

Grado en Ingeniería Mecánica

DISEÑO DE UNA BANCADA DE ENSAYO PARA EL DIAGNÓSTICO BÁSICO DE MÁQUINAS.

Memoria

ALEIX MORAL VIÑALS
PONENT: PABLO GENOVESE

Curso académico 2020/21

Agradecimientos.

En primera instancia, agradecer al tutor de este proyecto, Pablo Genovese, por la implicación, tutela y soporte en los aspectos más técnicos del proyecto, estando siempre disponible cuando se le necesitaba sin excepción.

También, agradecer a todos mis compañeros i profesores que me han acompañado a lo largo de este recorrido, por las experiencias, enseñanzas y momentos vividos. Sin los cuales, sin duda alguna, no hubiera conseguido llegar hasta aquí. Por eso y mucho más, gracias.

Finalmente, a mi familia y amigos, por el apoyo ofrecido en los momentos más duros permitiéndome aguantar i luchar para conseguir los objetivos marcados a lo largo de estos 6 años. En especial efecto a mis padres, por cuyo motivo estoy hoy aquí, pudiendo cumplir con mis metan, cerrando un capitulo más de mi vida y empezar otro, siguiendo así con mi propio camino.

Resumen

El objetivo de este proyecto se basa en ofrecer a la universidad un laboratorio didáctico centrado en la *Validación y Ensayo de Máquinas*. En concreto, se realizará el diseño de un sistema mecánico tipo laboratorio para el diagnóstico de conjuntos típicos de las máquinas, basado en el análisis de vibraciones. El contenido por tanto será:

En primer lugar, el diseño estructural de los pertinentes ensayos basados en la detección de fallas mecánicas por medio del análisis de vibraciones y de todos sus pertinentes accesorios. Ofreciendo todo el contenido pertinente que confirme su integridad estructural. En segundo lugar, se realizará el diseño estructural del banco de diagnóstico de máquinas, lugar donde se llevarán a cabo los ensayos anteriormente comentados. Ofreciendo también, todo el contenido pertinente para validar su integridad física y estructural.

Resum

L'objectiu d'aquest projecte es basa en oferir a la universitat un laboratori didàctic centrat en la Validació i Assaig de Màquines. En concret, es realitzarà el disseny d'un sistema mecànic tipus laboratori pel diagnòstic de conjunts típics de les màquines, basat en l'anàlisi de vibracions. El contingut per tant serà:

En primer lloc, el disseny estructural dels pertinents assajos basats en la detecció de falles mecàniques per mitjà de l'anàlisi de vibracions i de tots els seus pertinents accessoris. Oferint tot el contingut pertinent que confirmi la seva integritat estructural. En segon lloc, es realitzarà el disseny estructural del banc de diagnòstic de màquines, lloc on es duran a terme els assajos anteriorment comentats. Oferint també, tot el contingut pertinent per validar la seva integritat física i estructural.

Abstract

The aim of this project is based on offering the university a teaching laboratory focused on the Validation and Testing of Machines. Specifically, the design of a laboratory-type mechanical system for the diagnosis of typical sets of machines, based on the analysis of vibrations. The content will therefore be:

First, the structural design of the relevant tests based on the detection of mechanical faults by means of vibration analysis and all its relevant accessories. Offering all relevant content that confirms its structural integrity. Secondly, the structural design of the machine diagnostic bench will be carried out, where the tests mentioned above will be carried out. Also offering all relevant content to validate your physical and structural integrity.

Índice.

Índice de figuras.....	V
Índice de tablas.....	VII
Glosario de términos.	IX
Normativas.	XI
1. Objetivos.	13
1.1. Propósito.	13
1.2. Finalidad.	13
1.3. Objeto.....	13
1.4. Alcance.	13
1.5. Contexto del proyecto respecto el centro.....	14
2. Introducción.	17
2.1. Objeto.....	17
2.2. Revisión de antecedentes.	18
2.3. Necesidades de información.	26
2.4. Normativas.....	26
2.4.1. Directiva de Máquinas.....	26
2.4.2. Normativa de vibraciones.....	27
2.4.3. Normativa de equilibrado.....	28
2.5. Patentes.	29

