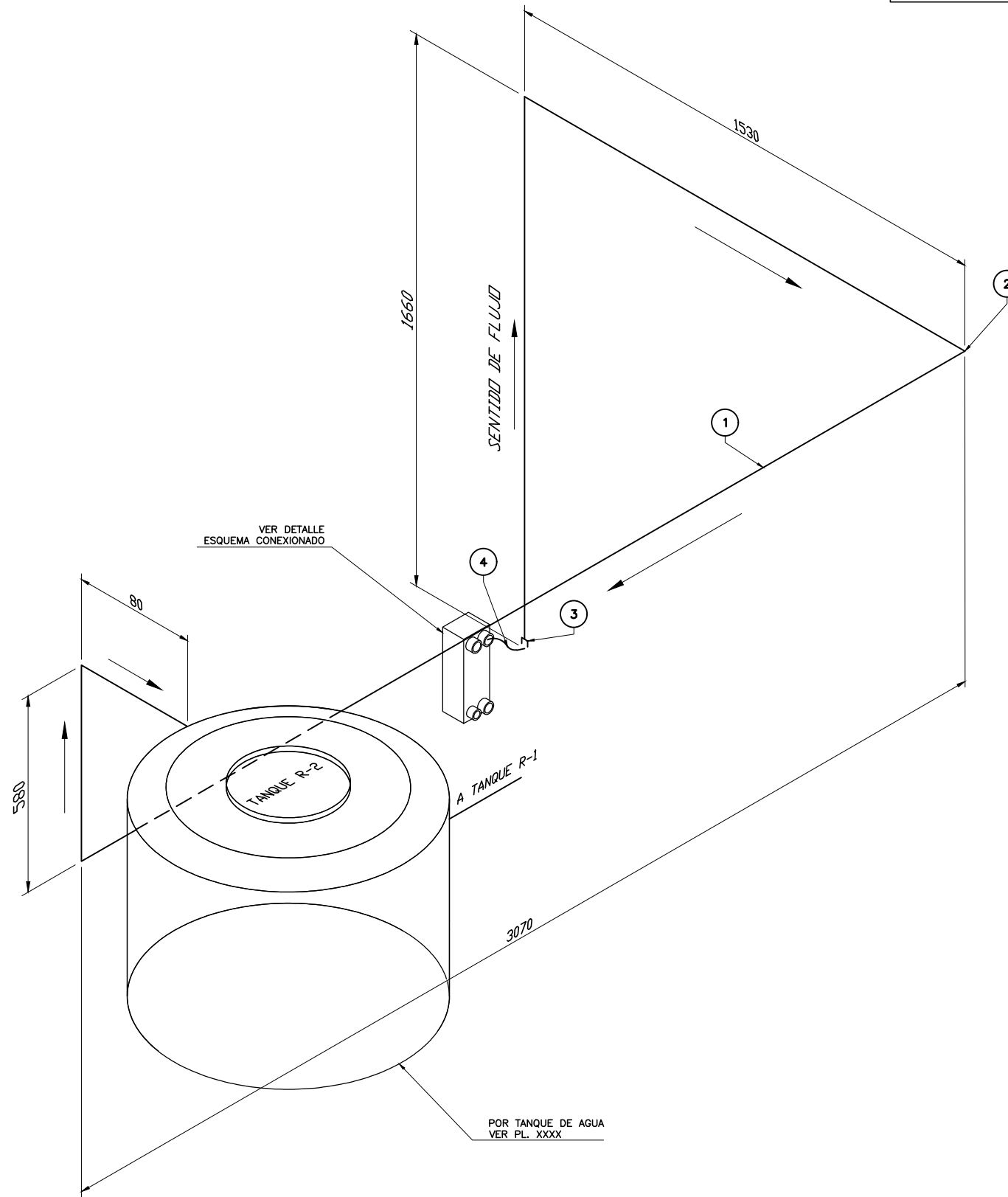
REQUERIMIENTOS P/PIEZAS MECANIZADAS		REQUERIMIENTOS P/CONSTRUCCIONES SOLDADAS	
Variaciones para dimensiones sin tolerancias		Variaciones para dimensiones sin tolerancias	
Longitud	Mas de — 6 30 120 400 1000 2000 Hasta 6 30 120 400 1000 2000 4000 ±0.1 ±0.2 ±0.3 ±0.4 ±0.6 ±1.0 ±2.0	Longitud	Mas de — 30 315 1000 2000 4000 8000 Hasta 30 315 1000 2000 4000 8000 12000 ±1 ±2 ±3 ±4 ±6 ±8 ±10
Longitud lado mas corto		Longitud lado mas corto	
Longitud	Mas de — 10 50 120 400 Hasta 10 50 120 400 ±1* ±3* ±5* ±10* ±15*	Longitud	Mas de — 315 1000 Hasta 315 1000 ±1.5mm/m ±3mm/m ±6mm/m
Rugosidad	v vv vvv vvvv	Simbologia de soldadura:	AWS
Superf(Ra)(µm)	12.5 3.2 0.8 0.1	Flejes sin acotar	1x Esp. Min.
Eliminar cantos vivos		Eliminar tensiones antes de mecanizar	

REV	EJEC	REVI.	APROBO	DESCRIPCION
0	SES	.	.	EMISION FINAL
Escalas: S/E				UNIVERSIDAD TECNOLOGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA
PROYECTO FINAL		TITULO REFRIGERACION - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI MOTOR DE COMBUSTION		FECHA: 20/02/20 E4-10-06

ISOMETRICO SAL INTERCAMBIADOR – ENT TANQUE

POS. 5
PI. N°: XXXX

VERSION PRESENTADA
Y APROBADA
FEBRERO 2020



	DENOMINACION	CANT	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES
1	TUBO #40 Long. XXXX	1	VER NOTA 1	.	
2	CODO A 90°	4	VER NOTA 2	.	
3	TUBO ACOPLA MACHO #40	1	VER NOTA 3	.	
4	FLEXIBLE	1	VER NOTA 4	.	

NOTAS:

TUBERIA Y ACCESORIOS:

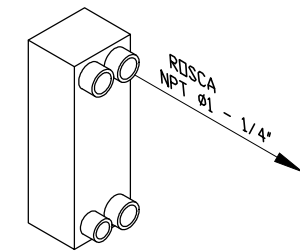
1- TUBO ϕ e 40, ϕ i 26.6
MARCA: AQUA SYSTEM
MODELO: PN25
COD: 08100040000

2- CODO A 90° ϕ 40
MARCA: AQUA SYSTEM
COD: 08090090040

3- TUBO ACOPLA MACHO ϕ 40 x ϕ 1 $\frac{1}{4}$ "
MARCA: AQUA SYSTEM
COD: 08272040032

4-FLEXIBLE
ROSCA HEMBRA ENTRADA: ϕ 1 $\frac{1}{4}$ "
ROSCA HEMBRA SALIDA: ϕ 1 $\frac{1}{4}$ "

ESQUEMA CONEXIONADO
INTERCAMBIADOR DE PLACAS



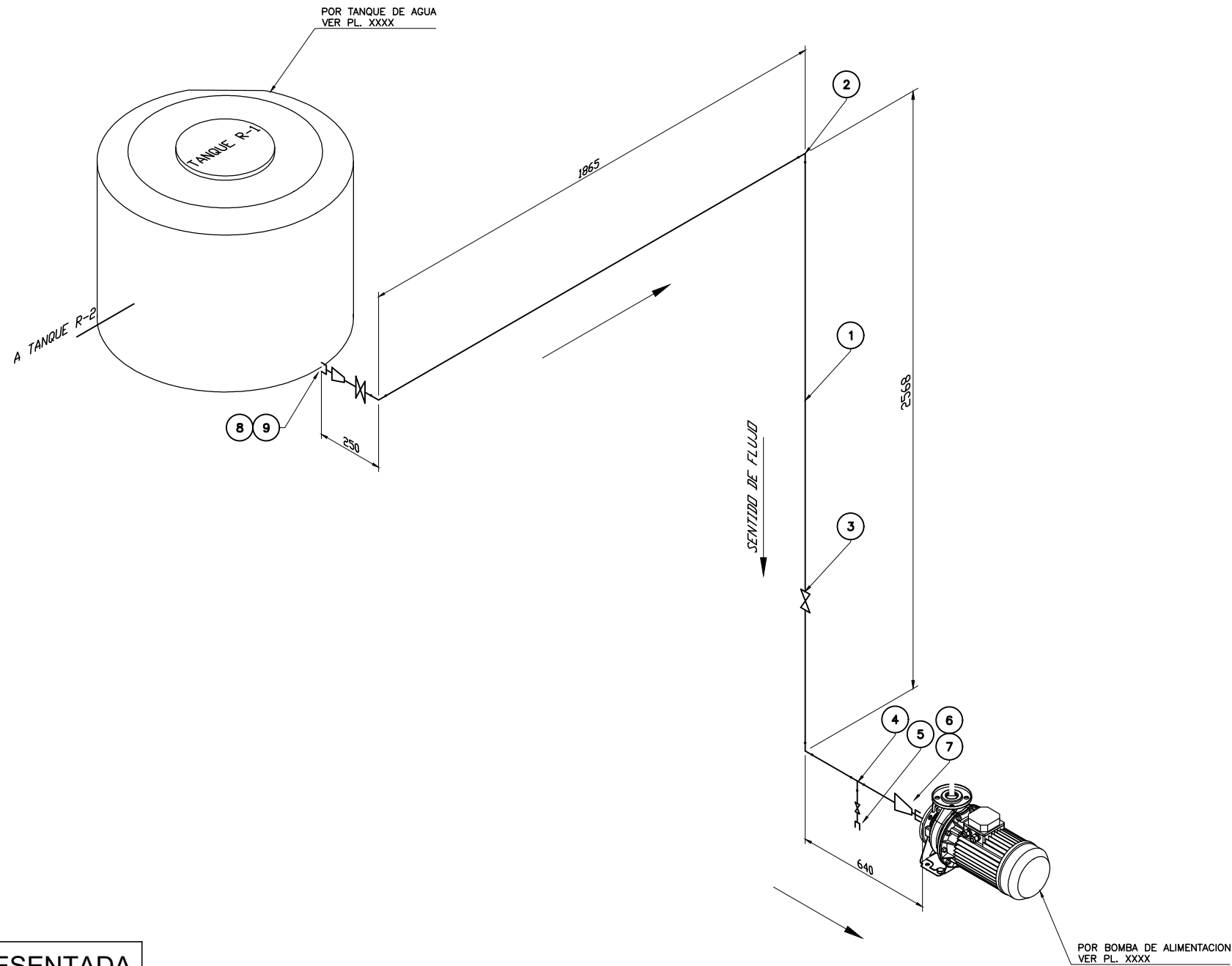
REQUERIMIENTOS P/PIEZAS MECANIZADAS		REQUERIMIENTOS P/CONSTRUCCIONES SOLDADAS	
Variaciones para dimensiones sin tolerancias		Variaciones para dimensiones sin tolerancias	
Mas de	6 30 120 400 1000 2000	Mas de	30 315 1000 2000 4000 8000
Hasta	6 30 120 400 1000 2000 4000	Hasta	30 315 1000 2000 4000 8000 12000
	± 0.1 ± 0.2 ± 0.3 ± 0.4 ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 1.0 ± 1.2 ± 1.5 ± 2.0		± 1 ± 2 ± 3 ± 4 ± 6 ± 8 ± 10
Longitud lado mas corto		Longitud lado mas corto	
Mas de	10 50 120 400	Mas de	315 1000
Hasta	10 50 120 400	Hasta	315 1000
	$\pm 1^*$ $\pm 3^*$ $\pm 20^*$ $\pm 10^*$ $\pm 6^*$		± 3 mm/m ± 2 mm/m ± 6 mm/m
Rugosidad	v vv vvv vvvv	Simbologia de soldadura: AWS	
Superf(Ra)(μ m)	12.5 3.2 0.8 0.1	Filetes sin acotar \sphericalangle 1x Esp. Min.	
Eliminar cantos vivos		Eliminar tensiones antes de mecanizar	

REV	EJEC	REVI.	APROBO	DESCRIPCION
0	SES	.	.	EMISION FINAL
Escalas:	S/E	∇	∇	UNIVERSIDAD TECNOLOGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA
PROYECTO FINAL	TITULO	REFRIGERACION – BANCO DE ENSAYOS PARA MCI SALIDA INTERCAMBIADOR		FECHA: 20/02/20 E4-10-05

ISOMETRICO DE SUCCION

POS. 1

PI. N°: XXXX



	DENOMINACION	CANT	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES
1	TUBO #40 Long. XXXX	1	VER NOTA 1	.	MARCA: AQUA SYSTEM
2	CODO A 90°	3	VER NOTA 2	.	
3	VALVULA ESFERICA CON MANIJA	3	VER NOTA 3	.	
4	TEE	1	VER NOTA 4	.	
5	TUBO ACOPLA MACHO #40	1	VER NOTA 5	.	
6	BUJE DE REDUCCION 40 A 32	1	VER NOTA 6	.	
7	TUBO ACOPLA HEMBRA 32 A #1"	1	VER NOTA 7	.	
8	BUJE DE AMPLIACION 40 A 50	1	VER NOTA 8	.	
9	TUBO ACOPLA HEMBRA 50 A #1 1/2"	1	VER NOTA 9	.	

