



PROYECTO FINAL DE CARRERA

INGENIERÍA MECÁNICA

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE ENSAYOS
PARA UN MOTOR DIESEL”**

**ALUMNOS: JOAQUÍN RANDLE, JUAN TRONCONI Y LUCAS
PÉNDOLA**

TUTOR: LIC. RICARDO LAURETTA

Agradecimientos

Agradecemos a todas las personas que nos ayudaron durante la realización de este proyecto:

A nuestro tutor, Ricardo Laretta por su orientación, seguimiento y supervisión, pero sobre todo por la constante dedicación, apoyo y motivación que recibimos durante estos meses de trabajo. Sin él la realización de este proyecto no habría sido posible.

A la Asociación de Amigos del ITBA, “A.D.I.T.B.A.” y por su intermedio a su presidente, el Sr. Carlos Trentadue por haber financiado gran parte del proyecto.

A nuestros profesores, el Ing. Vicente Celani y el Dr. Sebastián D’Hers por su asesoramiento sobre diversos temas y sus interesantes aportes.

Al equipo del Taller de Mecánica del ITBA: Ing. Federico Raffo, Ing. Juan Zubiri y Alejandro Centeno. Por facilitarnos la infraestructura necesaria para la instalación del banco de ensayos.

A Francisco Flocco, representante de WEG Argentina por su asesoramiento y compromiso.

Por último a nuestras familias, amigos y novias por el apoyo, contención y compañía durante todos estos años de carrera.

Índice

1. Introducción

1.1. Marco del Proyecto

El presente proyecto se enmarca dentro de uno más grande titulado “Inyección directa de hidrógeno y oxígeno en la cámara de combustión” Es el primer sub-proyecto del mismo, el cual posibilitará la realización de las siguientes etapas.

En el **Anexo 1**, a continuación de este informe, se encuentra la información completa y detallada sobre este proyecto.

1.2. Objetivos del Proyecto

Diseño y construcción de un banco de ensayo para un motor monocilíndrico diesel de 12 HP, refrigerado por aire.

1.3. Marco Teórico

El dinamómetro es una herramienta de la Ingeniería que permite evaluar y optimizar el desempeño de motores de combustión interna. Las variables principales que se miden son: par motor (torque: Nm) y velocidad angular (régimen: rpm); que a su vez permiten calcular la potencia del motor.

Su funcionamiento se basa en su capacidad de aplicar una carga al motor, proporcionándole un torque opuesto a su giro (frenante), simulando el escenario real en el que el motor debe entregar potencia a fin de impulsar un vehículo o producir un torque determinado para energizar una máquina.

Cuando un dinamómetro actúa sobre un motor manteniendo un régimen constante de velocidad angular ante un torque frenante, entonces el torque aplicado por el dinamómetro es idéntico en módulo al entregado por el motor en ese régimen. Por lo tanto, si es posible medir el torque aplicado por el dinamómetro para cargar el motor, entonces podemos conocer el torque entregado por el motor en un régimen de velocidad específico. Se concluye que mediante el dinamómetro se puede medir el torque entregados por el motor en

sus distintos regímenes de velocidades angulares, y así poder calcular las respectivas potencias para definir las curvas características del motor, que constituye una fuente de diagnóstico confiable al evaluar su desempeño.

El método con el cual el dinamómetro carga al motor, puede variar dependiendo tanto del diseño del sistema, como de las demandas del usuario en cuanto a precisión y costos.

Los resultados obtenidos de herramientas como los dinamómetros son tablas o gráficos fáciles de interpretar y que proporcionan información explícita de las prestaciones de un motor. En la figura 1.3-1 se presenta un diagrama típico de Torque/Potencia vs. Velocidad Angular obtenido del motor de un vehículo Volkswagen Passat V6 Turbo.

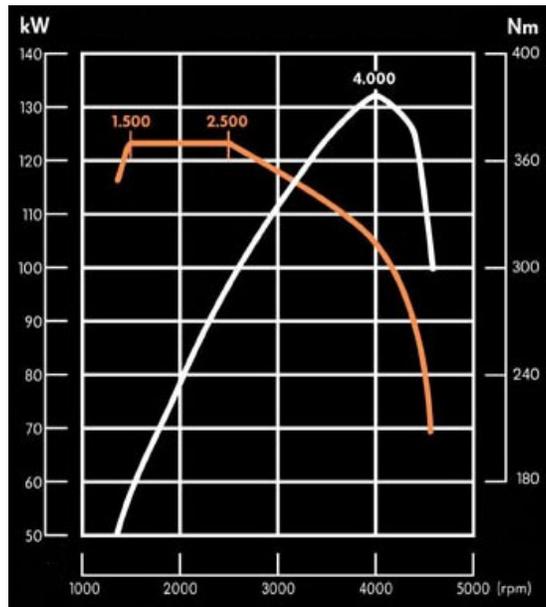


Fig. 1.3- : Gráfico de Torque vs. RPM y Potencia vs. RPM

A continuación se presenta en la figura 1.3-2 dos curvas de Torque, en azul y rojo opaco, y dos curvas de Potencia, en azul y rojo fuerte. El par de líneas azules representan la evolución del motor sin ninguna modificación y las rojas representan la evolución del motor después de una modificación al sistema de inyección del vehículo. La finalidad principal de esta figura consiste en poder apreciar con claridad cómo puede un dinamómetro dar un diagnóstico claro del rendimiento de un motor de combustión interna.

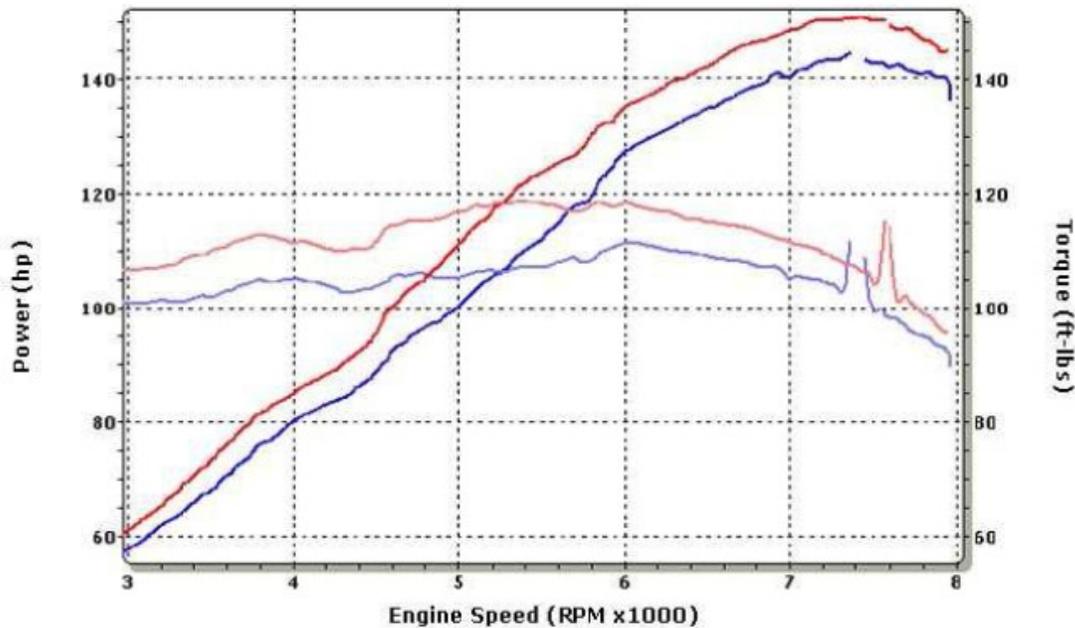


Fig. 1.3- : curvas características del motor antes y después de ser modificado

1.4. Elección del sistema

Hoy en día existen varios tipos de dinamómetros para motores en el mercado mundial, sus prestaciones dependen de la tecnología que incluyen y de su principio de funcionamiento.

Dinamómetros de frenos de aire

Estos aparatos, de los cuáles el ventilador de Walker fue el más conocido, han quedado obsoletos. Consistían en un simple arreglo de aspas radiales regulables que imponían un torque que podía ser estimado. Únicamente sobreviven en el campo de los motores de helicópteros, donde las pruebas no requieren alta precisión y el ruido no es un problema.

Dinamómetros de Fricción

Estos dinamómetros descienden en línea directa de los frenos originales de banda, inicialmente propuestos por Prony en 1821. Consisten esencialmente en frenos de fricción multidiscos refrigerados por agua. Siempre se debe utilizar

un sistema de refrigeración para mantener las zapatas a una temperatura adecuada en la cual su coeficiente de fricción es constante. Son útiles para aplicaciones de baja velocidad, por ejemplo para medir la potencia erogada por un vehículo en las ruedas, y además tiene la ventaja (compartida con el dinamómetro hidrostático) de poder medir el torque total desarrollado a velocidad cero.

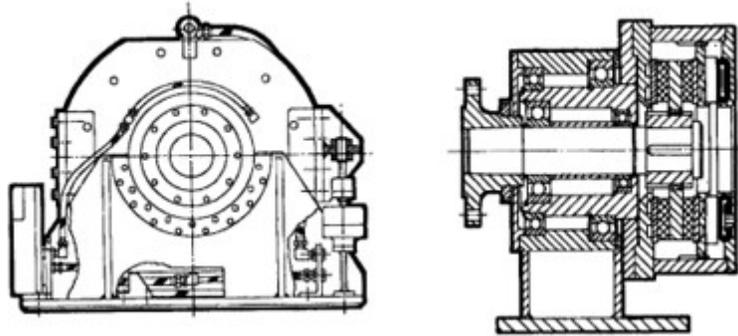


Fig. 1.4- : Freno de fricción refrigerado por agua utilizado como dinamómetro. (M. Plint 1998)

Dinamómetros Hidrocinéticos

Dentro de este tipo de Dinamómetros se encuentran cuatro variantes, pero que cuentan con características muy similares. Están los de llenado constante (Froude clásico), los de llenado variable comunes, los “bolt-on” y los de disco. El funcionamiento de estos equipos se basa en la fricción de los flujos turbulentos y la disipación de energía en forma de calor.

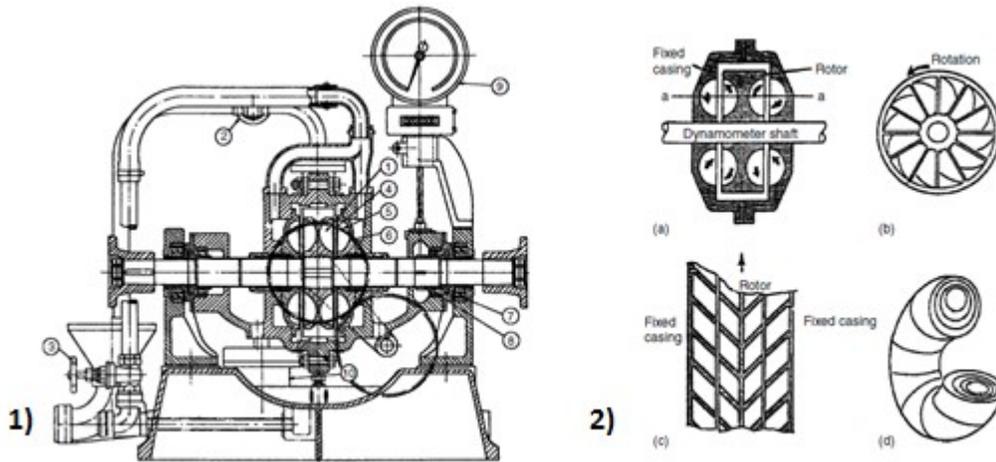


Fig. 1.4- : 1) Típica vista en corte de un dinamómetro Froude. 2) Principio de operación del dinamómetro hidrocínético: (a) sección del dinamómetro. (b) rotor. (c) vista de sección a-a. (d) Vórtice rotoidal. (M. Plint 1998)

Dinamómetros Hidrostáticos

No muy utilizados, estas máquinas consisten en combinaciones de pistones hidráulicos de cilindrada constante y variable que conforman un conjunto bomba/motor. La máquina de cilindrada fija, constituye el dinamómetro. Una de las ventajas principales es la de poder desarrollar máximo torque con velocidad nula.