2.6. Alcance.	30
2.7. Perspectiva de género.	31
3. Objetivos de detalle y especificaciones técnicas.....	33
4. Marco conceptual.	35
4.1. Tipos de fallas.....	36
4.1.1. Fallas resultantes de cargas estáticas.....	36
4.1.2. Fallas resultantes de cargas variables.....	37
4.2. Vibraciones mecánicas.	38
4.2.1. Nivel de onda de la vibración.....	39
4.2.2. Parámetros de vibración.	40
4.2.3. Tipos de vibraciones.....	40
4.2.4. Causas de las vibraciones.....	48
4.2.5. Medición de vibraciones. El acelerómetro piezoeléctrico.	49
4.2.6. Norma ISO 2372:1970. Base de especificaciones estándar de evaluación de vibraciones.	49
5. Propuesta de soluciones alternativas.....	51
5.1. Soluciones alternativas al diseño estructural del banco de ensayos.	51
5.2. Soluciones alternativas a la flexibilidad del montaje y desmontaje de ensayos.....	53
5.3. Soluciones alternativas al equipo de los ensayos prácticos de diagnóstico de fallas mecánicas.....	55
5.4. Soluciones alternativas al software de medición de vibraciones mecánicas.	55

6. Propuesta de solución final.	59
6.1. Banco de diagnóstico de máquinas.	63
6.1.1. Contenido didáctico.	63
6.1.2. Simulación i resultados.	64
7. Diseño de producto.	67
7.1. Ensayos.	67
7.1.1. Contenido didáctico.	67
7.1.2. Cálculos i resultados.	73
7.2. Base reguladora del motor.	84
7.2.1. Contenido didáctico.	84
7.2.2. Cálculos estructurales i resultados.	85
8. Planificación.	89
8.1. Planificación anteproyecto.	91
8.1.1. Descripción de las actividades del anteproyecto.	92
8.1.2. Diagrama de GANNT del anteproyecto.	94
8.2. Planificación del proyecto.	96
8.2.1. Descripción de las actividades del proyecto.	97
8.2.2. Diagrama de GANTT del proyecto.	100
9. Impacto medioambiental.	103
9.1. Tratamiento de residuos.	104
9.2. Evaluación medioambiental.	105

10. Conclusiones. 107

 10.1. Acciones de mejoras..... 108

11. Bibliografía..... 109

Índice de figuras.

Figura 2.1.- Aparato de equilibrado simple.....	19
Figura 2.2.- Laboratorio Integrado de Mecánica Básica. LIMBA	21
Figura 2.3.- Modelo Vibraciones Libres y Forzadas FVT12G.....	22
Figura 2.4.- Aparato Universal de Vibraciones (TM16S).....	24
Figura 2.5.- PT 500 Sistema de diagnóstico de máquinas.....	25
Figura 4.1.- Falla del perno de una polea de una máquina de levantamiento de peso.	36
Figura 4.2.- Falla por fatiga de un perno.	38
Figura 4.6.- parámetros cuantitativos del nivel de una señal de vibración.....	39
Figura 4.7.- Relación entre los parámetros de vibración.....	40
Figura 4.8.- Sistema bloque - resorte (vertical).....	41
Figura 4.9.- Sistema de vibración forzada no amortiguada.....	41
Figura 4.10.- Relación entre el MF y las relaciones frecuenciales.....	43
Figura 4.11.- Sistema con amortiguación viscosa.	44
Figura 4.12.- Movimiento de un sistema subamortiguado.	46
Figura 4.13.- MF en función de la relación de frecuencias	48
Figura 4.14.- Rubrica de límites de vibraciones para maquinas.....	50
Figura 5.1.- Ejemplo solución alternativa banco de ensayos 2.	52
Figura 5.2.- Ejemplo solución alternativa al banco de ensayos 3.....	53
Figura 5.3.- Ejemplo de solución alternativa a la flexibilidad del montaje y desmontaje de ensayos.	54