NOTAS:

TUBERIA Y ACCESORIOS:

1- TUBO øe 40, øi 26.6
MARCA: AQUA SYSTEM
MODELO: PN25
COD: 08100040000

2- CODO A 90° ø40
MARCA: AQUA SYSTEM
MODELO: PN25
COD: 08090090040

3- VALVULA ESFERICA CON MANIJA ø40
MARCA: AQUA SYSTEM
MODELO: PN25
COD: 08163040000

4- TE NORMAL ø40
MARCA: AQUA SYSTEM
MODELO: PN25
COD: 08130040000

5- TUBO ACOPLA MACHO ø40 x ø1 1/4"
MARCA: AQUA SYSTEM
MODELO: PN25
COD: 08272040032

6- BUJE DE REDUCCION DE 40 A 32
MARCA: AQUA SYSTEM
MODELO: PN25
COD: 08241040032

7- TUBO ACOPLA HEMBRA 32 A #1"
MARCA: AQUA SYSTEM
MODELO: PN25
COD: 08271032025

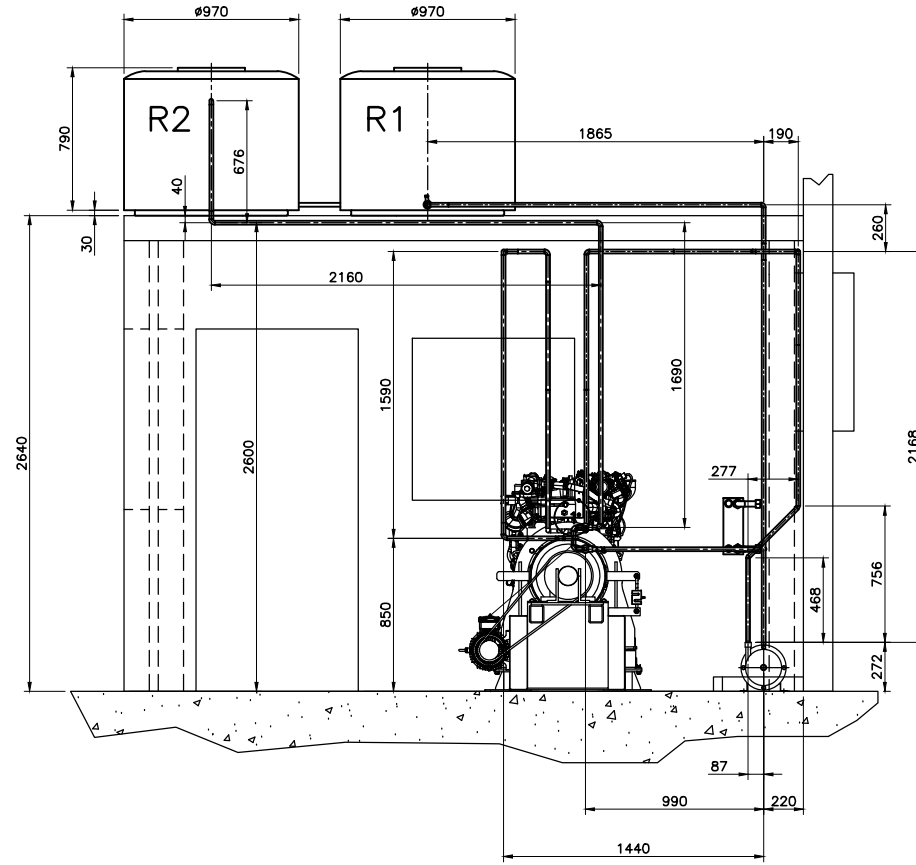
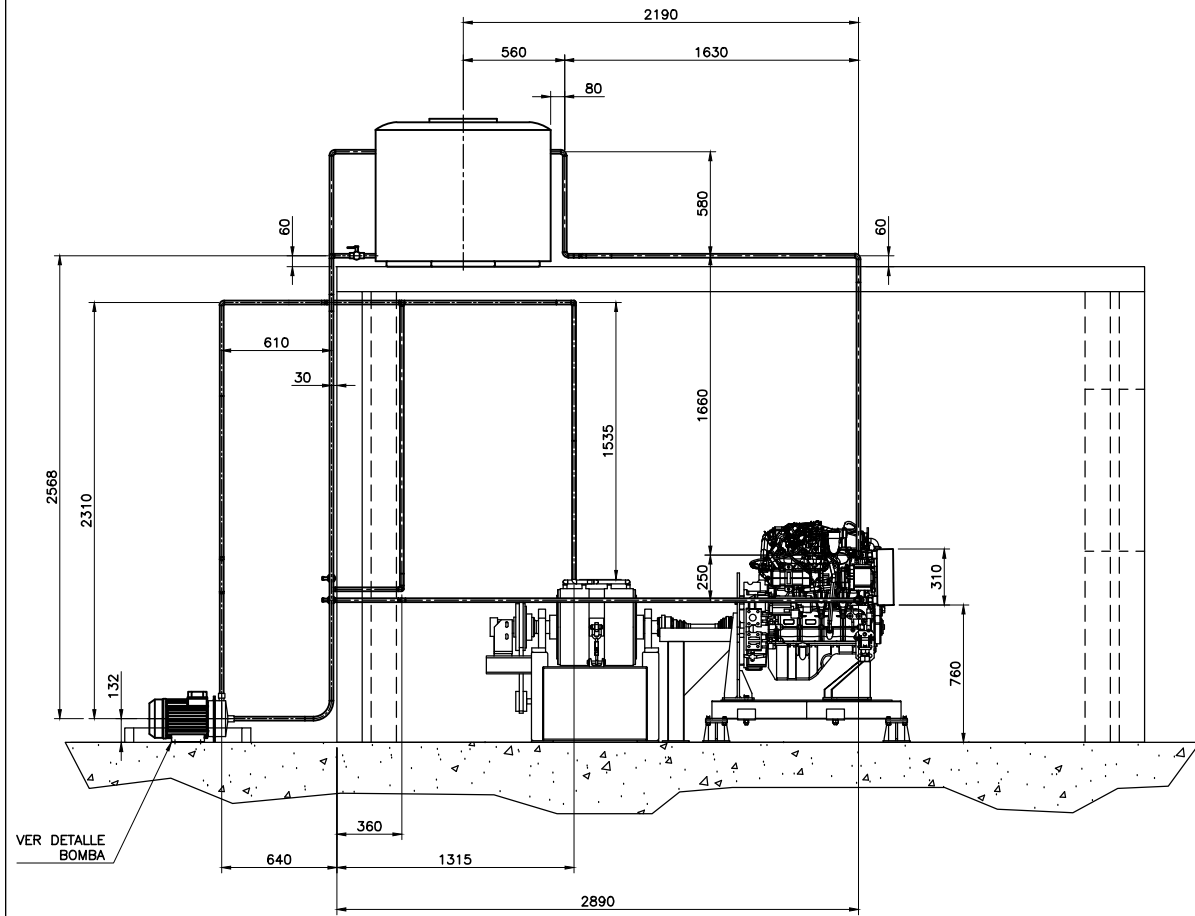
8- BUJE DE AMPLIACION DE 40 A 50
MARCA: AQUA SYSTEM
MODELO: PN25
COD: 08241040050

9- TUBO ACOPLA HEMBRA 50 A #1 - 1/2"
MARCA: AQUA SYSTEM
MODELO: PN25
COD: 08271050040

VERSION PRESENTADA
Y APROBADA
FEBRERO 2020

REQUERIMIENTOS P/PIEZAS MECANIZADAS		REQUERIMIENTOS P/CONSTRUCCIONES SOLDADAS	
Variaciones para dimensiones sin tolerancias		Variaciones para dimensiones sin tolerancias	
Mos de	6 30 120 400 1000 2000	Mos de	30 315 1000 2000 4000 8000
Hasta	6 30 120 400 1000 2000	Hasta	30 315 1000 2000 4000 8000
	±0.1 ±0.2 ±0.3 ±0.4 ±0.6 ±1.0 ±2.0		±1 ±2 ±3 ±4 ±6 ±8 ±10
Longitud lado mas corto		Longitud lado mas corto	
Mos de	10 50 120 400	Mos de	315 1000
Hasta	10 50 120 400	Hasta	315 1000
	±1* ±3* ±5* ±10* ±15*		±1.5mm/m ±3mm/m ±5mm/m
Rugosidad	v vv vvv vvvv	Simbologia de soldadura: AWS	
Superf(Ra)(µm)	12.5 3.2 0.8 0.1	Filetes sin acotar 1x Esp. Min.	
Eliminar cantos vivos		Eliminar tensiones antes de mecanizar	

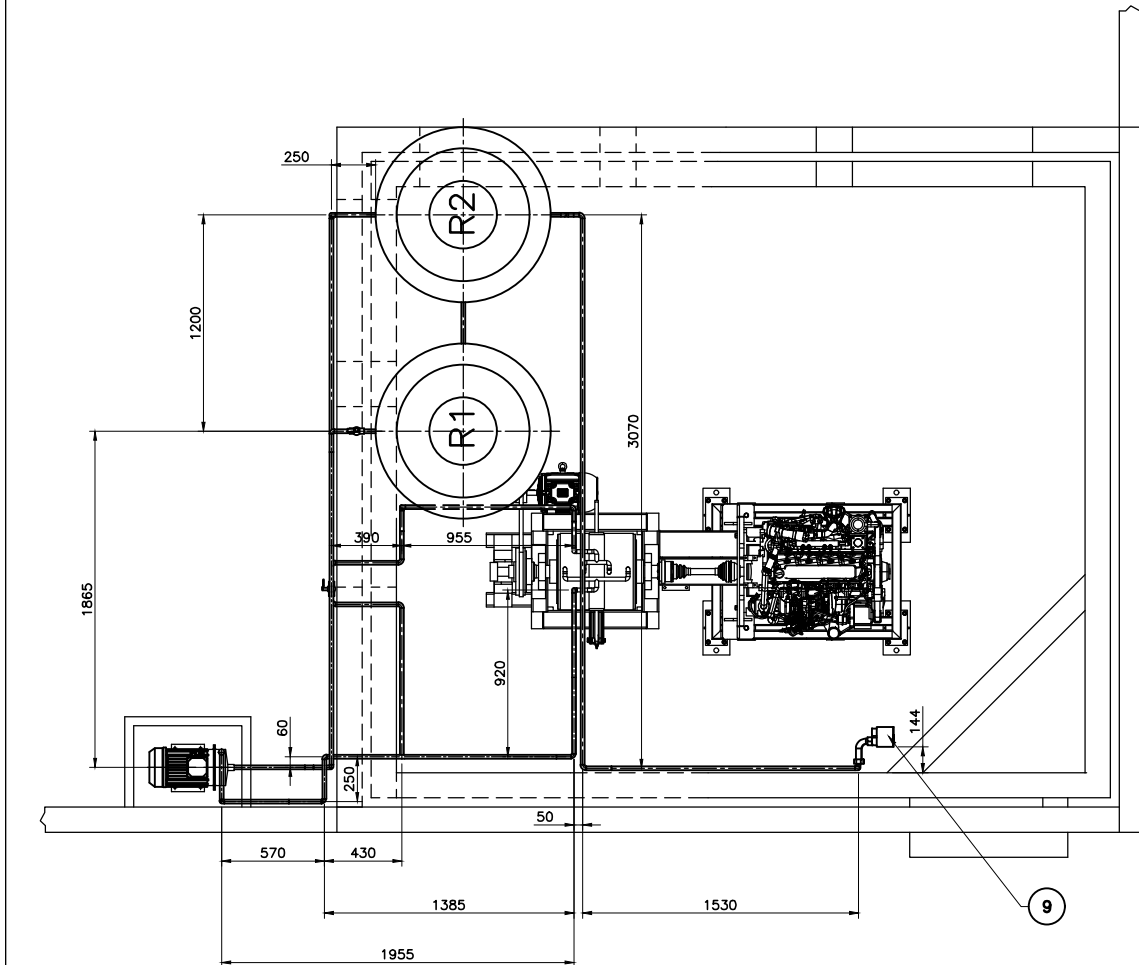
REV	EJEC	REVI.	APROBO	DESCRIPCION
0	SES	.	.	EMISION FINAL
Escalas: S/E				UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA
PROYECTO FINAL				TITULO REFRIGERACION - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI SUCCION
FECHA: 20/02/20				E4-10-02



POS.	DENOMINACION	CANT	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES
1	ISOMETRICO DE SUCCION	1	VER PLANO	.	.
2	ISOMETRICO DE DESCARGA	1	VER PLANO	.	.
3	ISOMETRICO SAL FRENO - ENT INTERCAMBIADOR	1	VER PLANO	.	.
4	ISOMETRICO REFRIGERACION MOTOR	1	VER PLANO	.	.
5	ISOMETRICO SAL INTERCAMBIADOR - ENT TANQUE	1	VER PLANO	.	.
6	BOMBA CENTRIFUGA	1	VER NOTA 1	32	.
7	BASTIDOR BOMBA	1	VER PLANO	.	.
8	TANQUE AGUA 500L	2	VER NOTA 2	30	.
9	INTERCAMBIADOR DE PLACAS	1	VER NOTA 3	.	.

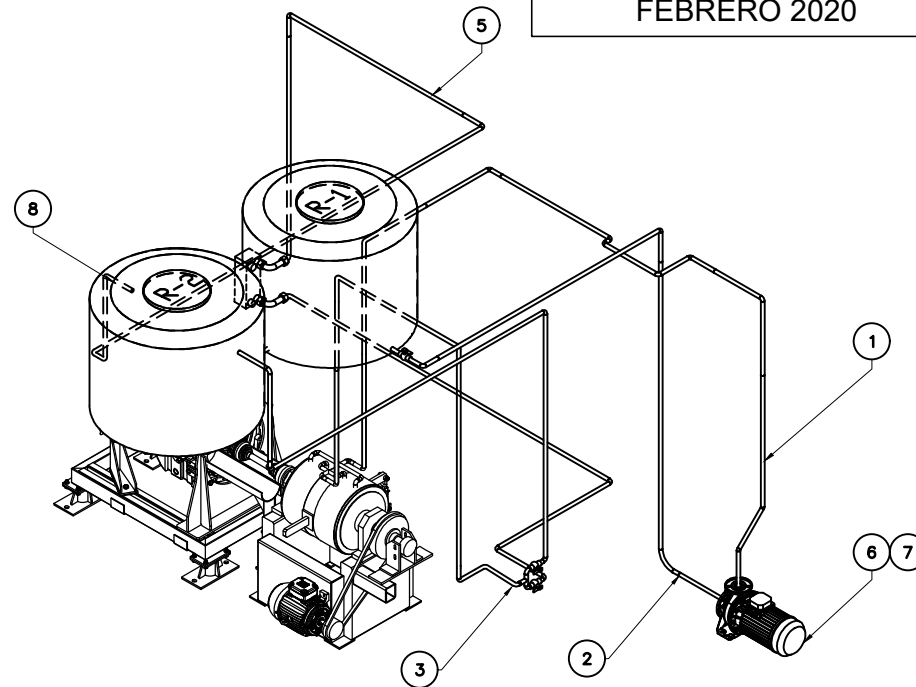
NOTAS:

- 1- BOMBA:
 Marca:Desoll
 Mod: QP-200-25
 Motor 2 rHP trifásico 2900 rpm
 Presión: 24 mc.a.
 Caudal: 7 m3/h
- 2- TANQUE AGUA:
 Tanques marca Affinity Modelo 2051
 Acero Inoxidable AISI 304
 500 Litros
 Altura: 79 cm
 Diámetro: Ø97 cm
 Espesor: 0,5 mm
 Modelo: 510 ML
 Código: 2-051
 Salida Std: Inferior de Ø1.1/2"
 Peso: 15 kg
- 3- INTERCAMBIADOR DE PLACAS:
 Marca: Serg
 Modelo: BL26-34R
 Máx Presión: 3 MPa
 Temp: -160/225 °C
 Máx caudal: 8,1 m3/h
 Peso: 5,38 kg