Dinamómetro de Corriente Continua

Estos equipos consisten esencialmente en un motor de corriente continua funcionando como generador, montado en cuna sobre rodamientos en dos puntos de su eje. Su control consiste generalmente en un convertidor de a.c./d.c. Los dinamómetros de CC son robustos, fácilmente controlables y son capaces de entregar y absorber potencia. Como desventajas puede incluirse la limitación de máxima velocidad y su alta inercia rotacional, la cual puede traer problemas de vibración torsional y aceleraciones limitadas.

Dinamómetro de Corriente Alterna

Los desarrollos en los controladores de velocidad de motores de CA

(variadores de frecuencia) han permitido la evolución de máquinas de corriente alterna de similares prestaciones y virtudes que los dinamómetros de CC, con las ventajas adicionales de menor inercia rotacional y la ausencia de un conmutador. La máquina consiste esencialmente en un motor asincrónico de inducción que es controlado mediante la variación de la frecuencia de alimentación. La fuente de energía cuenta con un rectificador, un circuito intermedio de CC y un inverter para producir la alimentación de frecuencia variable. La máquina es capaz de frenar regenerativamente.

Dinamómetro de Corrientes Parásitas (Eddy)

Estos dispositivos utilizan el principio de inducción electromagnética para desarrollar torque frenante y disipar potencia. Un disco dentado de acero de alta permeabilidad rota con una mínima luz entre paredes de un estator de láminas de bajas pérdidas. Un campo magnético paralelo al eje de la máquina es generado por dos bobinas anulares y el movimiento del rotor da origen a variaciones en el flujo magnético que lo atraviesa. En consecuencia se producen corrientes parásitas en el rotor y disipación de energía como calor al medio refrigerante.

La potencia de frenado se controla mediante la variación de la corriente suministrada a las bobinas excitadoras, pudiendo producir cambios bruscos en la carga. Estos equipos son robustos y considerablemente simples, y son capaces de producir elevados torques a bajas velocidades. Contrariamente a los equipos de CC y de CA, los dinamómetros Eddy no son capaces de entregar potencia.

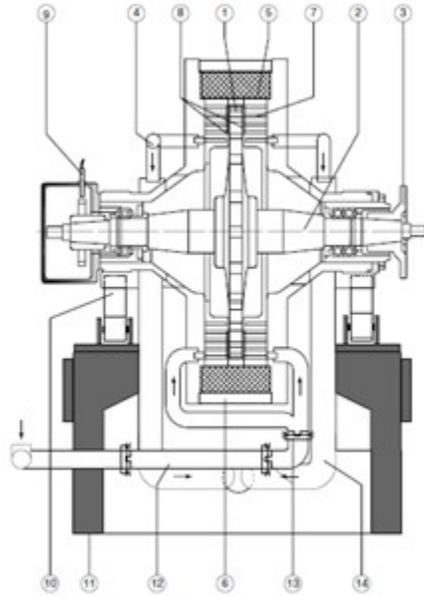


Fig. 1.4- : Dinamómetro de corrientes parásitas.

Proceso de selección

Una vez realizado un estudio exhaustivo de todos los tipos de dinamómetros existentes y sus diversas aplicaciones, limitaciones y ventajas; se procedió a seleccionar la opción más conveniente y acertada para el presente proyecto.

En el proceso de selección se siguieron lineamientos tales como:

- Confiabilidad de mediciones
- Seguridad para el operador y el equipo
- Simplicidad de construcción e implementación (control)
- Minimizar costos y número de elementos/piezas

Y además se condicionó la selección a la aplicación particular de nuestro proyecto. Teniendo en cuenta por ejemplo las características y dimensiones del motor Diesel monocilíndrico, priorizando simplicidad y practicidad, y posible transportabilidad y versatilidad del equipo. Como en todo proyecto también éste se vio condicionado en cuanto al aspecto económico y de disponibilidad de materiales.

Teniendo en cuenta lo mencionado anteriormente, se descartaron otras posibles opciones y se llevó adelante una matriz de ponderaciones sobre

cuatro opciones posibles, siendo éstas: Eddy, Hidrocinético, Eléctrico CC y Eléctrico CA. En el **Anexo 6** se presenta la mencionada matriz y pueden allí observarse las variables ponderadas.

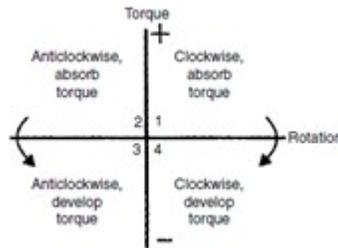


Fig. 1.4- : Cuadrantes de un dinamómetro
(M. Plint 1998)

Finalmente se decidió por llevar adelante el diseño y construcción de un dinamómetro de corriente alterna. La decisión se basó en la comparación contra las otras posibles opciones, y en la valoración de todas sus virtudes y defectos. Sumado a esto, se consultaron usuarios de diversos tipos de frenos, pudiendo así contar con la opinión de conocedores de los aspectos buenos y malos de cada opción.

La opción seleccionada es además la más reciente en ser desarrollada, y se han recibido opiniones e información muy positiva respecto a la misma.

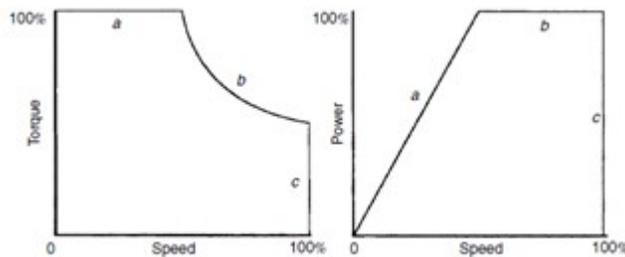


Fig. 1.4- : Curvas de rendimiento de dinamómetros basados en el uso de motores eléctricos (M. Plint 1998)

El dinamómetro de freno asincrónico se destaca principalmente por su simplicidad, su versatilidad y su confiabilidad.

El mismo opera en los cuatro cuadrantes, lo cual atestigua su versatilidad, al igual que sus curvas de performance. Además cabe destacar que todos sus componentes son de excelente disponibilidad. Por otra parte entre sus numerosas ventajas se destaca su gran capacidad de control y excelente operación. También es muy beneficiosa la ausencia de circuitos de agua refrigerante, lo cual simplifica enormemente la instalación, reduciendo costos y permitiendo transportabilidad.

2. Diseño y Construcción

2.1. Freno

2.1.1. Motor Eléctrico

Se utilizó un motor eléctrico trifásico asíncrono, marca WEG Línea **W22 MTA** - Carcasa de Hierro Gris - Eficiencia Estándar (**IE1**) **TEFC** - Totally Enclosed Fan Cooled IC411 Proyectoado para trabajar en Áreas NO Clasificadas: Potencia: **15HP** (11kW) RPM nominales / Polos: **3000** / II Forma constructiva: **IMB3** (con patas, sin brida) Tensión / Frecuencia: 380/660V / 50Hz Protección: IPW55 Aislación: clase "F" (DT=80K) Servicio: Continuo S1 Normalizado en carcasa tamaño IEC 160M

Las especificaciones del motor eléctrico se detallan en el **Anexo 2**, mientras que el proceso de dimensionamiento y selección se encuentran en el **Anexo 3**.

Especialidades adicionales:

Dado que el motor va a ser utilizado en regímenes menores al nominal (3000rpm), se le instaló un dispositivo de ventilación forzada (DVF), para garantizar una buena refrigeración.

También se instaló un encoder para que el drive realice un control de velocidad de circuito cerrado, el cual garantiza una precisión de 0.01 % en el control de la velocidad (si fuera usada la referencia (consigna) analógica de velocidad vía entrada analógica de 14 bits, de la tarjeta opcional IOA-01 o si fueren usadas las referencias digitales, como por ejemplo, vía HMI, Profibus DP, DeviceNet, etc.).

Es un encoder incremental marca Autonics, modelo **E40H-12, 1024-6-L-5**, de **1024 ppv**. Más características en **Anexo 7**.

2.1.2. Drive

Se utilizó un convertidor de frecuencia marca WEG, modelo CFW11 0031 T4SZ. Ver **Anexo 3**.

Dimensionamiento del drive en **Anexo 3**.

Al drive se le instaló adicionalmente un módulo PLC, modelo PLC11-01 de WEG (Ver **Anexo 8**), dado que se necesitaba para poder conectar el encoder, y también con el objetivo de utilizarlo como adquisición de datos en el futuro, dado que posee:

- 9 entradas digitales aisladas y bidireccionales, siendo 2 entradas digitales rápidas, que generan interrupción;
- 3 salidas digitales a relé 250 V x 3 A;
- 3 salidas digitales optoacopladas y bidireccionales 24 V x 500 mA;
- 1 entrada analógica diferencial de -10 a +10 VCC o 0 a +20 mA con resolución de 14 bits;
- 2 salidas analógicas de -10 a +10 VCC o 0 a 20 mA con resolución de 12 bits;
- 2 entradas de encoder aisladas, con alimentación interna de 5 VCC o 12 VCC;
- 1 interface de comunicación serial - RS-485 (Protocolo padrón: MODBUS-RTU);
- 1 interface CAN.Acople;

2.1.3. Tablero y Resistencias

El tablero fue suministrado y construido por WEG. Para disipar la energía se conectó un banco de resistencias de 11KW de potencia. Ver descripción y planos en **Anexo 9**.

Para la disposición de ambos componentes se decidió, por practicidad, montarlos uno encima del otro, sobre un mismo bastidor. Este cuenta con ruedas giratorias para mayor versatilidad. Ver Img. 2.6- .

2.2. Acople

2.2.1. Elección del tipo de acople

Para la elección del acople se consideraron varias opciones. Como criterio de selección se estableció que el acople no debería introducir vibraciones por aceleraciones angulares debido a un desalineamiento no deseado. Esto excluyó de la selección los acoples de tipo junta cardánica.

La segunda opción que se considero fue la de utilizar un acople de tipo doble junta homocinética. Este no introduciría aceleraciones angulares, y tenía la ventaja de que no era necesaria una alineación precisa, dado que esa es la principal ventaja constructiva de las juntas homocinéticas, y para lo cual se las usa. Esta opción quedó descartada por tener la desventaja de que el conjunto entero era demasiado largo, lo cual derivaba en tener que construir la placa de una longitud mayor, y esto iba en deterioro de las características antivibratorias de la misma.

La tercera opción, la seleccionada, fue la de utilizar un acople elástico de tipo estrella, o mandíbula, como se puede apreciar en la figura 2.2.1-1. Este tiene la ventaja de admitir pequeños desalineamientos, de no introducir vibraciones debido a aceleraciones angulares, y contrariamente, tiene la capacidad de amortiguar pequeñas vibraciones. Esta característica es muy provechosa para eliminar el ruido en la lectura de los valores medidos, pero al ser elástico produce una pequeña pérdida de potencia. Para contrarrestar esta característica se optó por el suplemento elástico más rígido. Otra ventaja es que es el tipo de acople más compacto y con menor distancia longitudinal entre los ejes de los motores, reduciendo así la longitud de la placa soporte. Sumado a esto, prácticamente no requiere mantenimiento, y es de muy fácil montaje.



Fig. 2.2.1- Acople

2.2.2. Dimensionamiento

Se optó por el acople de mandíbula de tamaño 110 de SKF. Modelo **PHE L110HUB**

Se dimensiono el acople para un motor de combustión interna monocilíndrico diesel, de 8,9KW de potencia máxima y un torque máximo de 34Nm. El eje del motor diesel posee un diámetro de 30mm y el del motor eléctrico de 42mm. La velocidad máxima de rotación es de 3000rpm.

El dimensionamiento del acople se encuentra en el **Anexo 10**.

2.2.3. Cubre acople

Como medida de seguridad se construyó un cubre acople, destinado a impedir cualquier posible contacto del acople con otros objetos durante el funcionamiento y a contener los fragmentos proyectados ante una eventual rotura. Planos **Anexo 11**.

2.2.4. Alineación

Para la alineación de los motores, todo el sistema se diseñó con la capacidad de tener regulación en los tres ejes, con la precisión requerida para el tipo de acople (ver tolerancias en **Anexo 12**)

En primer lugar, en la placa-soporte se realizaron ranuras transversales para la fijación del motor diésel, y ranuras longitudinales para la fijación del motor eléctrico (Ver plano del soporte en **Anexo 13**).