Figura 5.4.- Ejemplo solución alternativa al software 1.	56
Figura 5.5.- Hardware y software del VDAS de la universidad.	57
Figura 7.1.- Vista isométrica del banco de diagnóstico de máquinas diseñado.	63
Figura 7.2.- Resultados de la simulación - Trazado de módulos cortantes.	66
Figura 7.3.- Vista isométrica del equipo de diagnóstico de máquinas por vibraciones.	68
Figura 7.4.- Vista isométrica del de fallas en árboles elásticos.	69
Figura 7.5.- Vista isométrica del equipo de fallas en árboles con fisura.	70
Figura 7.6.- Vista isométrica del equipo de defectos de rodamiento.	71
Figura 7.7.- Vista isométrica del equipo de fallas en acoplamientos de ejes.	71
Figura 7.8.- Vista isométrica de equipo de fallas en transmisiones por corea.	72
Figura 7.9.- Vista isométrica del equipo de fallas en vibraciones por soplantes.	73
Figura 7.10.- Vista isométrica del banco de diagnóstico de máquinas diseñado.	84
Figura 7.11.- Diagrama de fuerzas de reacción de la base del motor.	85
Figura 8.1.- Diagrama de GANTT anteproyecto.	95
Figura 8.2.- Diagrama de GANTT proyecto de detalle.	101

Índice de tablas.

Tabla 3.1.- Especificaciones técnicas básicas del proyecto.....	34
Tabla 6.1.- Valoración de la solución final a kits prácticos de ensayo.....	60
Tabla 6.2.- Valoración de las soluciones al software de análisis de vibraciones.	61
Tabla 6.3.- Datos simulación banco de ensayos.....	65
Tabla 6.4.- Resultados de las fuerzas externas de la simulación.....	65
Tabla 6.5.- Comparativa de resultados: simulación – diseño.....	66
Tabla 7.1.- Tabla de datos del cálculo de correa.	74
Tabla 7.2.- Tabla resultados cálculos correa.	78
Tabla 7.3.- Datos cálculos ejes.....	79
Tabla 7.4.- Cálculos del eje de 150 mm	80
Tabla 7.5.- Cálculos ejes de 300 i 500 mm	81
Tabla 7.6.- Datos de los cálculos de los tornillos de los soportes.	83
Tabla 7.7.- Cálculos tornillos soportes con los ejes de 500 i 300 mm	83
Tabla 7.8.- Datos del sistema figura 7.4.....	86
Tabla 7.9.- Datos del tornillo pre diseñado figura 7.4.....	86
Tabla 7.10.- Tabla de resultados del análisis estructural Base Motor.....	87
Tabla 7.11.- Métricas tornillos Base Motor.....	88
Tabla 8.1.- Actividades a realizar en el transcurso del anteproyecto.	89
Tabla 8.2.- Actividades a realizar en el transcurso del anteproyecto.	92

Tabla 8.3.- Actividades a realizar en el transcurso del proyecto de detalle.	97
Tabla 9.1.- Acciones impactantes del proyecto.....	105
Tabla 9.2.- Factores ambientales importantes del proyecto.	106

Glosario de términos.

ANECA *Agencia Nacional de Evaluación de la Calidad y Acreditación.*

CMS *Condition Monitoring System*

DIN Deutsches Institut für Normung

EFNMS *European Federation of National Maintenance Societies*

FFT Fast Fourier Transform

HDEP High-Density Polyethylene

RMS *Root Mean Square*

VDAS *Versatile Data Acquisition System*

Normativas.

ISO 12100:2012 Seguridad de las máquinas. Principios generales para el diseño. Evaluación del riesgo y reducción del riesgo.

ISO 121786:2013 Especifica los requisitos mínimos a tener en cuenta sobre la seguridad de máquinas en función de la vibración

ISO 2372:1974 Vibración mecánica en máquinas con velocidades de operación de 10 a 200 rev/s. Especificaciones base de estándares de evaluación.

ISO 2954:2012 Vibraciones mecánicas en máquinas rotativas y alternativas. Requerimientos para los instrumentos de medida de la severidad de vibraciones.

ISO 3945:1985 Medida y evaluación de la severidad de vibraciones en grandes máquinas rotativas; velocidades de operación de 10 a 200 rev/s.

ISO 10816:2014 Vibraciones mecánicas. Evaluación de la vibración en un equipo mediante medidas de partes rotativas.

ISO 7919-3:2009 Vibraciones mecánicas de máquinas no alternativas. Medidas en ejes rotativos y evaluación.

ISO 10817-1:1998 Sistemas de medida de vibraciones en ejes rotativos. Parte 1: Señal relativa y absoluta de la vibración radial de ejes rotativos.