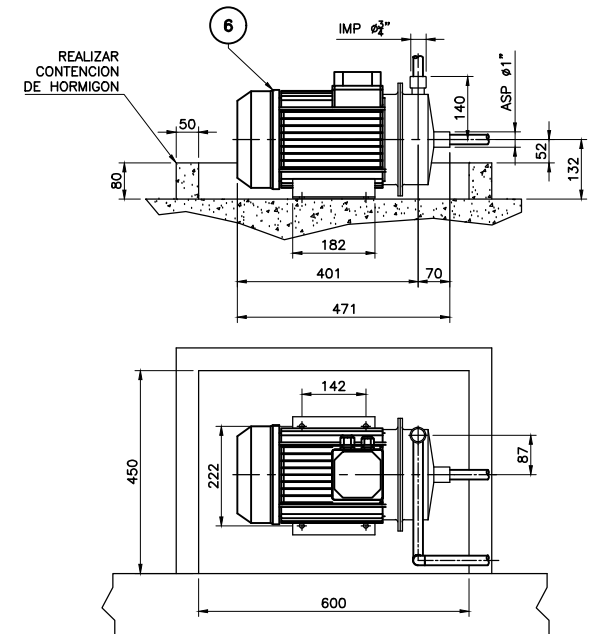


SUBCO VENTILACIÓN
 POS. 5
 Pl. N°: E4-1-01

VERSION PRESENTADA
 Y APROBADA
 FEBRERO 2020



DETALLE BOMBA
 ESC: 1 : 8



REV	EJEC	REVI.	APROBO	DESCRIPCION	APROBO
0	SES	.	.	EMISION FINAL	.
Escalas: S/E				UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL DELTA	APROBO
PROYECTO FINAL		TITULO REFRIGERACION - BANCO DE ENSAYOS PARA MCI VISTAS		FECHA: 20/02/20	E4-10-01

Tabla de contenidos

1.	Sala de ensayo.....	2
2.	Dosificación de combustible.....	6
3.	Banco soporte motor	9
4.	Transmisión mecánica	12
5.	Ventilación	15
6.	Izamiento motor.....	21
7.	Freno dinamométrico.....	25
8.	Adquisición de datos	27

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

1. Sala de ensayo


RESUMEN				
	Ítem comercial	Descripción	Código/modelo	Cantidad
1.1	Puerta robusta industrial	Línea fina doble hoja 1000mmx2000mm	Mod: PUG	1
1.2	Ventana policarbonato	Panel 980 x 980 Esp. 10mm Dens: 1,2kgs/cm3	Cod: 3012120006	4
1.3	Marco de ventana	Marca: ALUAR - Perfil U estructural 15x40	Mod: PPN-2384	1

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

1.1 Puerta

Nuestras puertas


 Certificadas por el
Instituto Nacional
de Tecnología Industrial

Nuñez Ingeniería
Soluciones de seguridad industrial

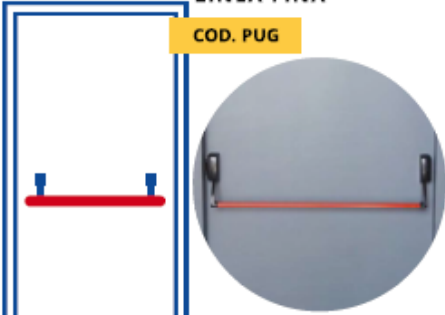
PUERTAS PARA SALIDA DE EMERGENCIA

LINEA GRIS ROBUSTA INDUSTRIAL – Simple y doble hoja – Ciegas


- Doble chapa reforzada.
- Soldada con gas carbónico.
- Cerradura de seguridad doble paleta.
- Protección antioxido interior y exterior.
- Interior con termoformado de alta densidad.
- Muy baja conducción frío/calor.
- Cierre de hoja al marco con doble contacto.
- En color gris.

LINEA FINA


COD. PUG




- Barral antipanico modelo push
- barral antipanico modelo touch



PUSH



TOUCH



MEDIDAS DISPONIBLES HOJA SIMPLE

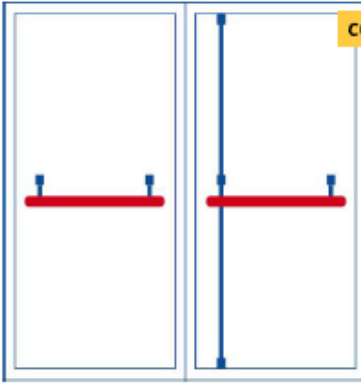
DE PASO (mm) ancho x alto de hoja	TOTAL (mm) ancho x alto (C/marco)
700x2000	790x2055
800x2000	890x2055
900x2000	990x2055
1000x2000	1090x2055
1100x2000	1190x2055
1200x2000	1290x2055

MEDIDAS DISPONIBLES HOJA DOBLE

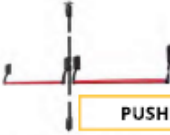
DE PASO (mm) ancho x alto de hoja	TOTAL (mm) ancho x alto (C/marco)
1200x2000	1290x2055
1400x2000	1490x2055
1600x2000	1690x2055
1800x2000	1890x2055
2000x2000	2090x2055
2200x2000	2290x2055

LINEA FINA

COD. PUGDH



- Barral antipanico push con falleba.
- Disponible tambien en modelo touch.



PUSH

Los accesorios pueden ser reemplazados por marca Jaque.

Ver modelos de accesorios completos.
Las puertas se entregan sin accesorios instalados.
La instalacion se cotiza aparte.

3

www.nunezingenieria.com.ar

1.2 Ventana



BAUKRAFT
TECNOLOGIAS PARA LA CONSTRUCCION

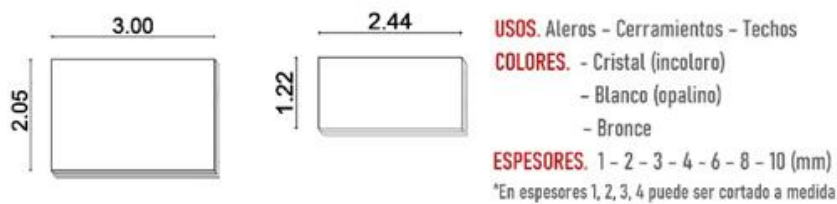
POLICARBONATO COMPACTO








CARACTERÍSTICAS GENERALES

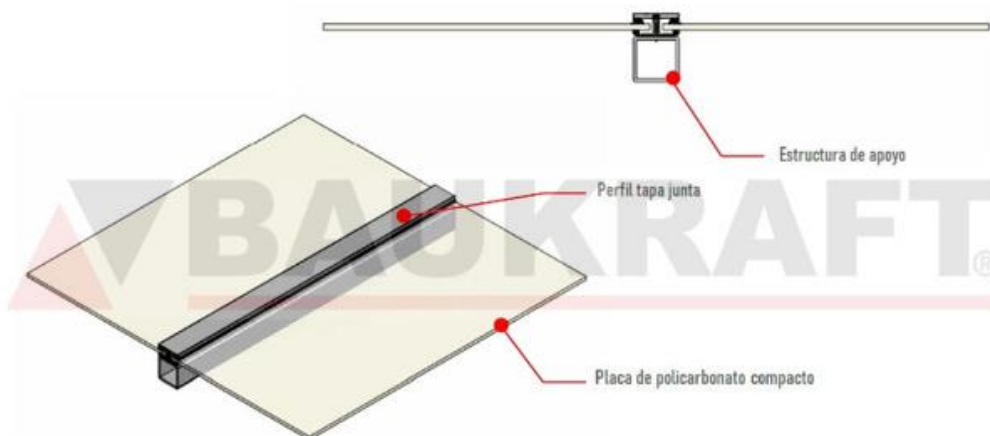


CONSIDERACIONES ESTRUCTURALES

DISTANCIA ENTRE APOYOS PARA TECHO - COMPACTO 8 y 10 mm hasta 0,70 m
- COMPACTO 4 y 6 mm hasta 0,60 m

RECOMENDACIONES. - La placa instalada debe quedar con el film con sello del lado del sol
- El peso específico del policarbonato es 1,2; por lo que 1 m² x 1 mm de espesor = 1,2 Kg

DETALLES CONSTRUCTIVOS DE ARMADO

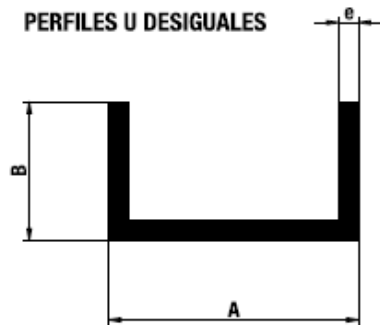


www.baukraft.com.ar
Avenida 520 esquina 11 - La Plata

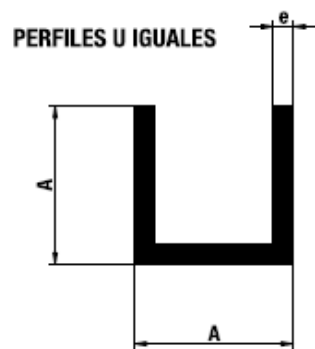
1.3 Marco ventana



Perfiles estructurales / listado de perfiles



Perfil	A	B	e	Peso kg/m
MPN-146	13.30	26.00	1.30	0.219
PPN-2382	15.00	20.00	2.00	0.275
PPN-2385	15.00	25.00	2.00	0.329
PPN-2384	15.00	40.00	2.00	0.491
PPN-3158	19.00	25.40	1.60	0.289
P-6001	19.00	42.00	2,6 y FONDO 3	0.710
MPN-047	25.00	11.50	1.50	0.183
MPN-126	30.00	16.00	2.00	0.313
P-6687	35.00	50.00	4.20	1.393
PPN-4050	40.00	15.00	1.50	0.271
MPN-105	50.00	20.00	1.50	0.354
P-5786	50.00	28.00	4.00	1.083
MPN-082	74.00	60.00	5.00	2.484
MPN-068	102.00	52.00	6.00	3.142
MPN-083	150.00	100.00	6.00	5.476



Perfil	A	e	Peso kg/m
MPN-058	12.00	1.15	0.108
PPN-2190	12.00	1.50	0.135
MPN-131	15.00	1.50	0.170
MPN-063	19.00	2.00	0.286
PPN-2596	20.00	2.00	0.302
PPN-2581	40.00	3.00	0.923

2. Dosificación de combustible

RESUMEN				
	Ítem comercial	Descripción	Código/modelo	Cantidad
2.1	Bomba dosificación	BOSCH 200	Mod: FP 200	2
2.2	Tanque de almacenamiento	Marca: Moeller	Cod: 620049LP	2

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

2.1 Bomba

Bosch Motorsport | Fuel Pump FP 200



Fuel Pump FP 200



- ▶ >200 l/h
- ▶ Max. 5 bar/8 bar
- ▶ 1,030 g
- ▶ Fuel lines screwed

The FP 200 is an inline roller cell pump for the installation outside or inside the fuel tank.

It is capable of providing 200 l/h at 5 bar (8 bar). Bio-fuel can be delivered up to E85 (shortens lifetime!).

The FP 200 is one of the most popular aftermarket fuel pumps and has an excellent price.

Application

Fuel pressure	5 bar or 8 bar
Delivery rate at 5 bar and 22°C	260 ± 5 l/h at 14V
Delivery rate at 8 bar and 22°C	220 ± 5 l/h at 14V
Pressure limiting valve	10 to 12.5 bar rel.
Fuel compatibility	Up to E85 with shorter lifetime
Diesel compatibility	Not released
Operating temperature range	-20 to 90°C
Storage temperature range	-40 to 70°C
Max. vibration	3 mm at 10 to 18 Hz ≤40 m/s ² at 18 to 60 Hz

Technical Specifications

Mechanical Data

Diameter	60 mm
Length	196 mm
Weight	1,030 g
Mounting	Clamping

Electrical Data

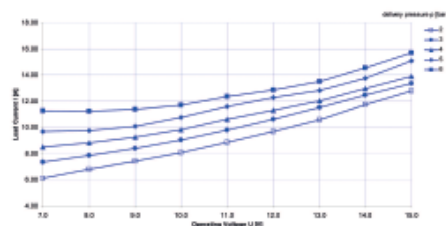
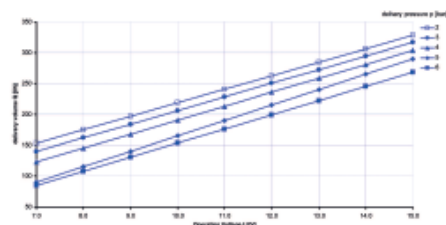
Supply voltage	6 to 16.5V
Operating voltage	13.8V

Load current at 5 bar and 22°C ≤ 15A

Load current at 8 bar and 22°C ≤ 18A

Characteristic

Surface coating	None
Color	Silver
Non-return valve	External
Fuel filtering	External, on pressure side



2.2 Tanque

EPA-Compliant Portable Tanks



620003LP

3 Gal/11L Ultra 3
 18.60 in. L x 8.50 in. W x 9.60 in. H
 422 mm L x 216 mm W x 244 mm H

Replacement Pickup **621002-10**
 Replacement Cap **305904-10**
 Gauge **621001-10**



620049LP

6 Gal/23L Ultra 6
 21.50 in. L x 13.18 in. W x 10.1 in. H
 546 mm L x 334.8 mm W x 257 mm H

Replacement Pickup **621002-10**
 Replacement Cap **305904-10**
 Gauge **621001-10**



620040LP

6 Gal/23L 6 Bow
 18.67 in. L x 15.23 in. W x 10.97 in. H
 474.2 mm L x 386.8 mm W x 278.6 mm H

Replacement Pickup **621003-10**
 Replacement Cap **305904-10**
 Gauge **621001-10**



630009LP

9 Gal/34L
 23.06 in. L x 14.25 in. W x 11.57 in. H
 586 mm L x 362 mm W x 294 mm H

Replacement Pickup **621011-10**
 Replacement Cap **305904-10**
 Gauge **621010-10**



630012LP

12 Gal/45L Moeller 12 Tall
 22.75 in. L x 14.00 in. W x 13.95 in. H
 578 mm L x 356 mm W x 354 mm H

Replacement Pickup **621007-10**
 Replacement Cap **305904-10**
 Gauge **621006-10**



630013LP

12 Gal/45L Moeller 12 Low Profile
 24.51 in. L x 17.76 in. W x 10.82 in. H
 623 mm L x 451 mm W x 275 mm H

Replacement Pickup **621009-10**
 Replacement Cap **305904-10**
 Gauge **621001-10**

3. Banco soporte motor

RESUMEN				
	Ítem comercial	Descripción	Código/modelo	Cantidad
3.1	Tuerca para ranura en T	Marca: NORELEM	07060-16	4
3.2	Broca	MARCA FISCHER	MODELO: FWA 12x120	8

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

3.1 Tuerca

07060 Tuercas para ranuras en T DIN 508 ampliada 

Descripción del artículo/Imágenes del producto

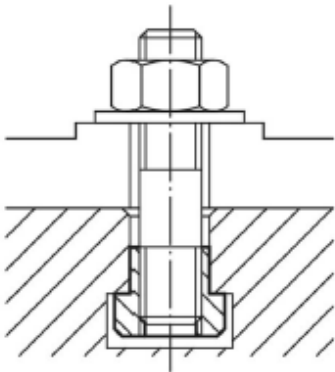


Descripción

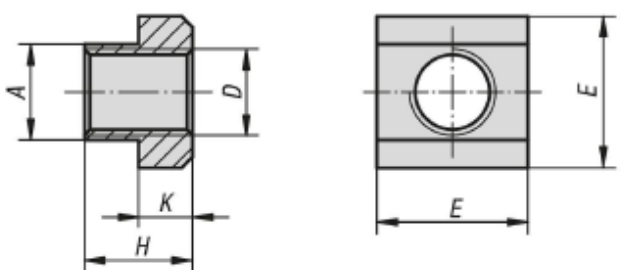
Material:
Acero para temple y revenido de calidad 10, EN AW-7075 o acero inoxidable 1.4305.