Para la regulación en altura se optó por usar una combinación de suplementos que garantizara la precisión deseada. Se necesitaba levantar el motor eléctrico 55mm. Para esto se optó por hacer una placa-suplemento de 44,5mm, sumado a dos juegos de cinco placas de aluminio de 1mm y 1,1mm de espesor respectivamente (ver planos en **Anexo 12**). Los juegos de chapas de aluminio son individuales para cada pata del motor. Esto se puede apreciar en la figura 2.2.4-1.

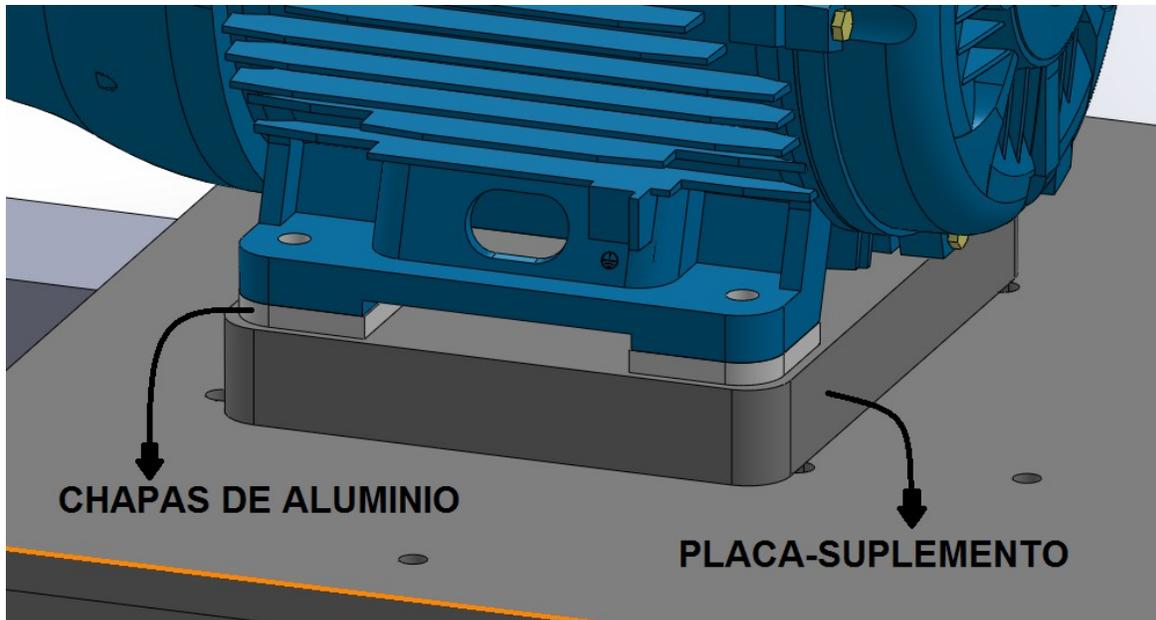


Fig. 2.2.4 - Detalle del montaje del freno

Este sistema de suplementos garantiza una regulación dentro de la tolerancia admitida del acople (0,3mm) a partir de los 48,5mm, una exactitud a la décima de milímetro a partir de los 52,5mm, y a la media decima a partir de los 53,5mm de altura.

2.3. Soporte del conjunto motor - freno

El objetivo del soporte es proporcionar una estructura rígida para fijar al motor y al freno, que además sea lo suficientemente plana como para alinear los ejes de ambos. También debe aislar al sistema del resto del banco de ensayo para transmitir la menor cantidad posible de vibraciones al mismo.

Originalmente se pensó al soporte del conjunto motor-freno como una placa de acero de $\frac{3}{4}$ " de espesor, perforada para fijar ambos motores. Esta placa estaría montada sobre un bastidor hecho de perfiles estructurales de acero, por medio de tacos antivibradores, como lo muestra la figura 2.3-1.

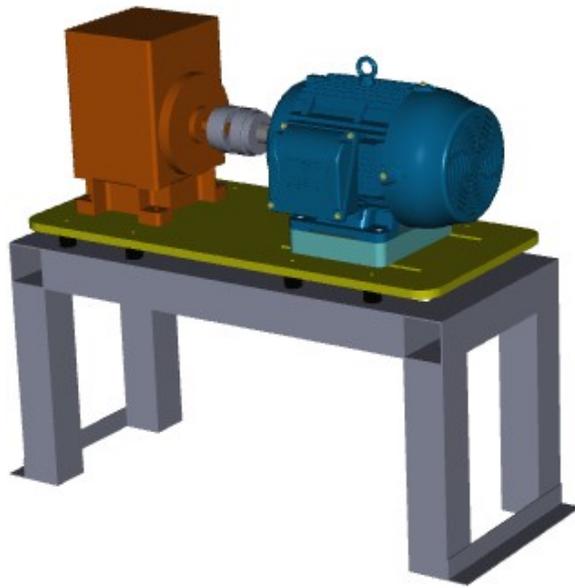


Fig.2.3- Concepción original del soporte (placa amarilla).

Planos de la placa: **Anexo 13.**

Por elementos finitos, se estudiaron los desplazamientos que aparecen en la placa al ser sometida al máximo torque que puede entregar el motor.

Los detalles del cálculo se encuentran en el **Anexo 14** de este informe.

El desplazamiento máximo obtenido fue de 0,012mm, lo cual resulta satisfactorio, considerando que representa un 0,001% de la dimensión mayor de la placa.

Este análisis es representativo, siempre y cuando el sistema esté lejos de entrar en resonancia.

Para ello se buscó que las frecuencias naturales del soporte estén por encima de la frecuencia de la fuerza de excitación que genera el motor.

El criterio adoptado fue que la frecuencia natural fuera 3,5 veces superior a la máxima frecuencia de excitación (2400 rpm - 40 Hz). Es decir:

$$f_{natural\ min.} > 3,5 \cdot 40\ Hz = 140\ Hz \quad f_{natural\ min.} > 3,5 \cdot 40\ Hz = 140\ Hz$$

(Piersoll 2009).

Por el método de elementos finitos se evaluaron las frecuencias naturales de la placa. La menor frecuencia (modo de flexión) resultó ser de 47Hz, lo cual no cumple con el criterio. Para lograr frecuencias naturales más altas se propuso rigidizar la placa, soldando vigas estructurales a la parte inferior de la misma.

Por simplicidad constructiva se propusieron tres opciones de refuerzos de vigas longitudinales de sección constante:

- Opción 1: 2 Vigas de 140x60x5,24 mm
- Opción 2: 3 Vigas de 120x60x3 mm
- Opción 3: 3 Vigas de 140x60x5,24 mm

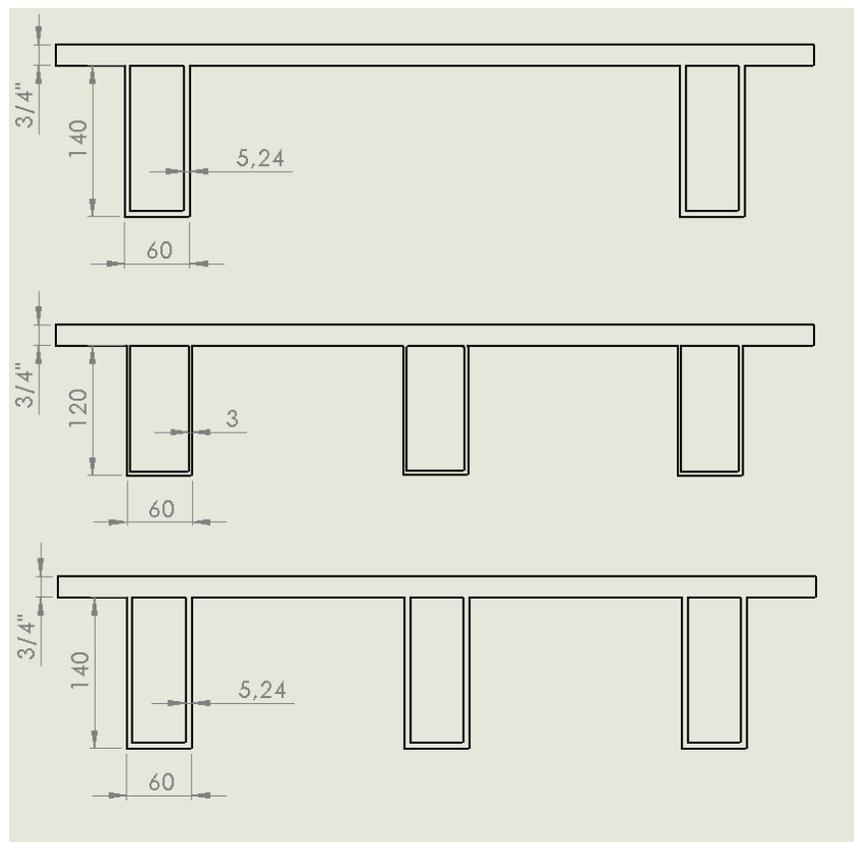


Fig. 2.2.1- Vista frontal de las tres opciones de refuerzos.

La opción elegida fue la número tres: Tres vigas de 140mmx60mmx3/16", siendo para esta la frecuencia natural más baja de 140,4 Hz. Los detalles del análisis se encuentran en el **Anexo 15**.

Transmisión de vibraciones al bastidor

Una vez garantizada la rigidez de la placa y su análisis vibratorio, fue necesario diseñar y seleccionar los apoyos de la placa. El criterio que se siguió en el proceso de selección de los apoyos antivibratorios fue el sugerido por la bibliografía (M. Plint 1998) (Piersoll 2009) y por los proveedores (Anexo 15). El objetivo principal de dicha selección consistió en poder garantizar la limitación de movimientos rígidos de la placa y el conjunto motor-freno respecto del bastidor, y también la seguridad de no entrar en resonancia vibratoria. (ver cálculos correspondientes en los anexos 16 y 17)

Se tuvieron en cuenta dos consideraciones geométricas: intentar ubicar los apoyos en un plano lo más cerca posible del horizontal que contiene al centro de gravedad, y distribuir los apoyos (en vista en planta) de modo que puedan lograrse dos o al menos un eje de simetría, a fin de poder distribuir el peso total en proporciones equivalentes sobre cada apoyo.

El modelo de antivibrador seleccionado fue el Vibrachoc V113402 (ver proceso de selección en anexo 16).

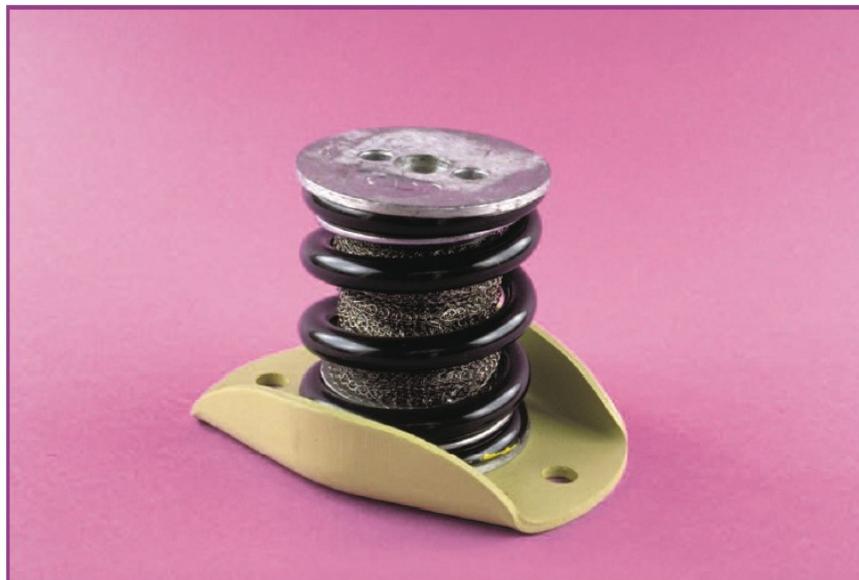


Fig.2.3- : Antivibrador Vibrachoc V113402.

2.4. Bastidor

El bastidor sobre el cual se monta el soporte con el motor y el freno fue diseñado para ser construido con perfiles estructurales cuadrados de acero de 100 x 100 mm.

Consta de una parte inferior (figura 2.4 - 1 - color azul) que soporta el peso del sistema y otra parte superior (figura 2.4-1 - color rojo) que fue pensada para guiar los cables de la futura instrumentación del motor y a la vez como soporte para accesorios como pueden ser tubos de luces, tanque de combustible, escape, etc. La parte superior fue fabricada con perfiles de 2 mm de espesor, mientras que la inferior se fabricó con perfiles de espesor 3/16" (4,76 mm).