ISO 21940-32:2012 Vibraciones mecánicas. Equilibrado del rotor. Parte 32: Convención de claves de ejes y su montaje.

ISO 21940-21:2012 Vibración mecánica. Equilibrado de rotores. Parte 21: Descripción y evaluación de máquinas equilibradoras.

ISO 21940-13:2012 Vibración mecánica. Equilibrado de rotores. Parte 13: Criterios y salvaguardias para el equilibrio in situ de rotores medianos y grandes.

ISO 21940-31:2013 Vibración mecánica. Equilibrado del rotor. Parte 31: Susceptibilidad y sensibilidad de las máquinas al desequilibrio.

ISO 21940-23:2012 Vibraciones mecánicas. Equilibrado de rotor. Parte 23: Envolventes y otras medidas de protección para la estación de medición de máquinas equilibradoras.

ISO 21940-11:2016 Vibración mecánica. Equilibrado de rotor. Parte 11: Procedimientos y tolerancias para rotores con comportamiento rígido.

ISO 21940-14:2012 Vibración mecánica. Equilibrado del rotor. Parte 14: Procedimientos para evaluar los errores de equilibrio.

ISO 21940-12: 2016 Vibración mecánica. Equilibrado de rotor. Parte 12: Procedimientos y tolerancias para rotores con comportamiento flexible.

ISO 10816 Medición y evaluación de mediciones. Parte 1: Indicaciones generales.

ISO 10816 Medición y evaluación de mediciones. Parte 3: Maquinaria industrial con potencia nominal por encima de 15 kW y velocidades entre 120 y 15000 RPM.

ISO 18436: Monitoreo y diagnóstico de estado de equipos: Requerimientos para capacitación y certificación de personal Parte 2: Monitoreo y diagnóstico de estado de vibración

1. Objetivos.

1.1. Propósito.

El propósito de este proyecto consiste el diseño de un sistema mecánico didáctico tipo banco de ensayos de laboratorio para el diagnóstico de conjuntos mecánicos típicos de las máquinas, basado en el análisis de vibraciones.

1.2. Finalidad.

La finalidad de este proyecto es; por un parte, el diseño mecánico de un banco de pruebas para el diagnóstico de máquinas mediante la medición y análisis de vibraciones; y, por otra parte, el diseño de múltiples escenarios críticos de estudio mecánico, realizables en dicho banco.

Se busca la elaboración física de dicho banco para proveer el centro de una herramienta y fuente de conocimiento práctico, útil para futuros estudiantes o grupos de investigación del TecnoCampus Mataró. Permitiendo mostrar, en primera persona, las causa y el análisis de fallas mecánicas en conjuntos mecánicos móviles.

1.3. Objeto.

Diseño estructural de un espacio de trabajo para la realización de prácticas basadas en el diagnóstico de máquinas mediante el análisis de vibraciones en condiciones críticas o desfavorables.

Diseño de hasta 7 escenarios realizables en el espacio de trabajo diseñado con anterioridad. Cada escenario representa y estudiará diferentes conjuntos o elementos mecánicos comunes en maquinaria industrial con la posibilidad de juntar-se para formar un tren mecánico complejo.

1.4. Alcance.

El proyecto incluye; el diseño, del espacio de trabajo (banco de pruebas); el análisis teórico y diseño estructural de los múltiples escenarios prácticos destinados al diagnóstico de fallas mecánicas.

El proyecto no incluye el estudio ni resultados teóricos y prácticos de los ensayos elaborados, solo el diseño estructural i la comprobación teórica de su integridad física durante su funcionamiento.

El proyecto descarta la elaboración del software de registro, tratamiento y análisis digital de vibraciones de cada escenario. No obstante, sí se tendrán en cuenta los elementos físicos de captación o medición de vibraciones (sensores). También

1.5. Contexto del proyecto respecto el centro.

Este proyecto responde al sector didáctico de las materias: *Validación y Ensayo de Máquinas* y *Diseño de Máquinas*, de la escuela superior politécnica, TecnoCampus Mataró.