Versión:
Acero negro.
Aluminio y acero inoxidable con acabado natural.

Indicación:
Las tuercas para ranuras en T de aluminio están provistas de insertos roscados de acero.



Planos



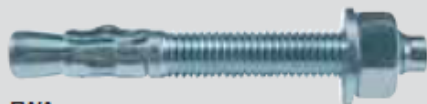
Nuestros productos

Referencia Acero para temple y revenido	Referencia Aluminio	Referencia Acero inoxidable	Medida nominal de la ranura	D	A	E	H	K
07060-05	07060-204	-	6	M5/M4	5,6	10	8	4
07060-06	07060-206	07060-806	8	M6	7,6	13	10	6
07060-061	07060-2061	-	10	M6	9,6	15	12	6
07060-08	-	07060-808	10	M8	9,6	15	12	6
07060-081	07060-208	-	12	M8	11,5	18	14	7
07060-10	-	07060-810	12	M10	11,5	18	14	7
07060-082	-	-	14	M8	13,5	22	16	8
07060-101	07060-210	-	14	M10	13,5	22	16	8
07060-12	-	07060-812	14	M12	13,5	22	16	8
07060-121	-	-	16	M12	15,6	25	18	9
07060-14	-	07060-814	16	M14	15,6	25	18	9
07060-122	-	-	18	M12	17,5	28	20	10
07060-141	-	-	18	M14	17,5	28	20	10
07060-16	-	07060-816	18	M16	17,5	28	20	10
07060-123	-	-	20	M12	19,6	32	24	12

3.2 Brocas

fischer Wedge Anchor FWA

Wedge anchors (bolt anchors) in zinc-plated steel and stainless steel A2.



FWA

DESCRIPTION

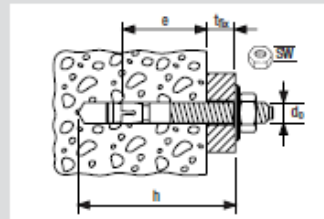
- Anchor bolt for push-through installation.
- When the hexagon nut is tightened, the tapered bolt is pulled into the expansion clip and expands it against the hole wall.
- Thread diameter 6 to 20 mm.
- Zinc plated steel version for indoor use.
- A2 stainless steel version for outdoor use and in damp conditions.

Suitable for:

- Non-cracked concrete \geq C20/25.
- Natural stone with dense structure.

For fixing of:

- Steel and wooden constructions.



Type	Art. No.	Dia- meter	Drill- ϕ	Total length	Min. drill hole depth for through installation mode h	Min. embed- ment depth	Max. usable length	Width across nut	$N_{t,ac}$	$V_{t,ac}$	Min. axial spacing	Min. edge distance	Qty. per box
		M	d_0 mm	L mm	h mm	e mm	t_{ba} mm	SW	kN	kN	mm	mm	pcs.
Zinc-plated steel													
FWA 6x 40	45536	6	6	40	40	27	3	10	2.1	1.5	85	45	100
FWA 6x 55	45582	6	6	55	55	35	15	10	2.1	1.5	105	55	100
FWA 6x 70	45598	6	6	70	70	35	30	10	2.1	1.5	105	55	100
FWA 8x 50	45644	8	8	50	50	35	10	13	2.8	2.8	105	55	50
FWA 8x 65	45788	8	8	65	65	40	20	13	2.8	2.8	120	60	50
FWA 8x 80	45789	8	8	80	80	40	35	13	2.8	2.8	120	60	50
FWA 8x 95	45790	8	8	95	95	40	50	13	2.8	2.8	120	60	50
FWA 8x 120	45791	8	8	120	120	40	75	13	2.8	2.8	120	60	50
FWA 10x 65	45645	10	10	65	65	40	15	17	3.8	3.8	120	60	50
FWA 10x 80	45792	10	10	80	80	50	20	17	3.8	3.8	150	75	50
FWA 10x 95	45793	10	10	95	95	50	35	17	3.8	3.8	150	75	50
FWA 10x 115	45794	10	10	115	115	50	55	17	3.8	3.8	150	75	25
FWA 10x 130	45646	10	10	130	130	50	70	17	3.8	3.8	150	75	25
FWA 12x 80	45647	12	12	80	80	50	20	19	5.8	5.8	150	75	25
FWA 12x 100	45648	12	12	100	100	60	30	19	5.8	5.8	180	90	25
FWA 12x 120	45795	12	12	120	120	60	50	19	5.8	5.8	180	90	25
FWA 12x 150	45796	12	12	150	150	60	80	19	5.8	5.8	180	90	25
FWA 16x 105	45649	16	16	105	95	70	15	24	8.5	8.5	210	105	20
FWA 16x 140	45798	16	16	140	130	80	40	24	8.5	8.5	240	120	10
FWA 16x 180	45799	16	16	180	170	80	80	24	8.5	8.5	240	120	10
FWA 20x 160	45800	20	20	160	150	100	40	27	13.5	13.5	300	150	10

4. Transmisión mecánica

RESUMEN				
	Ítem comercial	Descripción	Código/modelo	Cantidad
4.1	Semieje homocinético	Volkswagen AMAROK 4x4	Pieza: 2H0407271B	1
4.2	Maza de rueda delantera	Volkswagen AMAROK 4x4	Pieza: 240/407615/B	1
4.3	Broca hormigón	Marca: FISCHER - Mod: FWA 10x95	Cod: 45793	2

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

4.1 Homocinética

		SEMIEJES	
VOLKSWAGEN			
VOLKSWAGEN AMAROK		2.0 TDI	
4x2 DELANTERO - 4x4 DEL y TRAS		10/..	
DERECHO		IZQUIERDO	
28 Estrias		28 Estrias	
			
Largo 560 mm		Largo 560 mm	
GENNOR 7399		GENNOR 7399	
VW 407271		VW 407271	
VOLKSWAGEN BORA		1.8 T - 2.0 - 1.9 TDI	
DERECHO		IZQUIERDO	
36 Estrias		36 Estrias	
			
Largo 820 mm		Largo 549 mm	
SKF 1035		SKF 1044	
AVAN 7341		AVAN 7340	
VOLKSWAGEN CADDY		1.6 MI	
DERECHO		IZQUIERDO	
22 Estrias		22 Estrias	
			
Largo 774 mm		Largo 540 mm	
SKF 7701		SKF 7702	
AVAN 7701		AVAN 7702	
VOLKSWAGEN CADDY		1.9 SD	
DERECHO		IZQUIERDO	
22 Estrias		22 Estrias	
			
Largo 771 mm		Largo 530 mm	
AVAN 7703		AVAN 7704	

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

4.2 Masa rueda delantera

Sin catálogo, bajo pedido por número de parte.

4.3 Brocas

fischer

Wedge Anchor FWA

Wedge anchors (bolt anchors) in zinc-plated steel and stainless steel A2.



FWA

DESCRIPTION

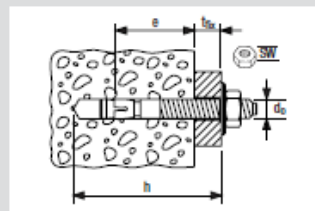
- Anchor bolt for push-through installation.
- When the hexagon nut is tightened, the tapered bolt is pulled into the expansion clip and expands it against the hole wall.
- Thread diameter 6 to 20 mm.
- Zinc plated steel version for indoor use.
- A2 stainless steel version for outdoor use and in damp conditions.

Suitable for:

- Non-cracked concrete \geq C20/25.
- Natural stone with dense structure.

For fixing of:

- Steel and wooden constructions.



Type	Art. No.	Dia- meter	Drill- ϕ	Total length	Min. drill hole depth for through installation mode h	Min. embed- ment depth	Max. usable length	Width across nut	N_{sc}	V_{sc}	Min. axial spacing	Min. edge distance	Qty. per box
		M	d_2 mm	L mm	h mm	e mm	t_{ba} mm	SW	kN	kN	mm	mm	pcs.
Zinc-plated steel													
FWA 6 x 40	45536	6	6	40	40	27	3	10	2.1	1.5	85	45	100
FWA 6 x 55	45582	6	6	55	55	35	15	10	2.1	1.5	105	55	100
FWA 6 x 70	45598	6	6	70	70	35	30	10	2.1	1.5	105	55	100
FWA 8 x 50	45644	8	8	50	50	35	10	13	2.8	2.8	105	55	50
FWA 8 x 65	45788	8	8	65	65	40	20	13	2.8	2.8	120	60	50
FWA 8 x 80	45789	8	8	80	80	40	35	13	2.8	2.8	120	60	50
FWA 8 x 95	45790	8	8	95	95	40	50	13	2.8	2.8	120	60	50
FWA 8 x 120	45791	8	8	120	120	40	75	13	2.8	2.8	120	60	50
FWA 10 x 65	45645	10	10	65	65	40	15	17	3.8	3.8	120	60	50
FWA 10 x 80	45792	10	10	80	80	50	20	17	3.8	3.8	150	75	50
FWA 10 x 95	45793	10	10	95	95	50	35	17	3.8	3.8	150	75	50
FWA 10 x 115	45794	10	10	115	115	50	55	17	3.8	3.8	150	75	25
FWA 10 x 130	45646	10	10	130	130	50	70	17	3.8	3.8	150	75	25
FWA 12 x 80	45647	12	12	80	80	50	20	19	5.8	5.8	150	75	25
FWA 12 x 100	45648	12	12	100	100	60	30	19	5.8	5.8	180	90	25
FWA 12 x 120	45795	12	12	120	120	60	50	19	5.8	5.8	180	90	25
FWA 12 x 150	45796	12	12	150	150	60	80	19	5.8	5.8	180	90	25
FWA 16 x 105	45649	16	16	105	95	70	15	24	8.5	8.5	210	105	20
FWA 16 x 140	45798	16	16	140	130	80	40	24	8.5	8.5	240	120	10
FWA 16 x 180	45799	16	16	180	170	80	80	24	8.5	8.5	240	120	10
FWA 20 x 160	45800	20	20	160	150	100	40	27	13.5	13.5	300	150	10

5. Ventilación

RESUMEN				
	Ítem comercial	Descripción	Código/modelo	Cantidad
5.1	Electroventilador axial de pared	marca: CHICAGO BLOWER	Tipo: 37 AXP - AXD - AXM	2
5.2	Variador de frecuencia	Marca: SewEurodrive Mod: Movitrac B - 1,5HP	Cod: MC07B 0055-2A3-4-00	2
5.3	Gabinete estanco IP64 para variador	Marca: FORLI - Linea: GE	Cod: 0443	1
5.4	Rejilla protección admisión aire	Marca: EXPANMETAL 5	Tipo: 500-32-6.5	1
5.5	Broca hormigón	Marca: FISCHER - Mod: FWA 10x95	Cod: 45793	4

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

5.1 Electro ventilador

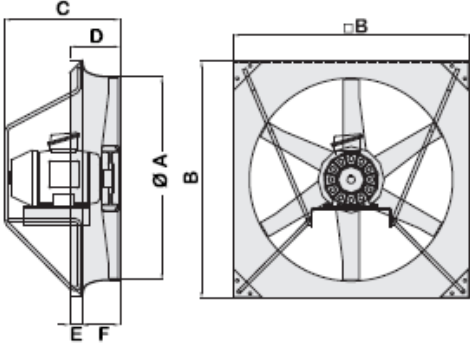


DISEÑO 37 AXP - AXD - AXM

Dimensiones Generales

Axial de Panel

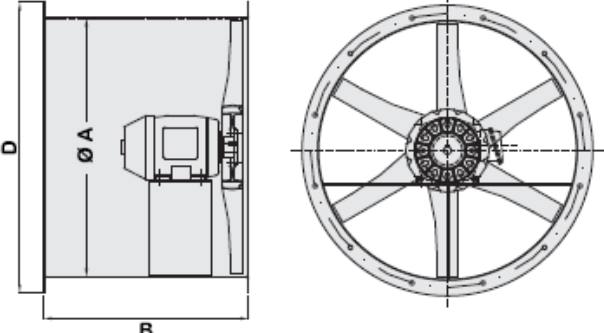
Tamaño	Superficie Orificio (m ²)	A	B	C*	D	E	F	Peso sin motor (kg**)
357	0,100	357	425	283				
400	0,126	400	463	338	91	25	66	4
450	0,159	450	514	379				
500	0,196	500	584					8
560	0,247	560	647	337	127	35	92	9
630	0,312	630	711	381				
714	0,400	714	832	406				12
800	0,503	800	915	502	176	45	131	13
900	0,636	900	1016	524				15
1000	0,785	1000	1156	672				62
1120	0,985	1120	1276	716	243	57	186	65
1260	1,247	1260	1422	775		37		67



* MEDIDA MÁXIMA (VARIA SEGÚN LA CARCASA DEL MOTOR ELÉCTRICO).
** SE DEBE SUMAR EL PESO DEL MOTOR (VARIA SEGÚN LA CARCASA).