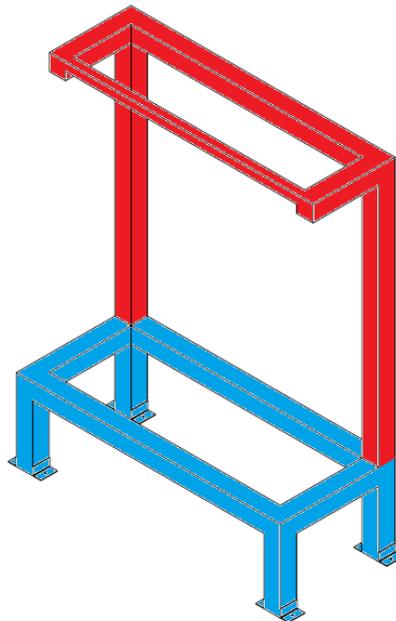


Fig. 2.4 - Parte inferior y superior del bastidor.

Se verificó que la estructura del bastidor soporte el peso del sistema soporte - freno - motor. Los detalles del cálculo se encuentran en el Anexo 18.

En el diseño se tomó en cuenta la ergonomía y la simplicidad de construcción. Se establecieron las dimensiones de forma tal que el usuario pueda trabajar en el motor lo más cómodamente posible (ver figura 3).

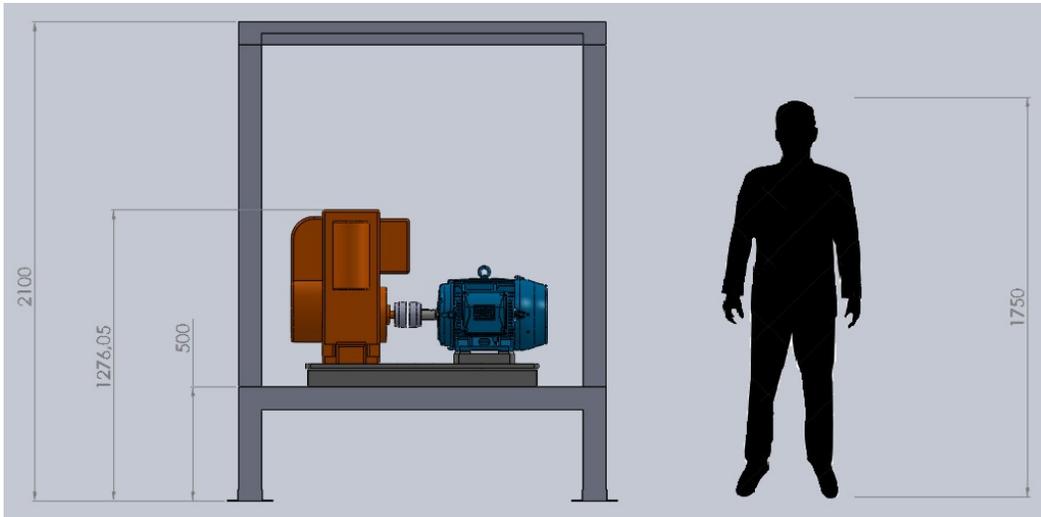


Fig. 2.4 - Banco de ensayo en comparación con una persona promedio.

2.5. Escape

Para evacuar los gases de combustión y un escape que desemboca al exterior de por un silenciador. El escape se sostiene por un silenciador. El escape se sostiene por goma para no transmitir a este último aprecia en la imagen 2.5-1. Con este flexibles a lo largo del escape.



salida al e

2.6. Lay - out general

Fisicamente la disposición del dinamómetro se aprecia en la imagen 2.6-1. Se observa la toma de corriente trifásica, junto a la cual se encuentra el tablero, seguido por el dinamómetro.

Se dejó espacio de trabajo en la parte posterior del mismo.



Img. 2.6- : Disposición general del conjunto.

3. Características del Equipo

El banco de ensayos fue diseñado para probar el motor descrito en el Anexo 4, pero, siempre y cuando no se excedan las potencias del freno ni del drive, también se pueden ensayar otros motores. Teniendo en cuenta la baja inercia rotacional del freno, podemos concluir que contamos con un dinamómetro sumamente versátil, ya que no existirían inconvenientes de posibles ensayos sobre motores de más de un cilindro, de dos o cuatro tiempos, de altas o bajas velocidades, etc. Según el caso habría que adaptar las fijaciones del motor y alinear su eje con el del freno, mediante los dispositivos de alineación mencionados en la sección 2.2.4.

El Dinamómetro construido, siguió lineamientos de diseño orientados a cumplir con:

- Seguridad en su operación
- Simpleza de construcción y funcionamiento
- Transportabilidad
- Confiabilidad de valores medidos

Actualmente se controla el dinamómetro mediante el Software “Superdrive G2” (disponible para su descarga en la página web de WEG) a través de la conexión USB que tiene el Drive. Los ensayos se comienzan usando el motor eléctrico para dar arranque al Diesel, hasta que este último entra en ralentí (simultáneamente se desenergiza el motor eléctrico) logrando de este modo aprovechar la virtud de contar con un dinamómetro de cuatro cuadrantes. Una vez que el motor Diesel entra en régimen, se está en condiciones de iniciar los ensayos.

El “Superdrive G2” cuenta con una capacidad máxima de muestreo de 1000 medic/seg. A su vez el software cuenta con una interfaz gráfica de curvas, en la cual se presentan en tiempo real la evolución de las variables medidas. También se pueden exportar los datos numéricos en forma de tablas para posterior procesamiento y análisis.

4. Ensayos y Resultados

En las instancias finales del presente proyecto se llevaron a cabo una serie de ensayos sobre el motor especificado en el Anexo 4. Cabe aclarar que no fue objetivo de esta fase del proyecto realizar ensayos y mediciones, por lo que estos ensayos tuvieron como único fin constatar el funcionamiento esperado del dinamómetro. Dicho esto, en los ensayos realizados solo se consideraron las dos variables principales: torque, rpm y posterior cálculo de la potencia.

Hasta la fecha se previeron tres tipos de ensayos, mediante control de rpm:

- Punto a punto
- De frenado creciente
- De frenado decreciente

Ensayo punto a punto

En este ensayo se lleva al motor a la condición de acelerador pleno con el freno desenergizado hasta llegar al régimen de máximas rpm, medidas con el encoder del equipo. A continuación se habilita el drive y se le ordena alcanzar las rpm a las que se encuentra funcionando el motor Diesel. En este punto se está en condiciones de extraer la primera lectura del ensayo.

A partir de allí comienza el proceso de frenado del motor Diesel, fijando, a través del drive, valores de rpm cada vez menores, avanzando de a intervalos. Se debe tener en consideración que las rampas de desaceleración no sean excesivamente exigentes para el equipo. La amplitud de rpm de cada intervalo queda a criterio del usuario.

Cada vez que se fija un nuevo valor de rpm se espera a que los parámetros se estabilicen y se exportan los datos de un intervalo de tiempo de muestreo a determinar por el usuario. Esto se repite hasta cubrir todo el rango operativo del motor a ensayar.

Ensayo de frenado creciente

En este ensayo deben repetirse los procedimientos descritos en el ensayo punto a punto hasta la extracción de la primera lectura.

A partir de allí se le ordena al drive disminuir las rpm de manera continua, siguiendo una rampa de desaceleración previamente seleccionada por el usuario hasta alcanzar el mínimo valor de rpm del rango operativo del motor Diesel. Durante todo este proceso (corrida) se extraen los datos medidos.

Ensayo de frenado decreciente

Este ensayo se realiza de forma similar al de frenado creciente, solo que la evolución de las rpm es en sentido contrario, es decir que la intensidad del frenado va en disminución, desde el valor mínimo del rango operativo de rpm hasta su máximo (frenado nulo).

Resultados

A continuación se presentan las gráficas representativas de los ensayos realizados.

A saber:

Ensayo punto a punto:

- Rampa: 50 rpm - 10 segundos.
- Tiempo de muestreo: 5 segundos.
- Frecuencia de muestreo: 20 lecturas por segundo.

Ensayos dinámicos:

- Rampa: 1500 a 2800 rpm - 200 segundos.
- Frecuencia de muestreo: 20 lecturas por segundo.

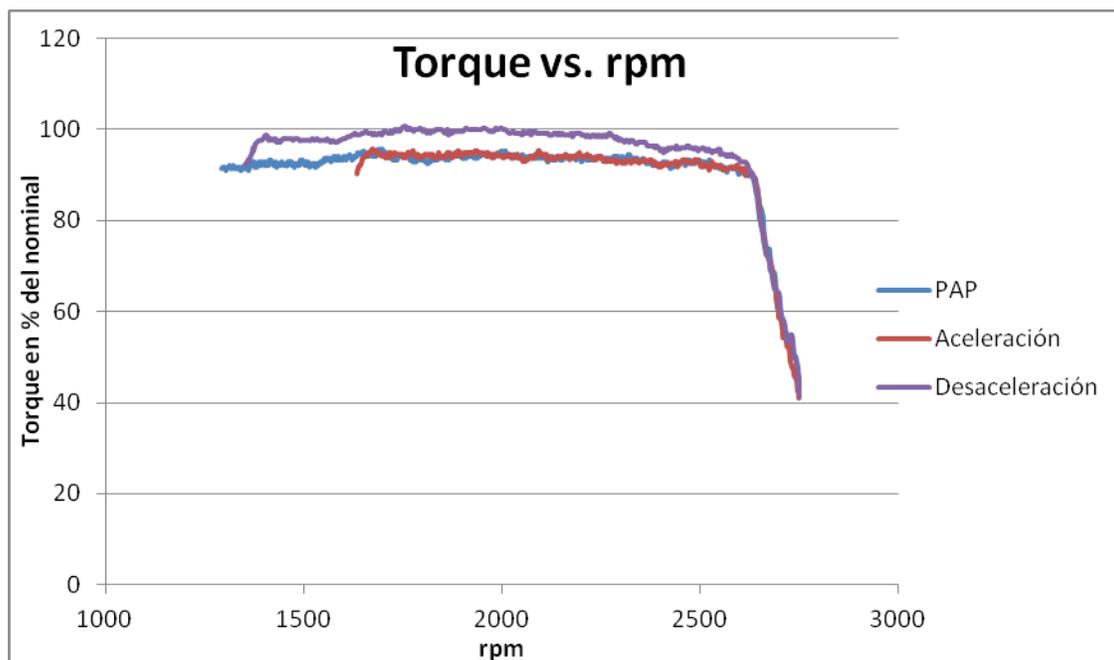


Fig.4- Porcentaje del torque nominal (35,9Nm) vs. Rpm de tres ensayos distintos.

En la figura 4-1 se presentan las curvas de torque vs. Rpm de los tres ensayos anteriormente descritos. Nótese que la curva del ensayo de frenado creciente (violeta) es levemente más elevadas que las de frenado decreciente y punto a punto. Esto se debe a que en dicho ensayo, el dinamómetro tiene que vencer la

inercia del motor y por ende aplicar un mayor torque. Los valores de torque están dados en porcentaje del torque nominal del motor (35,9Nm). La precisión es +/- 5% del par nominal, es decir +/-1,8Nm.