Por un lado, según el *Libro Blanco de Titulaciones de Grado de Ingeniería de la Rama Industrial, Capítulo IV: Ingeniero Mecánico* [1] escrito por la *Agencia Nacional de Evaluación de la Calidad y Acreditación (ANECA)*, original de la *Ley Orgánica de Universidades 6/2001*, de 21 de Diciembre, considerado organismo autónomo, adscrito al *Ministerio de Ciencia, Innovación y Universidades*, según el artículo 8 de la *Ley 15/2014*, de 16 de septiembre, tiene como objetivo contribuir en la calidad del sistema educativo superior mediante la acreditación, certificación y evaluación de enseñanzas, profesorado e instituciones.

El *Capítulo IV: Ingeniero Mecánico* [1] describe las directrices educativas de dicha área, donde, el capítulo 12, se especifica la estructura general del título de ingeniero mecánico. En concreto, se enumeran los contenidos formativos mínimos y las destrezas, habilidades y competencias que un ingeniero mecánico debe cumplir, en base a cada materia de dicho título.

Contenidos formativos mínimos:

CFM1. Fundamentos del Diseño de Máquinas.

CFM2. Dimensionamiento y selección de los elementos típicos de las máquinas.

CFM3. Aplicación de diseño de máquinas asistido por ordenador.

Competencias básicas requeridas (entre otras):

CBR1. Conocimiento para seleccionar tratamientos, procesos y materiales para diferentes aplicaciones.

CBR2. Poder plantear y proponer potenciales soluciones a los problemas propios de las máquinas.

CBR3. Criterio para valorar comparativamente y escoger la solución óptima del proyecto.

CBR4. Ser capaz de diseñar elementos mecánicos típicos de las máquinas.

Por otro lado, según la *Memoria para la Solicitud de Verificación de Títulos Oficiales* del Grado en Ingeniería Mecánica, de la página 24 a la 28 se define las competencias básicas y generales de dicho grado, las cuales se dividen en tres ramas: profesionales, generales y específicas. [2]

Dicha memoria tiene como objetivo formar a futuros profesionales con las competencias necesarias para ejercer de Ingeniero Técnico Industrial, acorde con la *Ley 12/1986* de atribuciones profesionales y la *Orden Ministerial CIN/351/2009*, que dictamina los requisitos para la certificación de los títulos universitarios. [2]

No obstante, el 10 de enero de 2018, por parte de la universidad, se solicitó modificar ligeramente el programa de estudios del Grado en Ingeniería Mecánica de l'ESUPT de Mataró. [3]

El programa de estudios resultante, en cuanto a la materia de Mecanismos y Máquinas, aumenta el contenido de la asignatura añadiendo la “simulación de mecanismos” y redefiniendo algunas de las competencias:

Competencias Profesionales: [3]

CP3. Conocimiento en materias básicas y tecnológicas, que les capacitan para el aprendizaje de nuevos métodos y teorías, y les doten de versatilidad para adaptarse a nuevas situaciones.

CP4. Capacidad de resolver problemas con iniciativa, toma de decisiones, creatividad, razonamiento crítico y de comunicar y transmitir conocimientos, habilidades y destrezas en el campo de la Ingeniería Industrial.

CP5. Conocimientos para la realización de mediciones, cálculos, valoraciones, peritaciones, tasaciones, estudios, informes, planes de labores y otros trabajos análogos.

Competencias generales: [3]

CB.2. Que los estudiantes sepan aplicar sus conocimientos a su trabajo o vocación de una forma profesional y posean las competencias que suelen demostrarse por medio de la elaboración y defensa de argumentos y la resolución de problemas dentro de su área de estudio.

CB.4. Que los estudiantes puedan transmitir información, ideas, problemas y soluciones a un público tanto especializado como no especializado.

Competencias específicas: [3]

CB 20. Ser capaz de calcular máquinas, diseñar máquinas y hacer ensayos con máquinas.

2. Introducción.

2.1. Objeto.

En este proyecto consiste en el desarrollo de un espacio de trabajo para la realización de experimentos prácticos basados en el diagnóstico de fallas mecánicas mediante el análisis de vibraciones. Por lo tanto, será necesario realizar:

En primer lugar, el diseño de ensayos prácticos a realizar en el banco de pruebas. Cada uno de estos escenarios representará un conjunto de elementos, en estado crítico, típicos de las máquinas. El objetivo de estos ensayos es evaluar la situación en cada escenario y analizar las señales resultantes en punto de falla de los elementos pertinentes a cada experimento. De este modo, se podrá comprender y predecir el comportamiento cuando cada uno de estos conjuntos mecánicos vaya a derivar en falla.