Axial de Conducto

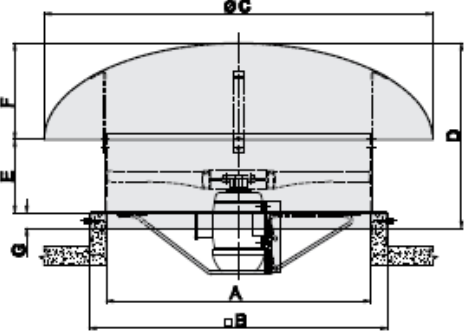
Tamaño	Superficie Orificio (m ²)	A	B	D
357	0,1	357		406
400	0,126	400		458
450	0,159	450		508
500	0,196	500	400	558
560	0,247	560		622
630	0,312	630		698
714	0,4	714		782
800	0,503	800	550	874
900	0,636	900		980
1000	0,785	1000	740	1084
1120	0,985	1120	760	1204
1260	1,247	1260	810	1344



Axial de Techo

Tamaño	Superficie Orificio (m ²)	A	B	C	D	E	F	G
357	0,1	357	626					
400	0,126	400	666	776	496	275	183	38
450	0,159	450	714					
500	0,196	500	784					
560	0,247	560	848		601			46
630	0,312	630	912	1028		295	260	
714	0,4	714	1032		608			
800	0,503	800	1116		693	310		53
900	0,636	900	1220	1200	718	335		
1000	0,785	1000						
1120	0,985	1120						
1260	1,247	1260						

Consultar dimensiones



DC7 AX-DW-AW-101

Las medidas son indicativas en mm. y pueden ser modificadas sin previo aviso

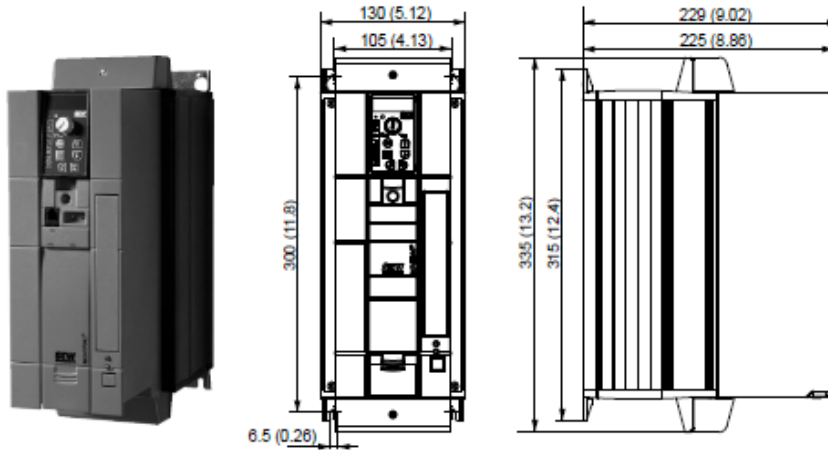
5.2 Variador

2



Datos técnicos
Datos técnicos MOVITRAC® B

2.5.17 230 V_{CA} / trifásica / tamaño 2 / 5,5 / 7,5 kW / 7,4 / 10 HP



* Con módulo frontal FSE24B +4 mm (0,16 in)

MOVITRAC® MC07B (sistema de alimentación trifásica)	0055-2A3-4-00	0075-2A3-4-00
Ref. de pieza ("parada segura" integrada)	828 507 1	828 509 8
ENTRADA		
Tensión nominal de red	V _{Red}	3 × 200 – 240 V _{CA}
Frecuencia nominal de red	f _{Red}	50 / 60 Hz ± 5 %
Corriente nominal de red (para V _{Red} = 3 × 230 V _{CA})	I _{Red}	19,5 A _{CA}
	I _{Red 125}	24,4 A _{CA}
SALIDA		
Tensión de salida	V _A	3 × 0 – V _{Red}
Potencia de motor recomendada, funcionamiento 100 %	P _{Mot}	5,5 kW / 7,4 HP
Potencia de motor recomendada, funcionamiento 125 %	P _{Mot 125}	7,5 kW / 10 HP
Corriente nominal de salida, funcionamiento 100 %	I _N	22 A _{CA}
	I _{N 125}	27,5 A _{CA}
Funcionamiento potencia aparente de salida 100 %	S _N	8,8 kVA
	S _{N 125}	11,0 kVA
Valor mínimo permitido de resistencia de frenado (Funcionamiento en 4 cuadrantes)	R _{BW_min}	12 Ω
GENERAL		
Pérdida de potencia, funcionamiento 100 %	P _V	300 W
Pérdida de potencia, funcionamiento 125 %	P _{V 125}	375 W
Tipo de refrigeración / consumo de aire de refrigeración		Ventilación forzada / 80 m ³ /h
Limitación de corriente		150 % I _N durante al menos 60 segundos
Sección de bombas / par de apriete	Bombas	4 mm ² / AWG12 / 1,5 Nm / 13 lb in
Dimensiones	An × Al × Pr	130 mm × 335 mm × 229 mm (5,12 in × 13,2 in × 9,02 in)
Masa	m	6,6 kg/15 lb

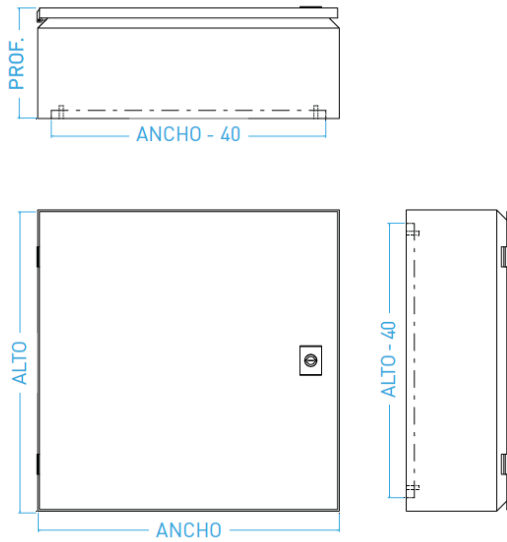
Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián



5.3 Gabinete

- ✓ Grado de protección IP65 e IK08.
- ✓ Bornes de puesta a tierra en base y tapa.
- ✓ Burlete inyectado continuo de poliuretano sin uniones.
- ✓ Cerradura inyectada en Nylon 6.6 con cerrojo moneda y manija.
- ✓ Bisagra inyectada en Zamak.
- ✓ Agujeros de sujeción a pared con tapón obstructor de agua y polvo inyectado en Santoprene.



Código	Descripción	Ancho	Alto	Prof.
0400	GAB. EST. 150x200x120	150	200	120
0424	GAB. EST. 200x200x120	200	200	120
0401	GAB. EST. 200x250x120	200	250	120
0425	GAB. EST. 200x300x120	200	300	120
0426	GAB. EST. 200x450x120	200	450	120
0402	GAB. EST. 250x300x120	250	300	120
0403	GAB. EST. 300x300x120	300	300	120
0404	GAB. EST. 300x400x120	300	400	120
0427	GAB. EST. 300x450x120	300	450	120
0428	GAB. EST. 300x600x120	300	600	120
0405	GAB. EST. 400x500x120	400	500	120
0406	GAB. EST. 450x450x120	450	450	120
0407	GAB. EST. 450x600x120	450	600	120
0429	GAB. EST. 450x750x120	450	750	120
0430	GAB. EST. 600x600x120	600	600	120
0431	GAB. EST. 600x750x120	600	750	120
0432	GAB. EST. 600x900x120	600	900	120
0433	GAB. EST. 200x200x160	200	200	160
0408	GAB. EST. 200x250x160	200	250	160
0434	GAB. EST. 200x300x160	200	300	160
0435	GAB. EST. 200x450x160	200	450	160
0436	GAB. EST. 250x300x160	250	300	160
0409	GAB. EST. 300x300x160	300	300	160
0410	GAB. EST. 300x400x160	300	400	160
0437	GAB. EST. 300x450x160	300	450	160
0438	GAB. EST. 300x600x160	300	600	160
0411	GAB. EST. 400x500x160	400	500	160
0413	GAB. EST. 450x450x160	450	450	160
0412	GAB. EST. 450x600x160	450	600	160
0414	GAB. EST. 450x750x160	450	750	160
0415	GAB. EST. 600x600x160	600	600	160
0439	GAB. EST. 600x750x160	600	750	160
0440	GAB. EST. 600x900x160	600	900	160
0441	GAB. EST. 600x1050x160	600	1050	160
0459	GAB. EST. 600x1200x160	600	1200	160
0442	GAB. EST. 750x750x160	750	750	160
0449	GAB. EST. 750x900x160	750	900	160
0450	GAB. EST. 750x1050x160	750	1050	160
0451	GAB. EST. 750x1200x160	750	1200	160
0463	GAB. EST. 300x300x210	300	300	210
0464	GAB. EST. 300x400x210	300	400	210
0465	GAB. EST. 300x450x210	300	450	210
0467	GAB. EST. 300x600x210	300	600	210
0468	GAB. EST. 400x500x210	400	500	210
0469	GAB. EST. 450x450x210	450	450	210
0480	GAB. EST. 450x600x210	450	600	210
0488	GAB. EST. 450x750x210	450	750	210
0481	GAB. EST. 600x600x210	600	600	210
0482	GAB. EST. 600x750x210	600	750	210
0483	GAB. EST. 600x900x210	600	900	210
0455	GAB. EST. 600x1050x210	600	1050	210
0484	GAB. EST. 600x1200x210	600	1200	210
0458	GAB. EST. 750x750x210	750	750	210
0466	GAB. EST. 750x900x210	750	900	210
0456	GAB. EST. 750x1050x210	750	1050	210
0457	GAB. EST. 750x1200x210	750	1200	210
0490	GAB. EST. 300x300x260	300	300	260
0491	GAB. EST. 300x400x260	300	400	260
0443	GAB. EST. 300x450x260	300	450	260
0444	GAB. EST. 300x600x260	300	600	260
0418	GAB. EST. 400x500x260	400	500	260
0423	GAB. EST. 450x450x260	450	450	260
0419	GAB. EST. 450x600x260	450	600	260
0421	GAB. EST. 450x750x260	450	750	260
0422	GAB. EST. 600x600x260	600	600	260
0445	GAB. EST. 600x750x260	600	750	260
0446	GAB. EST. 600x900x260	600	900	260
0492	GAB. EST. 600x1050x260	600	1050	260
0462	GAB. EST. 600x1200x260	600	1200	260
0493	GAB. EST. 750x750x260	750	750	260
0494	GAB. EST. 750x900x260	750	900	260
0495	GAB. EST. 750x1050x260	750	1050	260
0496	GAB. EST. 750x1200x260	750	1200	260

5.4 Rejilla protección

▶ ExpanMetal 750-48-10Kg/m ²	ACERO																
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr><td>Diagonal mayor (mm):</td><td>75,00</td></tr> <tr><td>Diagonal menor (mm):</td><td>37,00</td></tr> <tr><td>Espesor (mm):</td><td>4,75</td></tr> <tr><td>Nervio (mm):</td><td>4,90</td></tr> <tr><td>Peso x m² (Kg):</td><td>10,00</td></tr> <tr><td>Peso x hoja (Kg):</td><td>45,00</td></tr> <tr><td>Ancho de la hoja (mm):</td><td>1500</td></tr> <tr><td>Largo de la hoja (mm):</td><td>3000</td></tr> </table> <p style="margin-top: 5px;">Usos: Piso Industrial liviano</p>	Diagonal mayor (mm):	75,00	Diagonal menor (mm):	37,00	Espesor (mm):	4,75	Nervio (mm):	4,90	Peso x m ² (Kg):	10,00	Peso x hoja (Kg):	45,00	Ancho de la hoja (mm):	1500	Largo de la hoja (mm):	3000	
Diagonal mayor (mm):	75,00																
Diagonal menor (mm):	37,00																
Espesor (mm):	4,75																
Nervio (mm):	4,90																
Peso x m ² (Kg):	10,00																
Peso x hoja (Kg):	45,00																
Ancho de la hoja (mm):	1500																
Largo de la hoja (mm):	3000																

▶ ExpanMetal 500-32-6,5Kg/m ²	ACERO																
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr><td>Diagonal mayor (mm):</td><td>50,00</td></tr> <tr><td>Diagonal menor (mm):</td><td>24,00</td></tr> <tr><td>Espesor (mm):</td><td>3,20</td></tr> <tr><td>Nervio (mm):</td><td>3,05</td></tr> <tr><td>Peso x m² (Kg):</td><td>6,50</td></tr> <tr><td>Peso x hoja (Kg):</td><td>13,00 29,25</td></tr> <tr><td>Ancho de la hoja (mm):</td><td>1000 1500</td></tr> <tr><td>Largo de la hoja (mm):</td><td>2000 3000</td></tr> </table> <p style="margin-top: 5px;">Usos: Cercos, cerramientos y racks</p>	Diagonal mayor (mm):	50,00	Diagonal menor (mm):	24,00	Espesor (mm):	3,20	Nervio (mm):	3,05	Peso x m ² (Kg):	6,50	Peso x hoja (Kg):	13,00 29,25	Ancho de la hoja (mm):	1000 1500	Largo de la hoja (mm):	2000 3000	
Diagonal mayor (mm):	50,00																
Diagonal menor (mm):	24,00																
Espesor (mm):	3,20																
Nervio (mm):	3,05																
Peso x m ² (Kg):	6,50																
Peso x hoja (Kg):	13,00 29,25																
Ancho de la hoja (mm):	1000 1500																
Largo de la hoja (mm):	2000 3000																

▶ ExpanMetal 600-32-6Kg/m ²	ACERO																
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr><td>Diagonal mayor (mm):</td><td>50,00</td></tr> <tr><td>Diagonal menor (mm):</td><td>28,00</td></tr> <tr><td>Espesor (mm):</td><td>3,20</td></tr> <tr><td>Nervio (mm):</td><td>3,20</td></tr> <tr><td>Peso x m² (Kg):</td><td>6,00</td></tr> <tr><td>Peso x hoja (Kg):</td><td>27,00</td></tr> <tr><td>Ancho de la hoja (mm):</td><td>1500</td></tr> <tr><td>Largo de la hoja (mm):</td><td>3000</td></tr> </table> <p style="margin-top: 5px;">Usos: Cercos, cerramientos y protecciones</p>	Diagonal mayor (mm):	50,00	Diagonal menor (mm):	28,00	Espesor (mm):	3,20	Nervio (mm):	3,20	Peso x m ² (Kg):	6,00	Peso x hoja (Kg):	27,00	Ancho de la hoja (mm):	1500	Largo de la hoja (mm):	3000	
Diagonal mayor (mm):	50,00																
Diagonal menor (mm):	28,00																
Espesor (mm):	3,20																
Nervio (mm):	3,20																
Peso x m ² (Kg):	6,00																
Peso x hoja (Kg):	27,00																
Ancho de la hoja (mm):	1500																
Largo de la hoja (mm):	3000																

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

5.5 Brocas

fischer Wedge Anchor FWA

Wedge anchors (bolt anchors) in zinc-plated steel and stainless steel A2.