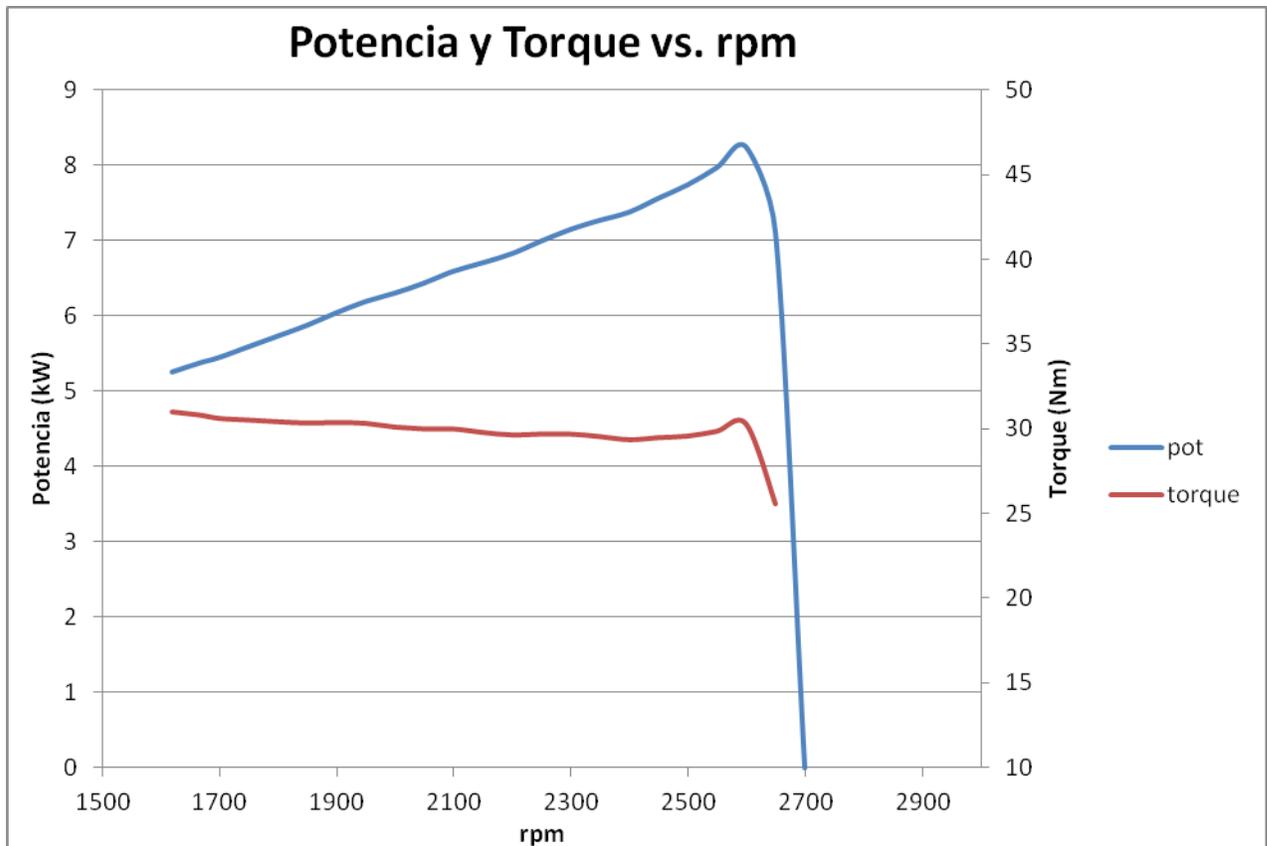


Fig.4-

En la figura 4-2 se presentan para un ensayo punto a punto las curvas de torque y de potencia, siendo esta última calculada con los valores de torque y rpm medidos.

5. Conclusiones

El presente proyecto representó para el equipo una oportunidad para aplicar en la práctica conocimientos adquiridos durante la carrera. A su vez significó una primera experiencia en la gestión de un proyecto tecnológico, desde el planteamiento del objetivo, transitando todas las etapas que llevaron a concreción del mismo.

Para el equipo resultó sumamente enriquecedora la variedad de desafíos que se presentaron a lo largo de este proyecto, obligando esto a desarrollar habilidades tales como el trabajo en equipo, la profundización en los conocimientos requeridos, trato con proveedores, el trabajo en forma autónoma, etc.

El resultado de este proyecto es un dinamómetro confiable y bien logrado, pudiendo destacarse su robustez y simplicidad.

Consideraciones para futuras mejoras

Teniendo en cuenta el alcance de este proyecto, se destacan algunas posibles mejoras:

1. Estandarización de ensayos mediante las correcciones requeridas por las normas vigentes.
2. Realizar un ensayo con el equipo acoplado a un volante con momento de inercia conocido, aplicando una rampa de aceleración determinada, con el fin de establecer el desvío del torque medido respecto del calculado teóricamente.
3. Medir las pérdidas mecánicas del motor Diesel utilizando al dinamómetro como motor de arrastre.
4. Desarrollar a través de la herramienta “Labview” una interfaz de control y lectura vinculada al PLC del drive, buscando mayor practicidad en los ensayos.
5. Implementar un sistema de medición de consumo específico de combustible.

6. Bibliografía

Cook, Robert D. *Concepts and Applications of Finite Element Analysis*. 4°. Wiley, 2002.

Giacosa, Dante. *Motores Endotérmicos*. Barcelona: Ediciones Omega, 1988.

M. Plint, A. Martyr. *Engine Testing - Theory and Practice (2da Ed.)*. SAE, 1998.

Piersoll, Alan. *Harris' Shock and Vibration Handbook (6° Ed.)*. New York: Mac Graw Hill, 2009.

Ugural, A. C. *Advanced Strength and Applied Elasticity*. New Jersey: Prentice Hall, 2003.

Anexo 1: Proyecto

Inyección directa de Hidrógeno y Oxígeno en la cámara de combustión

Sub-proyectos:

1. Banco de ensayo

Diseño mecánico y de instrumentación de un banco de ensayo para un motor Diesel de 12 HP, refrigerado por aire.

Tareas a realizar:

Diseñar y construir la estructura, el sistema de frenado, el sistema de sensores y de adquisición de datos.

2. Inyector I

Diseño mecánico, construcción y ensayo de un inyector para gases a alta presión.

Tareas a realizar:

Diseñar y construir un inyector (o modificar un inyector adecuado), para gases a alta presión, apto para trabajar directamente en la cámara de combustión.

Construir un controlador básico para el inyector, que permita modificar frecuencia y tiempo de inyección.

Ensayar y caracterizar el inyector en una cámara de baja presión.

3. Inyector II

Diseño mecánico y de instrumentación de un banco de ensayo para inyectores de gases a alta presión.

Tareas a realizar:

Diseñar y construir, un banco de ensayos con el sistema de sensores y de adquisición de datos, para probar inyectores para gases a alta presión, en condiciones de presión y temperatura de trabajo.

Ensayar y caracterizar el inyector en distintas condiciones de trabajo.

4. Computadora de control

Diseño y construcción de una computadora para control de funcionamiento, (inyección y encendido) de un motor de un cilindro con dos inyectores y una bujía.

Tareas a realizar:

Estudiar y definir las variables a sensar en el motor para realizar el control, (temperaturas, aperturas de mariposa, λ , Rpm, etc.)

Desarrollar el circuito, hacer las pruebas preliminares y construir una placa de control para un motor de un cilindro con dos inyectores y una bujía.

Integrar la electrónica al motor y participar de las primeras pruebas de funcionamiento.

5. Tapa de cilindros I

Diseño y realización de la modificación de la actual tapa de cilindro, para albergar un inyector, la bujía y los sensores.

Tareas a realizar:

Retirar la tapa de cilindro del motor, estudiar su diseño y desarrollar la modificación necesaria para albergar un inyector, la bujía y los sensores de temperatura y presión.

Integrar la tapa con los sensores, la electrónica de control y otros elementos, en el motor.

Ensayar y caracterizar el motor en el banco de ensayo, funcionando con GNC.

6. Tapa de cilindros II

Diseño y construcción de una nueva tapa de cilindro, para albergar dos inyectores, la bujía y los sensores.

Tareas a realizar:

Diseño y modelización de tensiones, en una nueva tapa de cilindro para el motor existente, que contenga dos inyectores, la bujía, una válvula de escape y los sensores de temperatura y presión.

Diseñar la modificación en el árbol de levas y la transmisión, para el comando mecánico de la única válvula de escape.

Integrar la tapa con los sensores, la electrónica de control y otros elementos en el motor.

Ensayar y caracterizar el motor en el banco de ensayo, funcionando con GNC-Oxígeno, y con Hidrógeno-Oxígeno.

Anexo 2: Especificaciones Motor Eléctrico

Anexo 3: Dimensionamiento Motor Eléctrico y Drive

Motor Eléctrico

Para el dimensionamiento del motor eléctrico se utilizaron las curvas de torque y potencia del motor diesel, suministradas por el fabricante (ver Anexo 4). Siendo el torque la variable a tener en cuenta para el dimensionamiento, se buscó un motor cuya curva este siempre por encima de la de motor diesel.

A continuación se muestra en la figura A1-1, la superposición de las curvas de ambos motores, ya habiendo seleccionado el motor eléctrico de 15Hp.

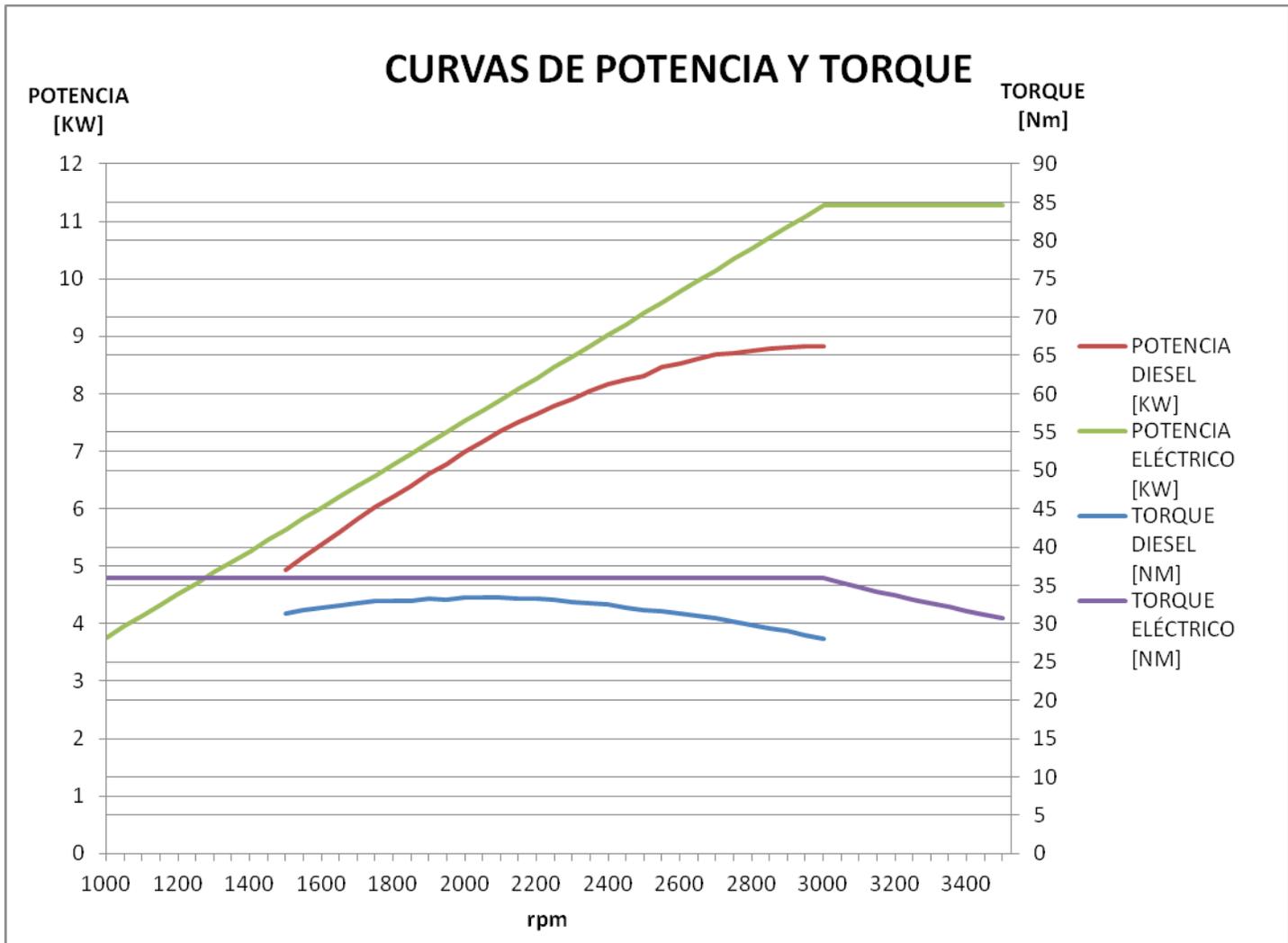


Fig. A1- : Curvas de potencia y torque

Como se puede apreciar de la figura A1-1, el torque máximo del motor diésel se alcanza a 2100rpm, y es de 33,44 Nm, mientras que el torque del motor eléctrico es constante, de 35,9 Nm para todo el rango entre 0 y 3000rpm, que contiene al rango de operación del motor diésel.