En segundo lugar, el diseño de un banco de pruebas, el cual debe ser móvil y capaz de soportar las vibraciones a las cuales se verá sometido durante la realización de las prácticas. También deberá ser lo suficientemente grande como garantizar el montaje de los escenarios que se desea realizar de forma segura.

La importancia de esto resalta en la necesidad de poder realizar un mantenimiento óptimo para poder reducir el propio tiempo de mantenimiento y, en contraposición, aumentar el tiempo de producción y la vida útil de la máquina en cuestión. Para poder realizar un buen mantenimiento predictivo se necesita comprender y analizar el estado de la máquina en tiempo real. La interpretación de las señales de vibración juega un papel clave en este punto. Permite a la empresa poder prever el momento de ruptura o falla de forma próxima, y, por lo tanto, ejecutar el mantenimiento predictivo de la forma más óptima posible. El cual representa una gran mejora, a nivel de costes, respecto al mantenimiento correctivo.

2.2. Revisión de antecedentes.

Como referentes de mercado para el desarrollo del proyecto se han tomado en cuenta múltiples empresas líderes en el sector del suministro de material y equipos didácticos para ingeniería.

A continuación, se contextualizan dichas empresas y se exponen algunos de los productos y servicios más pertinentes que ofrecen.

Armfield [4]

Armfield es una empresa proveedora de equipos técnicos fundada el 1963 con la oficina central en el Reino Unido. Actualmente, es considerada líder mundial como suministradora de equipos educativos, equipos de investigación y equipos de desarrollo industrial para laboratorios de múltiples sectores industriales.

Sus equipos se caracterizan por una gran flexibilidad a la hora de educar, probar e investigar de forma innovadora adaptándose a los deseos individuales del cliente. Al mismo tiempo, estos equipos que ofrecen son totalmente confiables, fáciles de usar y rentables.

Esta empresa ha construido su reputación basándose en el compromiso de suministrar productos y servicios de calidad a la vez que cubre rápidamente las necesidades internacionales de equipos educativos e industriales. Analizando de forma constante las necesidades del mercado, los productos y los clientes desarrolla una alta gama de productos para suministrar la demanda existente de dicho mercado.

La *División de Educación*, en concreto, diseña y elabora equipos para la educación y la investigación en ingeniería. Suministran en las áreas de escuelas secundarias universitarias, centros de investigación y procesamiento industrial, como Procesos de Dinámica de Fluidos, Química, Civil, Mecánica, Alimentaria y Farmacéutica.

La Serie *MAM – Mecanismos Mecánicos y Automáticos* [5], se basa en una serie de equipos didácticos de ingeniería que demuestran los principios de los mecanismos mecánicos, los mecanismos de automoción y la teoría de las máquinas. Esta serie se basa en un marco universal de montaje en banco (SD-1.10) en el cual se pueden equipar los diferentes equipos para desarrollar los experimentos pertinentes. Como equipos destacables:

- Mecanismo de manivela SD-1.28.
- Mecanismo de caja de cambios SD-1.15.

La Serie *SV – Estática y vibraciones* [6], se basa en una serie de equipos didácticos de ingeniería que demuestran y proporcionan los fundamentos para los estudiantes de ingeniería mecánica y civil de todo el mundo. Esta serie, al igual que la anterior, se basa en un marco universal de montaje en banco (SD-1.10) para montar los equipos didácticos. Como equipos destacables:

- Máquina de prueba de torsión y flexión SD-4.00.
- Aparato de equilibrado simple SD-5.12.



Figura 2.1.- Aparato de equilibrado simple.

Fuente: [6]

Edibon [7]

Edibon es una empresa especializada en diseñar y fabricar equipos de enseñanza técnica e investigación en el campo de la ingeniería, junto a la tecnología más puntera y metodologías optimizadas de formación con más de 40 años de experiencia.

Llevando a cabo una estrategia basada en la Investigación y Desarrollo (I+D+I) de forma progresiva le ha permitido a la empresa desarrollar más de 4000 productos de desarrollo y

diseño propio [7], cumpliendo con los requisitos de calidad internacionales. Gracias al factor humano y al conocimiento almacenado, actualmente, la empresa ofrece un servicio personalizado e integral que alcanza desde el diseño hasta la asesoría, pasando por fabricación, instalación y mantenimiento de todos los productos.