FWA

DESCRIPTION

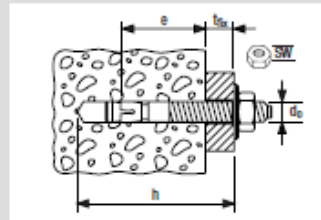
- Anchor bolt for push-through installation.
- When the hexagon nut is tightened, the tapered bolt is pulled into the expansion clip and expands it against the hole wall.
- Thread diameter 6 to 20 mm.
- Zinc plated steel version for indoor use.
- A2 stainless steel version for outdoor use and in damp conditions.

Suitable for:

- Non-cracked concrete \geq C20/25.
- Natural stone with dense structure.

For fixing of:

- Steel and wooden constructions.



Type	Art. No.	Dia- meter	Drill- ϕ	Total length	Min. drill hole depth for through installation mode	Min. embed- ment depth	Max. usable length	Width across nut	N_{tnc}	V_{tnc}	Min. axial spacing	Min. edge distance	Qty. per box
		M	d_s mm	L mm	h mm	e mm	t_e mm	SW	kN	kN	mm	mm	pcs.
Zinc-plated steel													
FWA 6x 40	45536	6	6	40	40	27	3	10	2.1	1.5	85	45	100
FWA 6x 55	45582	6	6	55	55	35	15	10	2.1	1.5	105	55	100
FWA 6x 70	45598	6	6	70	70	35	30	10	2.1	1.5	105	55	100
FWA 8x 50	45644	8	8	50	50	35	10	13	2.8	2.8	105	55	50
FWA 8x 65	45788	8	8	65	65	40	20	13	2.8	2.8	120	60	50
FWA 8x 80	45789	8	8	80	80	40	35	13	2.8	2.8	120	60	50
FWA 8x 95	45790	8	8	95	95	40	50	13	2.8	2.8	120	60	50
FWA 8x 120	45791	8	8	120	120	40	75	13	2.8	2.8	120	60	50
FWA 10x 65	45645	10	10	65	65	40	15	17	3.8	3.8	120	60	50
FWA 10x 80	45792	10	10	80	80	50	20	17	3.8	3.8	150	75	50
FWA 10x 95	45793	10	10	95	95	50	35	17	3.8	3.8	150	75	50
FWA 10x 115	45794	10	10	115	115	50	55	17	3.8	3.8	150	75	25
FWA 10x 130	45646	10	10	130	130	50	70	17	3.8	3.8	150	75	25
FWA 12x 80	45647	12	12	80	80	50	20	19	5.8	5.8	150	75	25
FWA 12x 100	45648	12	12	100	100	60	30	19	5.8	5.8	180	90	25
FWA 12x 120	45795	12	12	120	120	60	50	19	5.8	5.8	180	90	25
FWA 12x 150	45796	12	12	150	150	60	80	19	5.8	5.8	180	90	25
FWA 16x 105	45649	16	16	105	95	70	15	24	8.5	8.5	210	105	20
FWA 16x 140	45798	16	16	140	130	80	40	24	8.5	8.5	240	120	10
FWA 16x 180	45799	16	16	180	170	80	80	24	8.5	8.5	240	120	10
FWA 20x 160	45800	20	20	160	150	100	40	27	13.5	13.5	300	150	10

6. Izamiento motor

RESUMEN				
	Ítem comercial	Descripción	Código/modelo	Cantidad
6.1	Carro de traslación	Marca: TXK	Mod:KW005A	1
6.2	Polipasto manual de cadena	Marca: YALE	Mod: VSIII 0.5/1	1
6.3	Broca hormigón	Marca: HILTI	Mod: HSL-3-R M16	8

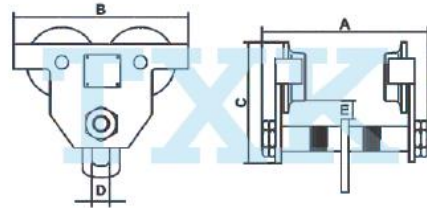
Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

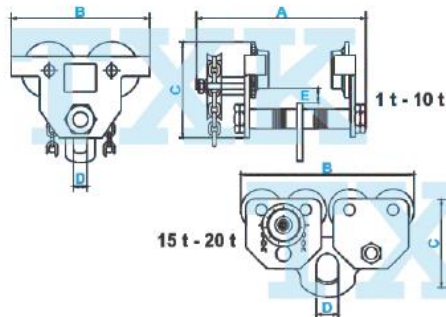
6.1 Carro de traslación

0.5-20 TN

TROLLEY DE ROZAMIENTO Y ENGRANAJE - KW



● DATOS TÉCNICOS							
MODELO		KW005A	KW010A	KW020A	KW030A	KW050A	KW100A
CAPACIDAD	(ton)	0.5	1	2	3	5	10
CARGA DE PRUEBA	(ton)	0.75	1.5	3	4.5	7.5	15
ANCHO ALA DE VIGA (REGULABLE)	(mm)	50-152	64-203	88-203	100-203	114-203	125-210
MÍNIMO RADIO DE CURVATURA	(m)	1	1	1.1	1.3	1.4	1.7
PESO NETO	(kg)	7.1	12.8	18.8	33.7	50.7	88
DIMENSIONES (mm)	A	230	296	313	334	363	410
	B	218	257	300	340	380	389
	C	155	181	214.5	252	290	364.5
	D	24	30	36	45	60	80
	E	21.7	23.5	23.5	32.5	28	48



6.2 Polipasto

Equipos de elevación Polipastos manuales de cadena

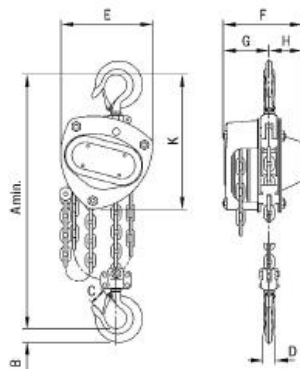


Datos técnicos modelo VSIII

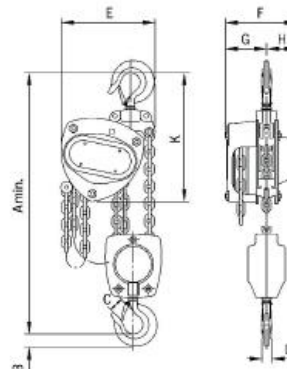
Modelo	Núm. EAN 4025092*	Capacidad en kg/ número de ramales	Dimensiones de la cadena d x p mm	Levante para 1 m longitud cadena mando mm	Esfuerzo a C.M.U. daN	Peso con altura estándar (3 m) kg
VSIII 0,25/1	*665322	250/1	4x12	50	20	3,9
VSIII 0,5/1	*949545	500/1	5x15	26	21	9,0
VSIII 1,0/1	*949927	1.000/1	6x18	24	24	11,5
VSIII 1,5/1	*593854	1500/1	8x24	17	30	17,5
VSIII 2,0/1	*949934	2.000/1	8x24	19	32	19,0
VSIII 2,0/2	*949941	2.000/2	6x18	15	29	17,3
VSIII 3,0/1	*949958	3.000/1	10x30	12	40	31,0
VSIII 3,0/2	*949965	3.000/2	8x24	10	37	27,0
VSIII 5,0/2	*949972	5.000/2	10x30	8	41	43,0

Dimensiones modelo VSIII

Model	VSIII 0,25/1	VSIII 0,5/1	VSIII 1,0/1	VSIII 1,5/1	VSIII 2,0/1	VSIII 2,0/2	VSIII 3,0/1	VSIII 3,0/2	VSIII 5,0/2
A min., mm	290	350	380	450	460	490	570	580	700
B, mm	12	21	28	33	36	36	45	45	47
C, mm	26	23	27	36	35	35	40	40	45
D, mm	11	16	20	22	29	29	29	29	40
E, mm	118	145	158	180	205	170	240	220	250
F, mm	113	140	155	175	180	155	210	175	190
G, mm	65	80	87	85	94	87	110	94	95
H, mm	48	60	68	90	86	68	100	81	95
K, mm	190	240	270	300	320	285	370	340	410



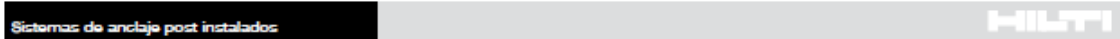
Modelo VSIII, 250 - 3.000kg, un ramal



Modelo VSIII, 2.000 - 5.000kg, dos ramales



6.3 Brocas



3.3.2 Anclaje de expansión para cargas grandes HSL-3

3.3.2.3 Información técnica

Los valores de carga contenidos en esta sección son tablas de diseño simplificadas de Hilti. Los tablas con valores de carga en esta sección fueron desarrollados utilizando los parámetros y las variables del diseño de resistencia de la ESR-1545 y las ecuaciones contenidas en ACI 318-11 Capítulo 17. Para una explicación detallada de los tablas de diseño simplificadas de Hilti, consulte la Sección 3.1.7. Las tablas de datos de ESR-1545 no están incluidas en esta sección pero pueden consultarse en www.icc-es.org.

Figura 1 - Especificaciones de HSL-3

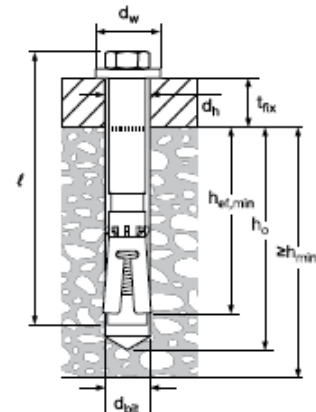


Tabla 1 — Especificaciones de HSL-3

Detalles			Diámetro de la rosca de anclaje HSL-3											
			M8		M10		M12		M16		M20		M24	
Diámetro nominal de la broca ¹	d_{bit}	mm	12		15		18		24		28		32	
Espesor mínimo del concreto	h_{min}	mm (pulg.)	Ver Tabla 5											
Profundidad de la perforación	h_o	mm (pulg.)	80 (3-1/8)		90 (3-1/2)		105 (4-1/8)		125 (4-7/8)		155 (6-1/8)		180 (7-1/8)	
Empotramiento mínimo efectivo	$h_{e,min}$	mm (pulg.)	60 (2-3/8)		70 (2-3/4)		80 (3-1/8)		100 (3-7/8)		125 (4-7/8)		150 (5-7/8)	
Diámetro de la perforación del elemento	d_h	mm (pulg.)	14 (9/16)		17 (11/16)		20 (13/16)		26 (1)		31 (1-1/4)		35 (1-3/8)	
Máx. espacio acumulado entre la(s) parte(s) que se sujeta(n) y la superficie del concreto	-	mm (pulg.)	4 (1/8)		5 (3/16)		8 (5/16)		9 (3/8)		12 (1/2)		16 (5/8)	
Máximo espesor de la parte sujeta HSL-3, HSL-3-B	t_{fix}	mm (pulg.)	20 (3/4)		40 (1-1/2)		20 (3/4)		40 (1-1/2)		25 (1)		50 (2)	
Longitud general del anclaje HSL-3, HSL-3-B	ℓ	mm (pulg.)	98 (3-7/8)		118 (4-5/8)		110 (4-3/8)		130 (5 1/8)		131 (5-1/8)		156 (6 1/8)	
Máximo espesor de la parte sujeta HSL-3-G	t_{fix}	mm (pulg.)	20 (3/4)		20 (3/4)		25 (1)		50 (2)		25 (1)		50 (2)	
Longitud general del anclaje HSL-3-G	ℓ	mm (pulg.)	102 (4)		115 (4-1/2)		139 (5-1/2)		164 (6-3/8)		163 (6-3/8)		188 (7-3/8)	
Diámetro de la arandela	d_w	mm (pulg.)	20 (3/4)		25 (1)		30 (1-1/8)		40 (1-9/16)		45 (1-3/4)		50 (2)	
Torque de instalación HSL-3	T_{inst}	Nm (ft-lb)	25 (18)		50 (37)		80 (59)		120 (89)		200 (148)		250 (185)	
Torque de instalación HSL-3-G	T_{inst}	Nm (ft-lb)	20 (15)		35 (26)		60 (44)		80 (59)		160 (118)			
Tamaño de la llave HSL-3, HSL-3-G	-	mm	13		17		19		24		30		36	
Tamaño de la llave HSL-3-B	-	mm					24		30		36		41	

¹ Utilice solamente brocas métricas.

7. Freno dinamométrico

RESUMEN				
	Ítem comercial	Descripción	Código/modelo	Cantidad
7.1	Freno dinamométrico de corrientes parasitas	Marca: MWD	Mod: NL260e	1
7.2	Adquisición de datos	Marca: MWD	Mod: AccuDyno Pro	1

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

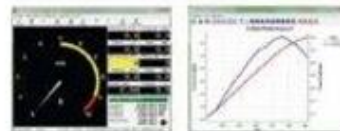
7.1 Freno




El freno dinamométrico eléctrico de corrientes parásitas **NL260e** permite la medición de las curvas características de motores estándar y de competición en una amplia gama hasta 400 HP. La medición se realiza cargando el motor en sus distintos estados, regulando la salida de tensión del módulo de comando CT, permitiendo realizar mediciones dinámicas (barrido o aceleración) y estáticas (estabilizados o punto a punto). Su logrado diseño y esmerada terminación hacen del freno dinamométrico **NL260e** un instrumento de medición de laboratorio tan fiable, robusto, de bajo mantenimiento con la sensibilidad y operatividad requerida por los usuarios más exigentes.

⚙️ Sistema de medición

Como dispositivo de medición recomendamos el sistema **Accudyno**. El mismo es capaz de generar curvas y listados con los datos obtenidos del motor, compararlos con otros ensayos y corregirlos automáticamente según las condiciones ambientales de la sala de ensayo, entre otras virtudes.