El motor seleccionado es el:

Línea **W22 MTA** - Carcasa de Hierro Gris - Eficiencia Estándar (**IE1**)**TEFC** - Totally Enclosed Fan Cooled IC411Proyectado para trabajar en Áreas NO Clasificadas:Potencia: **15HP** (11kW)RPM nominales / Polos: **3000** / IIForma constructiva: **IMB3** (con patas, sin brida) Tensión / Frecuencia: 380/660V /

50Hz Protección: IPW55 Aislación: clase "F" (DT=80K) Servicio: Continuo
S1 Normalizado en carcasa tamaño IEC 160M

Drive

Para el dimensionamiento del drive se establece primero que tipo de aplicación va a tener, la cual puede ser normal duty o heavy duty. Por recomendación del fabricante, consideramos nuestro caso como heavy duty. Luego se dimensiona de acuerdo la corriente nominal del motor eléctrico.

En nuestro caso, teniendo una corriente nominal del motor de 21,6A y considerando un uso "heavy duty", el modelo adecuado es el CFW11 0031 T4SZ (ver anexo 5).

Anexo 4: Motor Diesel

Anexo 5: Drive

Anexo 6: Cuadro comparativo de los tipos de dinamómetro

	HIDRAULICO	CORRIENTES PARASITAS	CORRIENTE CONTINUA DC	CORRIENTE ALTERNA AC
Costo	Bajo	Moderado	Alto	Moderado-Alto
Régimen de vueltas	Altas	Altas	Moderadas, Velocidad máxima limitada	Altas
Mantenimiento	Alto	Bajo	Bajo	Bajo
Velocidad de respuesta (de control)	Baja	Alta - Moderada	Alta	La más Alta
Cuadrantes de operación	1 o 2	1 y 2	1,2,3,4	1,2,3,4
Rango de potencia	Alto	Alto	Moderado	Moderado
Inercia	Baja	Varía mucho con el tamaño	Alta	Baja
Estabilidad (de control)	Baja	Buena	Muy Buena	Excelente
Realimentación de la red	No	No	Si	Si
Refrigeración	Requiere un suministro de agua a disposición	Requiere refrigeración	Bajos requerimientos por parte del generador. Por otro lado, se necesitara refrigerar el banco de resistencias.	Bajos requerimientos por parte del generador. Por otro lado, se necesitara refrigerar el banco de resistencias.
Requerimientos eléctricos	No	Bajos	Requiere altos amperajes de parte de la red	Requiere altos amperajes de parte de la red
Tecnología	Vieja	Vieja	Vieja	Nueva

Dimensiones	Compacto, pero necesita instalación de agua.	Simple, robusto y pesado	Pesados	Compacto, simple y robusto
Se necesita medición de par?	Si	Si	No	No
Variación del Par de frenado	El par de frenado depende de la presión de abastecimiento de agua	El par de frenado depende de la corriente que se haga circular por las bobinas	El par de frenado depende de la corriente que se haga circular por las bobinas	El par de frenado depende de la corriente que se haga circular por las bobinas
Precisión de control	Mala	Muy preciso	Buena	Muy buena
Factor de uso	Hay que tener cuidado con la corrosión	Hay que asegurar refrigeración		
Sobrecargas	Muy tolerante	No puede soportar sobrecargas	Soporta sobrecargas por tiempos determinados	Soporta sobrecargas por tiempos determinados
Vibraciones	No presenta grandes inconvenientes	Alta inercia puede presentar problemas de vibración torsional, y limita la aceleración.	Alta inercia puede presentar problemas de vibración torsional, y limita la aceleración.	No presenta grandes inconvenientes, su baja inercia rotacional reduce las posibles vibraciones.
Implicancias	Requiere un suministro de agua a disposición	Requiere un suministro de agua a disposición	Banco de resistencias para disipar la potencia	Banco de resistencias para disipar la potencia
			Necesita un conmutador	No necesita un conmutador por ser un motor de inducción.

Anexo 7: Encoder

Anexo 8: PLC

Anexo 9: Tablero y Resistencias

CARACTERISTICAS MECANICAS

Tablero armado en un gabinete metálico tipo caja cerrada monobloque de una sola pieza plegada en los cuatro lados, soldada en las aristas de profundidad con sistema MIG, para instalación interior de acuerdo a Normas Iram 2195, 2181, 2200 y las derivadas de la misma, de las siguientes características:

- Grado de protección: IP 55.
- Cuerpo de chapa DD, espesor 1,6 mm (BWG N° 16)
- Aberturas y tapas frontales, plegadas en forma perimetral formando un apoyo laberíntico asegurando un cierre estanco. El cierre se termina con la aplicación de un burlete de neoprene o goma microporosa que garantizan la durabilidad y elasticidad.
- Puertas con bisagras escondidas, ángulo de apertura total 130°, y doble cerradura de ¼ de vuelta con accionamiento a ranura.
- Cinta mallada de Cu para conexión de tierra fijada a sendos tornillos soldados a puerta y caja.
- Bulonería del tipo cadmiada de acuerdo a ASTM para todos los casos.
- Cartelitos de identificación de acrílico o policarbonato. Chapa de identificación de aluminio grabada.
- Entrada / Salida de cables de potencia y comando inferior.
- Tratamiento superficial de la chapa:
- Desengrasado // Fosfatizado (Fosfato de Hierro) // Pasivado.
- Pintura epoxi en polvo de acabado texturado, espesor 60 micrones RAL 7032 gris.

Medidas aproximadas:

- Ancho: 600 mm.
- Alto: 1050 mm.
- Prof.: 300 mm.

CARACTERISTICAS ELECTRICAS

- Un = 3x380 VAC
- f = 50 Hz.
- In = 25 A
- Condiciones ambientales:
- Temperatura ambiente = 50 °C
- Altura s.n.m.= 1000 mts.

Detalle del equipamiento interior

Corte Principal

- 1 (un) Interruptor Magnético Tripolar en caja moldeada, marca WEG, fijo, modelo DWB 160 N 40-3MF, protección magnética fija 40A, I²k: 36kA, provisto con bobina de apertura y contactos auxiliares, accionamiento manual.

Convertidor de Frecuencia

- 1 (un) Convertidor de Frecuencia, marca WEG, modelo CFW11 0031 T4SZ, Un: 3x380V, In: 25A H.D. (Heavy Duty - 200% de sobrecarga durante 3 segundos y 150% durante 60 segundos).
- 1 (un) Display con moldura de sujeción para comando remoto desde puerta frontal del gabinete.
- 1 (un) Modulo PLC11-01 - Función de PLC; Programación Ladder; 9 entradas digitales; 3 salidas a relé; 3 salidas digitales transistor; 1 entrada analógica de 14 bits, 2 salidas analógicas de 14 bits; 2 interface de encoder; RS485 Modbus RTU; CANopen.

Comando

- 3 (tres) Pulsadores iluminados rasantes (Marcha, Parada, Reset), marca WEG, modelo CSW, protección IP66 para comando manual.
- 1 (un) Pulsador de emergencia, tipo golpe de puño, marca WEG.
- 1 (una) Selectora de tres posiciones (Manual-0-Automático), marca WEG.
- 1 (un) Transformador para tensiones de comando 380/220 V.
- 1 (un) Potenciómetro
- Forzadores de aire de alto flujo con filtro intercambiable.
- Material menor de comando (termomagnéticas, rele auxiliar, etc).

Lectura:

- 1 (un) Amperímetro Analógico, marca Nollmann o similar, modelo AMT D96, 50/5A, tamaño 96x96, clase de precisión 1,5.
- 2 (dos) Transformadores de corriente 50/5A marca Nollmann o similar.
- 1 (un) Voltímetro 0-500V, marca Nollmann o similar.
- 1 (una) Selectora Voltimetrica, marca WEG, modelo TP – 701.
- 1 (un) Tacómetro.

Anexo 10: Dimensionamiento acople

Se dimensiono el acople para un motor de combustión interna monocilíndrico diesel, de 8,9KW de potencia máxima y un torque máximo de 34Nm. El eje del motor diésel posee un diámetro de 30mm y el del motor eléctrico de 42mm. La velocidad máxima de rotación es de 3000rpm.

Factor de servicio

Según Tabla A10-1, el factor de servicio apropiado es 2,5, considerando la aplicación del tipo pesada (Heavy).

Service Factors

		Type of driving unit					
		Electric motors and steam Turbines			Internal combustion engines, steam engines and water turbines		
		Duty hours per day			Duty hours per day		
		Up to 10	10 to 16	Over 16	Up to 10	10 to 16	Over 16
Light	Agitators/Mixers (liquids), belt conveyors (uniform loading), blowers and exhausters, centrifugal pumps and compressors, fans (below 7,5 kW)	1,0	1,1	1,2	1,5	1,6	1,7
Medium	Agitators/Mixers (non-liquid), Belt and chain conveyors (variable loading), fans (over 7,5 kW), generators, line shafts, machine tools, rotary pumps and compressors (other than centrifugal) Machinery for food processing, laundries and printing industries	1,5	1,6	1,7	2,0	2,1	2,3
Heavy	Heavy duty conveyors (bucket, drag/shovel, screw), hammer mills, presses, punches, shears, piston pumps and compressors Machinery for brick, textile, paper, saw mill industries	2,0	2,1	2,3	2,5	2,6	2,8
Very Heavy	Crushers (gyratory, jaw, roll), Heavy duty mills (ball, rod, tube), Hoists	2,5	2,8	3,0	3,2	3,5	4,0

Tabla A10-

Torque de Diseño

$$\text{Torque de Diseño} = 2,5 \times 34\text{Nm} = 85\text{Nm}$$

Tamaño del acople

De la tabla A10-2 se obtiene el tamaño del acople. En nuestro caso es el 110.

Power Ratings (kW) – Nitrile Elements

Speed	Coupling Size									
RPM	50	70	75	90	95	100	110	150	190	225
50	0,018	0,030	0,06	0,10	0,14	0,3	0,5	0,8	1,1	1,5
100	0,037	0,060	0,12	0,20	0,27	0,6	1,1	1,6	2,1	2,9
200	0,074	0,121	0,25	0,40	0,54	1,2	2,2	3,1	4,2	5,9
300	0,110	0,181	0,37	0,60	0,81	1,7	3,3	4,7	6,3	8,8
400	0,147	0,242	0,50	0,80	1,08	2,3	4,4	6,3	8,4	11,7
500	0,184	0,302	0,62	1,01	1,35	2,9	5,5	7,9	10,5	14,7
600	0,221	0,363	0,75	1,21	1,62	3,5	6,6	9,4	12,6	17,6
700	0,257	0,423	0,87	1,41	1,89	4,1	7,7	11,0	14,7	20,5
720	0,265	0,435	0,90	1,45	1,95	4,2	7,9	11,3	15,1	21,1
800	0,294	0,483	1,00	1,61	2,16	4,6	8,8	12,6	16,8	23,5
900	0,331	0,544	1,12	1,81	2,43	5,2	9,9	14,1	18,8	26,4
960	0,353	0,580	1,20	1,93	2,59	5,6	10,6	15,1	20,1	28,1
1000	0,368	0,604	1,25	2,01	2,70	5,8	11,0	15,7	20,9	29,3
1200	0,441	0,725	1,50	2,41	3,24	7,0	13,2	18,8	25,1	35,2
1400	0,515	0,846	1,74	2,81	3,78	8,1	15,4	22,0	29,3	41,1
1440	0,529	0,870	1,79	2,90	3,89	8,4	15,8	22,6	30,2	42,2
1600	0,588	0,967	1,99	3,22	4,32	9,3	17,6	25,1	33,5	46,9
1800	0,662	1,088	2,24	3,62	4,86	10,4	19,8	28,3	37,7	52,8
2000	0,735	1,208	2,49	4,02	5,40	11,6	22,0	31,4	41,9	58,6
2200	0,809	1,329	2,74	4,42	5,94	12,8	24,2	34,6	46,1	64,5
2400	0,882	1,450	2,99	4,83	6,48	13,9	26,4	37,7	50,3	70,4
2600	0,956	1,571	3,24	5,23	7,02	15,1	28,6	40,8	54,5	76,2
2800	1,029	1,692	3,49	5,63	7,56	16,2	30,8	44,0	58,6	82,1
2880	1,059	1,740	3,59	5,79	7,78	16,7	31,7	45,2	60,3	84,4
3000	1,103	1,813	3,74	6,03	8,10	17,4	33,0	47,1	62,8	88,0
3600	1,323	2,175	4,49	7,24	9,73	20,9	39,6	56,5	75,4	105,5
Nominal Torque Nm	3,51	5,77	11,9	19,2	25,8	55,4	105	150	200	280

Tabla A10-

Verificación tamaño de ejes

En la tabla A10-3 se verifica que el acople de tamaño 110 pueda alojar a ambos ejes.