Alrededor del 98% de la producción de la empresa se exporta a instituciones y/o colegios de más de 140 países, desde Centros de Formación Profesional o de Formaciones en Empresas hasta Centros de Educación Superior y/o Técnica. El área de desarrollo de la empresa alcanza un gran número de disciplinas didácticas dentro del campo de la ingeniería, produciendo así un gran número de productos de distintas disciplinas. [7]

En cuanto a el área de la Mecánica Básica hay un amplio abanico de productos de alta calidad destinados a la enseñanza.

LIMBA, Laboratorio Integrado de Mecánica Básica [8], consiste en un conjunto de prácticas y ensayos del área de la Mecánica Aplicada, en concreto, a sus dos ramas principales: Estática, como estudio de estructuras en equilibrio y; Dinámica, como estudio del movimiento de los mecanismos. Algunos de los conjuntos que incluye son:

- MECA1. Experimentos de Estática
- MECA3. Experimentos de Transmisiones
- MECA4. Experimentos de Dinámica

Por otra parte, hay otros productos destinados al estudio y práctica de ejemplos más concretos de mecanismos típicos de las máquinas. Por ejemplo:

- MBD1. Mecanismo de Biela y Manivela
- MAC. Mecanismo de Acoplamiento
- MVLF. Equipo de Vibraciones Libres y Forzadas



Figura 2.2.- Laboratorio Integrado de Mecánica Básica. LIMBA

Fuente: [8]

PA Hilton [9]

PA Hilton Ltf fue fundada en Inglaterra el 1959 por el Dr. Paul Hilton, ingeniero aeronáutico de De Havilland y piloto condecorado de la Segunda Guerra Mundial. Esta fue fundada con el objetivo de diseñar, desarrollar y fabricar equipos didácticos de laboratorio de ingeniería.

Como referente, su primera unidad didáctica reconocida, Ramjat, se desarrolló en el aeropuerto de Southampton y se proporcionó al famoso *Imperial College de Londres*. [9]

Desde ese punto la empresa siguió creciendo y la figura de Paul Hilton también, donde en 1968, la empresa estuvo diseñando y exportando equipos directivos por todo el mundo para el uso de múltiples estudiantes de ingeniería que expandían sus conocimientos a la realidad del laboratorio. En 2004 la empresa adquirió la gama de productos de Hi-Tech Education, aumentando aún más su gama de productos. [9]

Actualmente, PA Hilton es responsable de investigación, desarrollo y fabricación de última generación de un amplio abanico de productos que están a la última en cuanto educación en ingeniería. Consta de un equipo de más de 20 personas encargadas de entregar dicha cartera de productos a las universidades y colegios de 160 países de todo el mundo mediante una extensa red de agentes y representantes locales. [9]

Como gama de productos pertinente, Vibración (HVT) [10], se encarga de demostrar la forma en que los componentes y materiales actúan en función de la excitación producida por un movimiento repetitivo i constante. Dicho conocimiento es fundamental para estudiar la aplicación real de carga en diferentes estructuras fijas y/o máquinas rotativas.

Dicha gama incluye desde péndulos simples hasta vibraciones estructurales complejas. Todos los productos de dicha gama son perfectos para demostraciones y estudios prácticos en sobre el área de las vibraciones y sus efectos.

Como productos destacables, el programa de experimentos *Vibraciones Libres y Forzadas (HVT12G)*. Este está diseñado para ilustrar las características vibratorias de un sistema mecánico y la importancia de comprender el comportamiento de los sistemas básicos típicos de las maquinas. Pues las vibraciones de sistemas más complicados como en un automóvil pueden ser analizados en términos de comportamiento mediante el análisis de un conjunto mecánico más simple. [10]