Powered by 

⚙️ Especificaciones técnicas

Potencia máxima: Hasta 400 HP @ 10000 rpm
Potencia mínima: Hasta 3.5 HP @ 1000 rpm

Régimen máximo: 10000 rpm
Torque máximo: 58 kgm @ 4000 rpm

Características

- Frenado electro-magnético (corrientes parásitas)
- Frenado en ambos sentidos de rotación
- Rápida instalación
- Muy bajo mantenimiento
- Excelente terminación
- Fácil operación
- Comando electrónico a distancia por lazo realimentado
- Permite incorporar accesorios

Accesorios recomendados

- Sistema medición computarizado Accudyno
- Base de motor estacionaria universal / ajustable
- Bomba de circulación refrigerante
- Forzador de aire
- Arrancador por motor 24 V y corona
- Árbol de transmisión cardánico
- Amortiguador torsional de 96kgm

Cochabamba 2158 - Córdoba - Argentina
Tel: +54 (0351) 4520609 - 155155361
mwd@mwdyno.com
www.mwdyno.com

8. Adquisición de datos

SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS ACCUDYNO PRO

Sistema ACCUDYNO PRO de adquisición de datos, incluye la provisión de un sensor de rpm, un gabinete con las placas electrónicas correspondientes a las señales rpm, una fuente regulada, una placa de adquisición y transmisión de datos, más un cable de comunicaciones USB para transferir los datos a una PC.

- Adquisición de datos de gran precisión y velocidad
- USB, funciona con notebooks sin necesidad de adaptadores
- 10 canales Analógicos en total
 - 1 dedicado - Torque o Temperatura de 22 bits
 - 3 dedicados Central Atmosférica
 - 1 dedicado Sonda Lambda
 - 5 CANALES AUXILIARES
- 2 canales de RPM (precisión mayor a 1 RPM)
- Salida auxiliar de expansión con comunicación industrial

Los datos son transmitidos a la PC en la que se instala el programa ACCUDYNO que realiza la captura de datos, operaciones matemáticas, corrección de los resultados según normas, muestreo de las variables en la pantalla de tiempo real, archivo de los ensayos realizados con planilla característica del motor, muestra de gráficos combinados de todas las variables vs rpm, valores máximos y promedios.



- **Gráfico en tiempo real (*)**
Permite ver el trazado de la curva mientras se va realizando el ensayo. Esto ayuda a detectar fallas en el motor antes de terminar la tirada, permitiendo ahorrar valiosos segundos de trabajo y no exigir el motor si se presentan fallas.

- **Gráficos en función de la RPM, y también en función de la Velocidad, Tiempo o Distancia.**

Más opciones de visualización para los usuarios más exigentes. Ideal para el desarrollo de motores y funciones nuevas para su uso en bancos de prueba de chasis, especialmente en vehículos con caja automática. La curva en función del tiempo permite detectar fallas que de otra forma se enmascararan, como, por ejemplo, vibraciones fuera de lo normal.

- **Comparación inmediata y simultánea de varias tiradas**

Obtiene el dato que más le interesa y lo compara con otras tiradas apenas termina el ensayo y sin hacer ningún clic adicional.


(*) Se recomienda doble monitor para tener mejor visibilidad

Etapa 5

1.	Apertura de costos	1
1.1	Sala de ensayo	1
1.2	Base soporte motor	2
1.3	Ventilación	4
1.4	Freno dinamométrico	5
1.5	Sistema de izamiento.....	6
1.6	Transmisión.....	7
1.7	Dosificación de combustible	8
1.8	Refrigeración.....	10
2.	Costo total	11

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

Fecha:10/10/2021	ETAPA 5 Banco de pruebas para MCI	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Delta	
REV: 01			

1. Apertura de costos

La asignatura fundamentos de los costos proyecta realizar una revisión analítica del marco teórico existente sobre el tema.

Con el objeto de poder identificar cuáles son los costos más relevantes, prever sobrecostos no planificados, se desarrolló el detalle según los subconjuntos.

1.1 Sala de ensayo

Cant.	Uni.	Descripción	Marca/Proveedor	Costo unitario \$	Costo total \$	Fecha cotización
1	un	Puerta robusta industrial doble hoja	Nuñez INGENIERIA	USD 463,85	USD 463,85	23/7/2021
2	un	Polycarbonato compacto - Panel 1,22 x 1,22 x esp.10mm	BAUKRAFT	USD 497,40	USD 994,80	26/7/2021
2	kg	Perfil U de aluminio recto - 15 x 40 x esp. 2	ALUAR/AYMET SRL	USD 7,80	USD 15,60	
5	m3	Hormigón	Comercial/Supermix	USD 85,83	USD 429,17	29/7/2021
1	m2	Telgopor compacto 50mm -Dens: 11 kg/m ³	Comercial	USD 4,11	USD 4,11	6/8/2021
2	un	Lana de vidrio 50 mm - Rollo 1,2x18m	ISOVER	USD 88,54	USD 177,08	6/8/2021
2	un	1000 ladrillo macizo 26x14x6cm	Ladrillera trelew	USD 354,17	USD 708,33	6/8/2021
32	un	Tornillo cabeza hexagonal M10 X Long 60 - 8.8	Buloneria Campana	USD 0,53	USD 16,83	6/8/2021
8	un	Broca HSL-3 RM16 Long 153mm	HILTI	USD 35,00	USD 280,00	
8	un	Broca FH II 12 S largo 121	FISHER	USD 18,13	USD 145,00	7/8/2021
2	un	Broca hormigón Ø10mm Long 95	FISCHER	USD 1,49	USD 2,98	7/8/2021
		Costo total materiales			USD 3.237,76	
		Insumos varios (10%)*			USD 323,78	
		Mano de obra (70%)*			USD 2.266,43	
		Costo total sala de ensayos			USD 5.827,97	


* El porcentaje aplicado se basa en recomendaciones de proveedores, y se aplica según el computo de materiales.

Integrantes:

Carcache, Pablo

Gentile, Pablo

Ramírez, Damián


Fecha:10/10/2021	ETAPA 5 Banco de pruebas para MCI	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Delta	
REV: 01			

1.2 Base soporte motor

Cant.	Un.	Descripción	Marca / Proveedor	Costo unitario \$	Costo total \$	Fecha cotización
0,4	un	Chapa esp. 1/4" (6,3) x 1500 x 3000 F-24	Hierros Campana	USD 565,43	USD 226,17	17/8/2021
0,2	un	Chapa esp. 5/16"(7,9) x 1500 x 3000 F-24	Hierros Campana	USD 702,39	USD 140,48	17/8/2021
1	un	Chapa esp. 1/2"(12,7) x 1500 x 3000 F-24	Hierros Campana	USD 1.122,28	USD 1.122,28	17/8/2021
0,1	un	Chapa esp. 1" (25,4) x 1500 x 3000 F-24	Hierros Campana	USD 2.365,45	USD 118,27	17/8/2021
0,3	un	Chapa esp. 3/8" (9,5) x 1500 x 3000 F-24	Hierros Campana	USD 852,90	USD 255,87	17/8/2021
0,1	un	Chapa esp. 3/16"(4,7) x 1500 x 3000 F-24	Hierros Campana	USD 420,42	USD 42,04	17/8/2021
1	un	Tubo rect. 100x50 Esp. 3,2 Long 6000 F-24	Hierros Campana	USD 135,64	USD 135,64	17/8/2021
4	un	Tuerca para ranura en T RM16x2 8.8	Buloneria Campana	USD 0,33	USD 1,33	7/8/2021
1	un	Tuerca hexagonal M16x2 8.0	Buloneria Campana	USD 0,33	USD 0,33	7/8/2021
1	un	Tuerca hexagonal trapezoidal 30x6 8.0 - Rosca de una entrada	Buloneria Campana	USD 2,06	USD 2,06	7/8/2021
2	un	Eje roscado Ø30 Long 170 - SAE 4140 30/34 HRc	Cigal	USD 46,88	USD 93,75	7/8/2021
2	un	Barra hexagonal Ec=46 Long 37 - SAE 1020	Cigal	USD 62,50	USD 125,00	7/8/2021
0,1	un	Tubo Ø1/4" SCH 5 Long 6000 ASTM A-53	Hierros Campana	USD 29,63	USD 2,96	17/8/2021
0,1	un	Tubo Ø3" SCH STD Long 6000 ASTM A-53	Hierros Campana	USD 50,44	USD 5,04	17/8/2021
0,4	un	Planchuela 3/16" x 1 1/2" (38.1) x Esp. Long 6000 F-24	Hierros Campana	USD 18,81	USD 7,52	17/8/2021
4	un	Tornillo cabeza hexagonal M16x2 Long. 140 - 8.8	Buloneria Campana	USD 2,82	USD 11,29	7/8/2021
16	un	Tornillo cabeza hexagonal M16x2 Long. 45 - 8.8	Buloneria Campana	USD 1,15	USD 18,33	7/8/2021
1	un	Tornillo cabeza hexagonal M8x1,25 Long 40 - 8.8	Buloneria Campana	USD 0,22	USD 0,22	7/8/2021
1	un	Tornillo cabeza hexagonal M10x1,5 Long 85 - 8.8	Buloneria Campana	USD 0,72	USD 0,72	7/8/2021
24	un	Arandela plana p/Ø16 F-24	Buloneria Campana	USD 0,18	USD 4,20	7/8/2021
1	un	Arandela plana p/Ø8 F-24	Buloneria Campana	USD 0,05	USD 0,05	7/8/2021
2	un	Arandela plana p/Ø10 F-24	Buloneria Campana	USD 0,06	USD 0,12	7/8/2021

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián


Fecha:10/10/2021	ETAPA 5 Banco de pruebas para MCI	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Delta	
REV: 01			

1	un	Pasador de aletas Ø2 largo 50mm	Buloneria Campana	USD 0,07	USD 0,07	7/8/2021
		Costo total materiales			USD 2.313,78	
		Insumos varios (5%)*			USD 231,38	
		Mano de obra (100%)*			USD 2.313,78	
		Montaje (35%)*			USD 809,82	
		Costo total base soporte motor			USD 5.668,76	

* El porcentaje aplicado se basa en recomendaciones de proveedores, y se aplica según el computo de materiales.

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián


Fecha:10/10/2021	ETAPA 5 Banco de pruebas para MCI	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Delta	
REV: 01			

1.3 Ventilación

Cant.	Unidad	Descripción	Marca / Proveedor	Costo unitario \$	Costo total \$	Fecha cotización
2	un	Electroventilador axial de pared	Chicago Blower	USD 580,00	USD 1.160,00	
2	un	Motor eléctrico 5,5 HP - 1500 rpm clase F	WEG	USD 315,00	USD 630,00	
2	un	Variador de frecuencia	WEG	USD 967,00	USD 1.934,00	
1	un	Gabinete estanco IP65	FORLI	USD 95,34	USD 95,34	7/8/2021
4	un	Caño 4" acero galvanizado Esp 0.5 Long 50cm	Superchapa	USD 4,21	USD 16,83	7/8/2021
1	un	Codo a 90° 4"	Superchapa	USD 5,10	USD 5,10	7/8/2021
0,1		Chapa metálica Esp. 4.7 x 150 x 150 F-24	Hierros Campana	USD 420,42	USD 42,04	17/8/2021
0,1		Chapa metálica Esp. 3.2 x 1500 x 3000	Hierros Campana	USD 286,49	USD 28,65	17/8/2021
2	un	Chapa galvanizada 2400 x 1200 Esp 3.2	Herramat aceros	USD 57,04	USD 114,08	17/8/2021
0,1	un	Planchuela 1/8"(3,2) x 2"(50.8) x Long 6000 - F-24	Hierros Campana	USD 21,10	USD 1,05	17/8/2021
0,1	un	Planchuela 1/8" (3.2) x 1 1/4"(31.75) x Long 6000 - F-24	Hierros Campana	USD 11,32	USD 0,57	17/8/2021
0,1	un	Planchuela 1/8" (3.2) x 1 1/2"(38.1) x Long 6000 - F-24	Hierros Campana	USD 15,91	USD 1,59	17/8/2021
4	un	Tuerca hexagonal M8x1.25 - 8.8	Buloneria Campana	USD 0,06	USD 0,25	7/8/2021
1	un	Metal desplegable 1000 x 2000 x 3.2	EXPANMETAL	USD 60,32	USD 60,32	7/8/2021
10	un	Tornillo Cab. Hexa M8x1.25 Long. 25 - 8.8	Buloneria Campana	USD 0,16	USD 1,60	7/8/2021
42	un	Tornillo Cab. Hexa M10x1.5 Long. 35 - 8.8	Buloneria Campana	USD 0,35	USD 14,66	7/8/2021
43	un	Arandela plana p/Ø10 - F-24	Buloneria Campana	USD 0,06	USD 2,56	7/8/2021
10	un	Arandela plana p/Ø8 - F-24	Buloneria Campana	USD 0,05	USD 0,54	7/8/2021
4	un	Broca hormigón Ø10mm Long. 95	FISHER	USD 1,49	USD 5,96	7/8/2021
0,6	un	Perfil L 3"(76) x Esp. 1/4"(6.35) Long 6000	Hierros Campana	USD 21,10	USD 12,66	17/8/2021
0,2	un	Perfil L 1 3/4"(44) - Esp 3/16"(4.9) Long. 6000	Hierros Campana	USD 31,68	USD 6,34	17/8/2021
2	un	Perfil L 2"(50.8) Esp 1/8"(4.9) Long 6000	Hierros Campana	USD 35,87	USD 71,73	17/8/2021

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

Fecha:10/10/2021	ETAPA 5 Banco de pruebas para MCI	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Delta	
REV: 01			

	Costo total materiales			USD 4.205,87
	Insumos varios (5%)*			USD 210,29
	Mano de obra (100%)*			USD 8.411,75
	Montaje (35%)*			USD 1.472,06
	Costo total ventilación			USD 14.299,97

*El porcentaje aplicado se basa en recomendaciones de proveedores, y se aplica según el computo de materiales.


1.4 Freno dinamométrico

Cant.	Uni.	Descripción	Marca / Proveedor	Costo unitario \$	Costo total \$	Fecha cotización
1	un	Freno dinamométrico de corrientes parasitas NL260	MDW	USD 6.651,58	USD 6.651,58	20/5/2019
1	un	Adquisición de datos	MDW	USD 791,86	USD 791,86	20/5/2019
		Costo total freno dinamométrico			USD 7.443,44	

* El porcentaje aplicado se basa en recomendaciones de proveedores, y se aplica según el computo de materiales.