Standard Bore and Keyway Chart

Bore mm	Keyway mm	Coupling Size									
		050	070	075	090	095	100	110	150	190	225
9	3 x 1,4	X	X	X	X	-	-	-	-	-	-
10	3 x 1,4	X	X	X	X	-	-	-	-	-	-
11	4 x 1,8	X	X	X	X	-	-	-	-	-	-
12	4 x 1,8	X	X	X	X	X	-	-	-	-	-
14	5 x 2,3	X	X	X	X	X	X	-	-	-	-
15	5 x 2,3	-	X	X	X	X	X	-	-	-	-
16	5 x 2,3	-	X	X	X	X	X	X	X	-	-
17	5 x 2,3	-	X	X	X	X	X	X	X	-	-
18	6 x 2,8	-	X	X	X	X	X	X	X	-	-
19	6 x 2,8	-	X	X	X	X	X	X	X	X	-
20	6 x 2,8	-	-	X	X	X	X	X	X	X	-
22	6 x 2,8	-	-	X	X	X	X	X	X	X	-
24	8 x 3,3	-	-	-	X	X	X	X	X	X	X
25	8 x 3,3	-	-	-	-	X	X	X	X	X	X
28	8 x 3,3	-	-	-	-	X	X	X	X	X	X
30	8 x 3,3	-	-	-	-	-	X	X	X	X	X
32	10 x 3,3	-	-	-	-	-	X	X	X	X	X
35	10 x 3,3	-	-	-	-	-	X	X	X	X	X
38	10 x 3,3	-	-	-	-	-	X	X	X	X	X
40	12 x 3,3	-	-	-	-	-	-	X	X	X	X
42	12 x 3,3	-	-	-	-	-	-	X	X	X	X
45	14 x 3,8	-	-	-	-	-	-	-	X	X	X
48	14 x 3,8	-	-	-	-	-	-	-	X	X	X
50	14 x 3,8	-	-	-	-	-	-	-	-	X	X
55	16 x 4,3	-	-	-	-	-	-	-	-	X	X
60	18 x 4,4	-	-	-	-	-	-	-	-	-	X

Tabla A10-

Designación

El modelo elegido es el **PHE L110HUB**.

Selection

Service Factor

- Determine the required service factor from the table below.

Design Power

- Multiply the normal running power by the service factor. This gives the design power for selecting a coupling with a Nitrile element.

Alternative Elements

- To allow coupling selection to take place on one power rating table (Nitrile) an element correction is required to give a new reference design power. This is found by dividing the design power calculated for a Nitrile element by the alternative element power factor.

Coupling Size

- Using the Power Ratings table read across from the appropriate speed until a power greater than the design power is found. The required Jaw coupling is given at the head of the column.

Bore Size

- Using the dimensions table check that chosen flanges can accommodate both driving and driven shafts.

Anexo 11: Cubre acople

Anexo 12: Alineación

Tolerancias de alineación del acople.

Assembled Dimensions and Characteristics

Size	Assembled Length Comprising Flange Types			Mass	Inertia	Torsional Stiffness	Misalignment			Nominal Torque	Max Torque
	FF, FH, HH	FB, HB	BB				Angular	Parallel	Axial		
	mm	mm	mm				°	mm	mm		
70	65,0	65,0	65,0	1,00	0,00085	-	1	0,3	0,2	31,5	72
90	69,5	76,0	82,5	1,17	0,00115	-	1	0,3	0,5	80	180
110	82,0	100,5	119,0	5,00	0,0040	65	1	0,3	0,6	160	360
130	89,0	110,0	131,0	5,46	0,0078	130	1	0,4	0,8	315	720
150	107,0	129,5	152,0	7,11	0,0181	175	1	0,4	0,9	600	1500
180	142,0	165,5	189,0	16,60	0,0434	229	1	0,4	1,1	950	2350
230	164,5	202,0	239,5	26,00	0,1207	587	1	0,5	1,3	2000	5000
280	207,5	246,5	285,5	50,00	0,4465	1025	1	0,5	1,7	3150	7200

Plano placa suplemento

Adjunto

Plano chapas

Adjunto

Anexo 13: Planos Soporte

Anexo 14: Simulación estática

Objetivos

Se estudian los desplazamientos de la placa soporte en el caso del máximo torque entregado por el motor diesel (40 Nm).

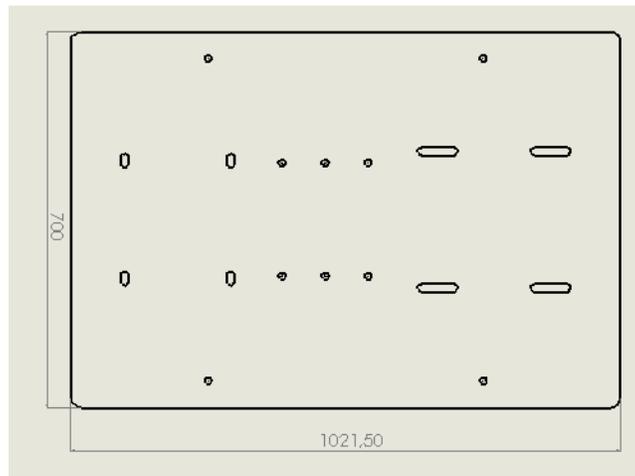


Fig. A14- : Vista superior de la placa analizada.

Método

Condiciones de Borde: Se fijan las traslaciones y rotaciones de los puntos de apoyo del motor (Figura A14-3).

Cargas: Se aplican las fuerzas equivalentes al torque máximo (40Nm) en las fijaciones del freno a la placa (Figura A14-2). Resultan cuatro fuerzas de 38,77 N.

Malla: Se modela la chapa como una superficie rectangular mallada con elementos placa triangulares (Figura A14-3).

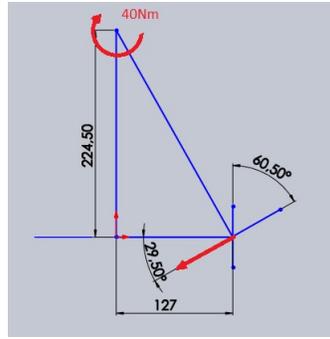


Fig. A14- : Cálculo de las fuerzas aplicadas al modelo de elementos finitos a partir del torque del motor.

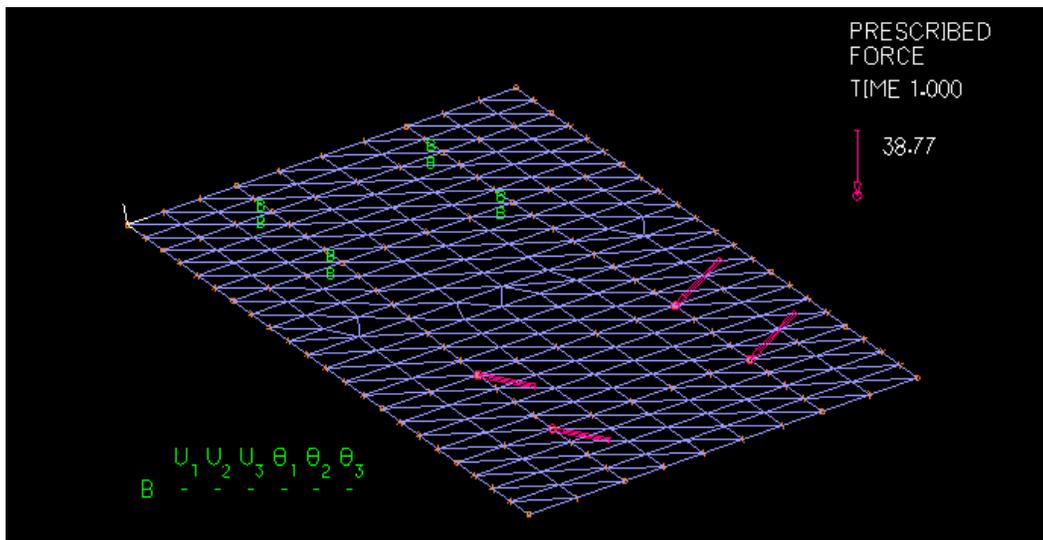


Fig. A14- : Modelo de elementos finitos de la placa. Se aprecian cargas, condiciones de borde y malla.

Se trabaja con el software ADINA.

Hipótesis

Se consideran pequeños desplazamientos y deformaciones, isotropía del material, módulo de elasticidad $E=200\text{GPa}$, módulo de Poisson $\nu=0,3$.

Resultados

El máximo desplazamiento obtenido fue de $0,012\text{mm}$ (Figura A14-4).

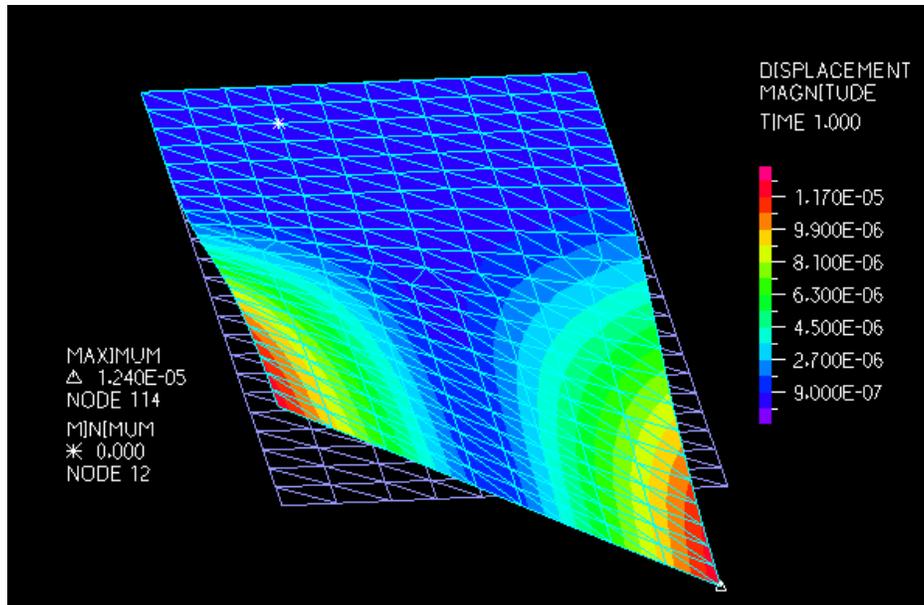


Fig. A14- : Distribución de los desplazamientos obtenidos en el análisis estático.

Anexo 15: Análisis de vibraciones

Objetivos

Se estudian las frecuencias naturales de la placa con tres opciones de refuerzos:

- Opción 1: 2 Vigas de 140x60x5,24 mm
- Opción 2: 3 Vigas de 120x60x3 mm
- Opción 3: 3 Vigas de 140x60x5,24 mm

Método

Modelo: Se modeló a la placa y a las vigas como superficies (superficies medias del espesor) unidas a través de Rigid Links entre si y malladas con elementos cáscara tanto triangulares como rectangulares. Tanto el motor como el freno se consideraron rígidos y se modelaron como masas concentradas ubicadas en sus respectivos centros de gravedad, unidos a la placa con Rigid Links. (Figura A15-1).

Condiciones de Borde: Los apoyos (amortiguadores) se modelaron como elementos viga con rigidez despreciable frente a la del resto del conjunto, con el fin de realizar un análisis lo más independiente posible de las condiciones de borde. Fueron fijadas las traslaciones y rotaciones de los extremos inferiores de las vigas.

Se utilizó el software NX 5.0 para el modelado y FEMAP con NASTRAN para el procesamiento de resultados.

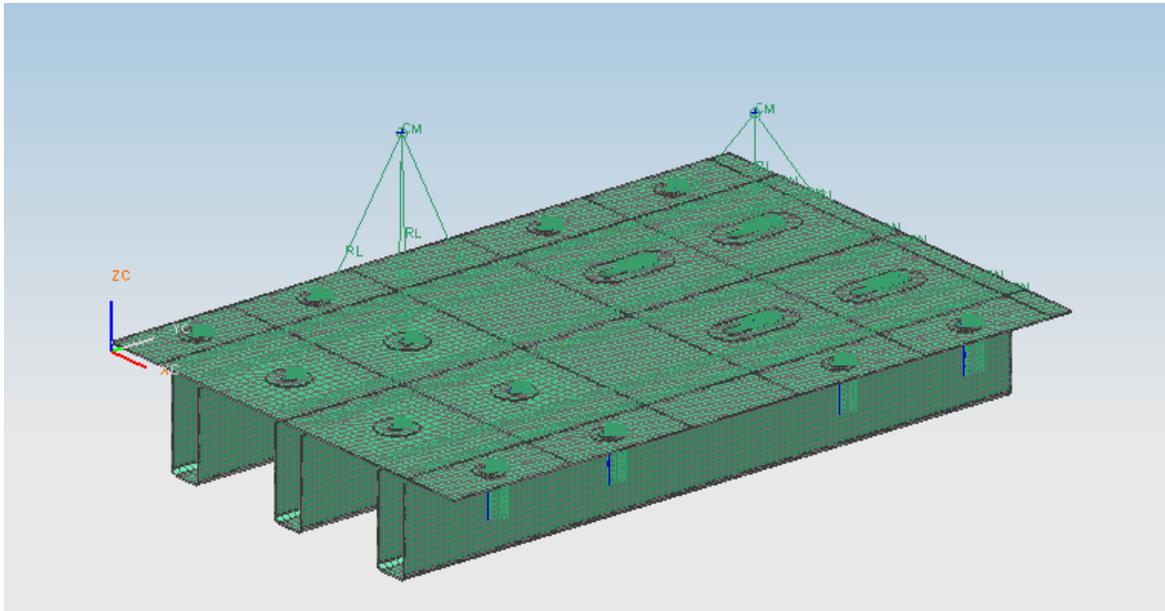


Fig. A15- : Modelo de E.F.: Se aprecian las masas concentradas, sus respectivos Rigid Links, las superficies mallada (verde) y los elementos viga de los apoyos.

Hipótesis: Se consideran pequeños desplazamientos y deformaciones. Las propiedades del material de la placa y las vigas (acero laminado) fueron: Módulo de elasticidad $E=200\text{GPa}$, módulo de Poisson $\nu=0,3$, densidad $\delta=7850$

$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$. Masa del motor: 113kg; masa del freno: 108kg.

$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Resultados

En la tabla A15-1 se muestran las frecuencias naturales de los dos modos más bajos (torsión y flexión).

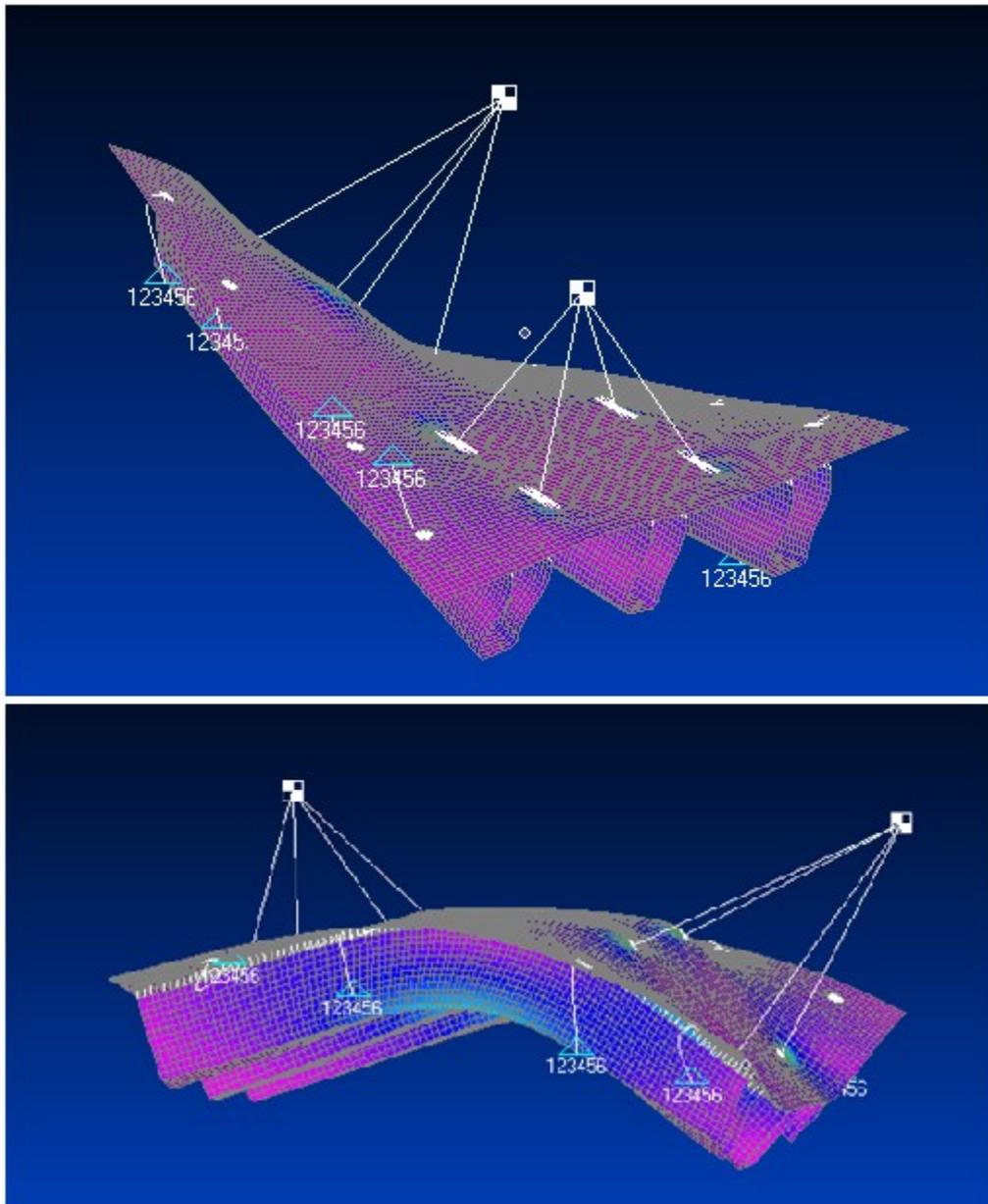


Fig. A15- : Configuración deformada de los primeros modos de flexión y torsión de la placa (Opción 3 de refuerzo).

	2 de 140x60x5,24	3 de 120x60x3	3 de 140x60x5,2 4
flexión	123,4	126,8	140,4
torsión	136,3	132,7	160

Anexo 16: Selección de antivibradores

Tabla A15-1: Frecuencias naturales (Hz) de los modos de flexión / torsión de las distintas opciones de refuerzos.

Se considera el caso más simplificado: placa + motor Diesel + motor eléctrico se los simula como una masa puntual m , y se considera apoyos sin disipación, puramente elásticos de rigidez equivalente k .

La ecuación diferencial que gobierna el movimiento de la masa m es:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + kx = 0$$

Una solución es:

$$x = \text{constant} \times \sin \sqrt{\frac{k}{m}} \cdot t$$

$$\frac{k}{m} = \omega_0^2 \quad \text{natural frequency} = \eta_0 = \frac{\omega_0}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}$$

Luego, reemplazando en la expresión defl. Estática= mg/k

$$\eta_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{\text{static deflection}}}$$

Y si se expresa la defl. Estática en mm, queda:

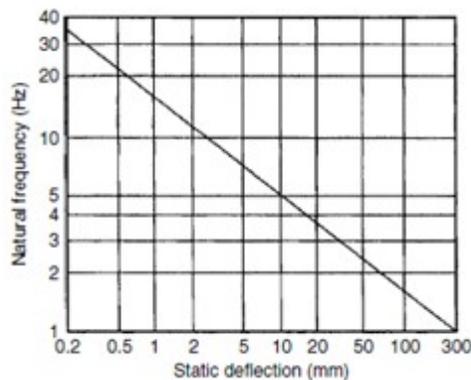


Fig. A15- : Relación entre deflexión estática y frecuencia natural. (Piersoll 2009)

Si se tiene en cuenta una fuerza excitadora y un coeficiente de disipación, la ecuación diferencial que gobierna el movimiento de la masa m es:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx = f \sin \omega t$$

Se llega a la expresión de la solución en estado estacionario:

$$x = \frac{f/k}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \frac{\omega^2 c^2}{mk\omega_0^2}}} \sin(\omega t - A)$$

Donde c es el coeficiente de amortiguamiento. Finalmente se llega a la expresión:

$$\text{amplitude} = \frac{f/k}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + 4C^2 \frac{\omega^2}{\omega_0^2}}}$$

Donde:

$$C^2 = \frac{c^2}{4mk}$$

Y $C=1$ representa amortiguamiento crítico.

A continuación se presenta una gráfica que compara transmisibilidad vs. Cociente de frecuencias. Y se presenta una curva por cada valor de C : coeficiente de amortiguamiento adimensional, siendo para el caucho natural $C=0,05$.

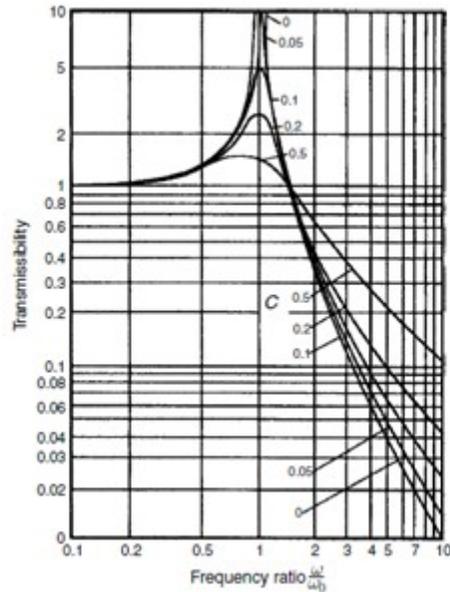


Fig. A15- : Relación entre transmisibilidad (coef. De transmisibilidad) y frecuencia, oscilaciones amortiguadas para los correspondientes valores de coeficiente de amortiguamiento (escala logarítmica). (Piersoll 2009)

Se puede observar que el rol principal del coeficiente de amortiguamiento (damping) es el de limitar el daño potencial por amplitudes muy grandes en estado de resonancia. Se considera buena práctica diseñar el sistema de apoyos antivibratorios de manera tal que la mínima frecuencia a la que la máquina opere sea al menos tres veces la frecuencia natural de los apoyos, correspondiendo a una transmisibilidad de aproximadamente 0,15.

El peso total conjunto es de 400kg, por lo que cada apoyo soporta 100kg. El modelo correspondiente a ese rango de pesos es el **Vibrachoc V113402**. (ver Anexo 17).

La frecuencia natural de ese modelo está entre 7 y 9 Hz. La frecuencia mínima de excitación del motor es de 30 Hz (1800 rpm), por lo que la condición anteriormente citada se cumple.

Anexo 17: Ficha Técnica Vibrachoc- Avibra

Anexo 18: Verificación estructura del Bastidor

Para corroborar que el bastidor pueda soportar el peso del conjunto motor – freno – soporte se analizaron las vigas horizontales del bastidor, adonde va apoyada la placa a través de los antivibradores. Se utilizó el software RISA 3D.

El conjunto pesa en total 400kg, por lo cual cada apoyo se modela como una carga puntual de 100kg, mientras que los apoyos se consideran empotramientos, como lo ilustra la figura A18-1.



Fig. A18- : Viga del bastidor con cargas y apoyos.

Los resultados obtenidos fueron los siguientes:



Fig. A18- : Diagramas

En la figura A18-2 se observan los diagramas de esfuerzos cortantes, momentos flexores y tensiones respectivamente. La máxima tensión obtenida fue de 12, 2MPa en los extremos de la viga. Siendo la tensión de fluencia 200 MPa, representa un 6% de la misma, lo cual significa que la viga (y por ende el bastidor) está holgadamente en condiciones de soportar la placa con los motores.