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

Fecha:10/10/2021	ETAPA 5 Banco de pruebas para MCI	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Delta	
REV: 01			


1.5 Sistema de izamiento

Cant.	Uni.	Descripción	Marca / Proveedor	Costo unitario \$	Costo total \$	Fecha cotización
1	un	Polipasto manual a cadena 500kg	YALE	USD 250,00	USD 250,00	8/8/2021
1	un	Carro de translación 500kg	Ferretería Industrial Leopoldo Ciani e Hijos	USD 80,83	USD 80,83	8/8/2021
8	un	Tornillo cabeza hexagonal M12x1,75 Long 35 8.8	Buloneria Campana	USD 0,50	USD 4,01	7/8/2021
8	un	Tuerca hexagonal M12x1,75 8.0	Buloneria Campana	USD 0,18	USD 1,41	7/8/2021
8	un	Arandela plana p/Ø12 F-24	Buloneria Campana	USD 0,11	USD 0,91	7/8/2021
0,5	un	Perfil UPN 160 Esp. 5 Long 6000 F-24	Hierros Campana	USD 386,03	USD 193,01	17/8/2021
1	un	Chapa Esp 1/4"(6,35) x 1500 x 3000 F-24	Hierros Campana	USD 565,43	USD 565,43	17/8/2021
0,1	un	Chapa Esp 1/2"(12,7) x 400 x 250 F-24	Hierros Campana	USD 1.122,28	USD 112,23	17/8/2021
0,4	un	Perfil estructural 120 x 120 Esp 4 Long 6000 F-24	Hierros Campana	USD 386,03	USD 154,41	17/8/2021
		Costo total materiales			USD 1.362,25	
		Insumos varios (5%)*			USD 68,11	
		Mano de obra (100%)*			USD 1.362,25	
		Montaje (35%)*			USD 476,79	
		Costo total sistema de izamiento			USD 3.269,40	

*El porcentaje aplicado se basa en recomendaciones de proveedores, y se aplica según el computo de materiales.

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

Fecha:10/10/2021	ETAPA 5 Banco de pruebas para MCI	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Delta	
REV: 01			


1.6 Transmisión

Cant.	Uni.	Descripción	Marca / Proveedor	Costo unitario \$	Costo total \$	Fecha cotización
1	un	Semieje homocinético	Volkswagen	USD 169,17	USD 169,17	8/8/2021
0,2	un	Chapa Esp 19.05 x 1500 x 3000 F-24	Hierros Campana	USD 1.539,64	USD 307,93	17/8/2021
0,1	un	Chapa Esp 12,7 x 110 x 160 F-24	Hierros Campana	USD 1.122,28	USD 112,23	17/8/2021
0,1	un	Chapa Esp 6,3 x 100 x 100 F-24	Hierros Campana	USD 565,43	USD 56,54	17/8/2021
0,5	un	Chapa Esp. 3,2 x 425 x 360 F-24	Hierros Campana	USD 286,49	USD 143,24	17/8/2021
2	un	Redondo Ø10mm Long 73 SAE 1020	Cigal	USD 15,63	USD 31,25	7/8/2021
0,2	un	Tubo estructural 60x40 Esp 2 Long 6000 F-24	Hierros Campana	USD 114,86	USD 22,97	17/8/2021
0,1	un	Tubo Ø1/8" SCH STD Long 6000 ASTM A-53	Hierros Campana	USD 40,05	USD 2,00	17/8/2021
6	un	Tornillo cabeza Cil. Hexa. INT M6x1 Long 40 8.8	Buloneria Campana	USD 0,22	USD 1,33	7/8/2021
6	un	Tornillo cabeza hexagonal M10x1.5 Long 60 8.8	Buloneria Campana	USD 0,53	USD 3,16	7/8/2021
5	un	Tornillo cabeza hexagonal M16x2 Long 35 8.8	Buloneria Campana	USD 0,99	USD 4,95	7/8/2021
6	un	Tuerca hexagonal M6x1 8.0	Buloneria Campana	USD 0,02	USD 0,15	7/8/2021
5	un	Arandela plana p/Ø16 F-24	Buloneria Campana	USD 0,18	USD 0,88	7/8/2021
6	un	Arandela plana p/Ø6 F-24	Buloneria Campana	USD 0,05	USD 0,32	7/8/2021
		Costo total materiales			USD 856,13	
		Insumos varios (10%)*			USD 85,61	
		Mano de obra (100%)*			USD 856,13	
		Montaje (35%)*			USD 299,65	
		Costo total transmisión			USD 2.097,52	

* El porcentaje aplicado se basa en recomendaciones de proveedores, y se aplica según el computo de materiales.

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián


Fecha:10/10/2021	ETAPA 5 Banco de pruebas para MCI	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Delta	
REV: 01			

1.7 Dosificación de combustible

Cant.	Un.	Descripción	Marca / Proveedor	Costo unitario \$	Costo total \$	Fecha cotización
4	un	Codo macho Ø1/4" NPT 1/4	ABALOK/SIMAT		USD 13,90	
14	un	Codos unión 90° Ø1/4"	ABALOK/SIMAT		USD 19,50	
4	un	Válvula aguja 1/4"	ABALOK/SIMAT		USD 58,30	
2	un	Te hembra central Ø1/4" NPT 1/4	ABALOK/SIMAT		USD 25,70	
4	un	Racord de baja NPT (adaptador) rosca macho NPT 1/4	ABALOK/SIMAT		USD 8,80	
20	un	Soportes para tubos Ø1/4"	ABALOK/SIMAT		USD 4,75	
8	m	Tubo de acero inoxidable Ø1/4"	ABAC/SIMAT	USD 6,50	USD 52,00	
2	un	Caudalímetro 50l/h	FUEL VIEW	USD 87,68	USD 175,36	31/8/2021
2	un	Manómetro 10bar	JMH/Grupo EMETRES	USD 9,24	USD 18,47	31/8/2021
2	un	Tanque 12L	Hulk/Nautishp	USD 68,30	USD 136,60	31/8/2021
2	un	Tanque 5L	Hulk	USD 29,46	USD 58,93	31/8/2021
3	un	Ménsula para encastre doble	Todo estantes	USD 6,43	USD 19,29	31/8/2021
3	un	Riel para ménsula con doble encastre	Todo estantes	USD 5,29	USD 15,86	31/8/2021
1	un	Estante en chapa plegada esp. 1,25	Todo estantes	USD 12,47	USD 12,47	31/8/2021
2	m	Manguera combustible Ø3/8" con pera cebado	Mercury/KIERO SRL	USD 14,09	USD 28,18	31/8/2021
3	m	Manguera combustible Ø3/8"	MC Racing Parts	USD 5,19	USD 15,58	31/8/2021
2	un	Conector hembra	Mercury/KIERO SRL	USD 4,77	USD 9,54	31/8/2021
2	un	Bomba de combustible FP200	BOSCH	USD 60,30	USD 120,59	25/9/2021
1	un	Abrazadera para manguera Ø3/8" - cantidad 10	Comercial	USD 4,10	USD 4,10	25/9/2021
24	un	Tornillos cab. Hexa M6x1 Long 25 - 8,8	Buloneria campana	USD 0,22	USD 5,34	7/8/2021
4	un	Tuerca hexagonal M6x1 8.0	Buloneria Campana	USD 0,02	USD 0,10	7/8/2021
28	un	Arandela plana p/Ø6 F-24	Buloneria Campana	USD 0,05	USD 1,51	7/8/2021

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

Fecha:10/10/2021	ETAPA 5 Banco de pruebas para MCI	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Delta	
REV: 01			

0,1	un	Chapa metálica Esp. 3.2 x 1500 x 3000	Hierros Campana	USD 286,49	USD 28,65	17/8/2021
0,1	un	Perfil L 1"(25.4) x Esp. 1/8"(3.2) Long 6000	Hierros Campana	USD 14,91	USD 1,49	17/8/2021
		Costo total materiales			USD 835,02	
		Insumos varios (5%)			USD 41,75	
		Montaje (100%)			USD 835,02	
		Costo total dosificación de combustible			USD 1.711,79	

* El porcentaje aplicado se basa en recomendaciones de proveedores, y se aplica según el computo de materiales.

Integrantes:

Carcache, Pablo

Gentile, Pablo

Ramírez, Damián

1.8 Refrigeración

Cant.	Uni.	Descripción	Marca / Proveedor	Costo unitario \$	Costo total \$	Fecha cotización
1	un	Intercambiador de placas BL26-34R	Serg	USD 3.418,37	USD 3.418,37	4/10/2021
2	un	Tanque de agua 500L acero inoxidable	Affinity	USD 255,10	USD 510,20	4/10/2021
1	un	Bomba 3HP 2800 rpm	Desoll	USD 357,14	USD 357,14	4/10/2021
		Tuberías varias	Aquasol	USD 153,06	USD 153,06	4/10/2021
		Codos, uniones, válvulas agujas	Aquasol	USD 357,14	USD 357,14	4/10/2021
		Costo total materiales			USD 4.795,92	
		Insumos varios (10%)*			USD 479,59	
		Montaje (50%)*			USD 2.397,96	
		Costo total dosificación de combustible			USD 5.275,51	


* El porcentaje aplicado se basa en recomendaciones de proveedores, y se aplica según el computo de materiales.

Integrantes:

Carcache, Pablo

Gentile, Pablo

Ramírez, Damián

Fecha:10/10/2021	ETAPA 5	Universidad Tecnológica	
REV: 01	Banco de pruebas para MCI	Nacional Facultad Regional Delta	

2. Costo total

Banco de pruebas para motores de combustión interna		
Ítem	Sección	Costo
1	Sala de ensayo	USD 5.827,97
3	Ventilación	USD 14.299,97
4	Base soporte motor	USD 5.668,76
5	Freno dinámico	USD 7.443,44
6	Sistema de izamiento	USD 3.269,40
7	Transmisión	USD 2.097,52
8	Dosificación de combustible	USD 1.711,79
9	Refrigeración	USD 5.275,51
Costo Total		USD 45.594,35
	Riesgo (5%)*	USD 2.279,72
	Ganancia (20%)	USD 9.118,87
Precio		USD 56.992,94


*El importe se basa según riesgo país.

Integrantes:

Carcache, Pablo

Gentile, Pablo

Ramírez, Damián

Fecha: 27/09/2021	Instructivo de operación Banco de pruebas para MCI	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Delta	
REV: 00			

1. OBJETIVO

Esta instrucción de trabajo tiene por objeto establecer un procedimiento de operación del banco de pruebas para motores de combustión interna.

2. ALCANCE

Al personal de operación capacitado para su ejecución.

Este procedimiento se realizará cada vez que se instale un motor de combustión interna para ensayar.

3. EQUIPOS Y MATERIALES A UTILIZAR

- Trapo
- Llave de tubo
- Llave Allen
- Torquímetro
- Destornillador

4. SEGURIDAD


- Utilizar EPP correspondientes (referirse a informe “Etapa 2 – Especificación para el desarrollo del proyecto – Banco de pruebas para MCI”).
- Verificar que la calibración del equipo este vigente al día de la fecha.

5. PUESTA EN MARCHA

- Verificar que los tornillos de sujeción del motor a la base soporte estén con torque solicitado (12 kg.m – 13 kg.m)
- Verificar la alineación del cardan.
Si bien el cardan tendrá sus correspondientes juntas universales, es conveniente alinearlos de modo que estas trabajen lo menos posible, tratando que el eje del freno, cardan y eje del rodillo, estén en un mismo eje imaginario de rotación. El cardan debe tener el correspondiente juego axial (la corredera del cardan no debe quedar haciendo tope ni atrás ni adelante)
- Verificar que los tornillos de sujeción del cardan estén con el torque solicitado (2 kg.m – 3 kg.m)
- Verificar visualmente los niveles de lubricación del freno. En caso de bajo nivel, completar.

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

Fecha: 27/09/2021	Instructivo de operación Banco de pruebas para MCI	Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Delta	
REV: 00			

- Verificar que las conexiones de refrigeración estén su correcta ubicación y no presenten perdidas y/o estrangulamiento.
- Verificar que las conexiones de combustible estén su correcta ubicación y no presenten perdidas y/o estrangulamiento
- Verificar los niveles de aceite por medio de la varilla de nivel.
- Verificar el correcto funcionamiento del instrumental que controla el motor, marcadores de temperatura (90°C), etc.

6. OPERACIÓN

Encender el motor y esperar que el freno tome temperatura de funcionamiento (90°C) con algo de carga y a un régimen no muy bajo de vueltas (no es conveniente dejar el motor regulando en vacío en ningún caso); podría usarse un régimen de 1/3 a 1/2 del de máxima potencia y a una carga en kilogramos de balanza de 5% a 10% de los kilogramos que corresponden a la máxima potencia esperada.

Si lo que se está haciendo es un asentamiento del motor, se colocara al régimen y carga deseada usando el acelerador y la válvula de control del freno, acelerando primero el motor hasta el régimen deseado y luego ajustado el freno, luego nuevamente el acelerador hasta el régimen deseado y luego el freno para aumentar la carga y así hasta llegar a los kilogramos de carga y revoluciones deseadas.

Si lo que se está haciendo es una prueba de potencia se comenzará acelerando el motor y accionando el freno cuidando que al acelerar no se sobrepase en régimen máximo del motor, hasta que el acelerador este al máximo, se seguirá accionando alternativamente el acelerador y el freno, cuando tenemos el motor totalmente acelerado con el solo uso del freno llevaremos al motor al régimen en que queremos medir la potencia.

7. ANEXO

Planos de conjunto E4-1-01 (Ver “Etapa 4 – Ingeniería de detalle”)

8. REGISTROS

Completar planilla RE3-MCI.

Integrantes:

Carcache, Pablo
Gentile, Pablo
Ramírez, Damián

REGISTRO RE3-MCI

Operario:

REV: 00



Fecha:

EQUIPO	QUÉ SE REVISAS	Condición	ESTADO	COMENTARIOS
Base soporte motor	Tornillos de sujeción	Torque: 12-13 [kg.m]		
Transmisión	Alineación	Pendiente < 15°		
	Tornillos de sujeción	Torque: 2-3 [kg.m]		
Freno dinanométrico	Nivel de aceite	NORMAL/BAJO		
	Fugas	SI/NO		
Refrigeración (Motor)	Mangueras (estrangulamiento)	SI/NO		
	Fugas	SI/NO		
Dosificación Combustible	Nivel de combustible	NORMAL/BAJO		
	Fugas	SI/NO		
	Valvulas de paso	ABIERTO/CERRADO		
	Bomba	5-8 bar		
	Mangueras (estrangulamiento)	SI/NO		
Motor MCI	Nivel tanque retorno	NORMAL/BAJO		
	Nivel de aceite	NORMAL/BAJO		
Refrigeración	Nivel de agua	NORMAL/BAJO		
	Fugas	SI/NO		
	Valvulas de paso	ABIERTO/CERRADO		
	Bomba	24 m.c.a		
	Mangueras (estrangulamiento)	SI/NO		
	Caudal	7000 l/h		
	Temperatura tanque	>66°C		

Firma: _____