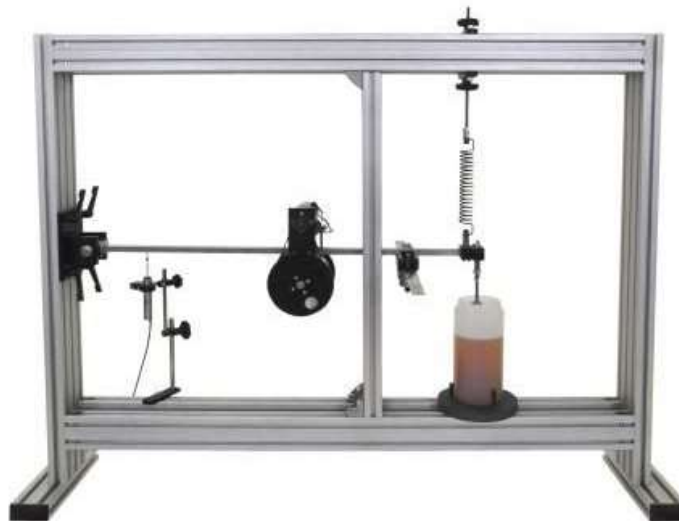


Figura 2.3.- Modelo Vibraciones Libres y Forzadas FVT12G.

Fuente: [10]

TecQuipment ACADEMIA [11]

TecQuiment es, al igual que la anterior, una empresa británica de diseño, fabricación, control de calidad y suministro de equipos didácticos para ingeniería. De hecho, la universidad consta de múltiples de sus productos del área de teoría de máquinas, estructuras, pruebas de materiales y propiedades, entre otros incluyendo el software de análisis y adquirente de datos (VDAS mkII).

Fundada en el 1958, TecQuiment se ha establecido y mantenido como líder en el sector de la educación de ingeniería global, dando soporte a colegios e instituciones de formación, al proporcionar el mejor equipo de laboratorio para la realización y comprobación práctica de la teoría pertinente. [11]

Todas las operaciones de fabricación y servicio se llevan a cabo en la sede central en Nottingham, Reino Unido, [11] asegurando así la alta calidad de todos los productos y servicios post venta. Las instalaciones de investigación actuales de TecQuiment son de una alta calidad, constando desde la infraestructura única de un túnel de viento subsónico hasta laboratorios completos equipados por TecQuiment alrededor del mundo.

El servicio pre y post venta consta de especialista para ayudar al cliente a diseñar su laboratorio perfecto y solucionar los inconvenientes que salgan una vez equipado. Este servicio se adapta a las necesidades y deseos del cliente, entendiendo que cada laboratorio y universidad es único y diferente.

Como equipo didáctico de interés, el paquete *Aparato Universal de Vibraciones (TM16S)*. Este paquete incluye una alta cartera de productos de la sección Vibración de la gama Teoría de las Maquinas de TecQuiment, del TM160 al TM167 e incluyendo el TM1016. Este paquete permite realizar múltiples experimentos, desde vibraciones libres hasta forzadas, incluyendo un sistema de adquisición y tratamiento de datos, con el nombre de VDAS mkII, para capturar y analizar los parámetros físicos y mecánicos deseados. [12]

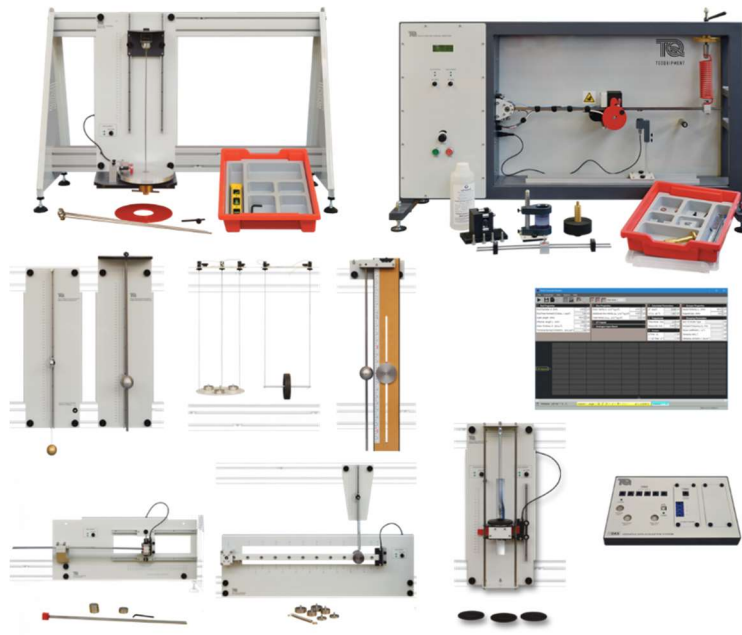


Figura 2.4.- Aparato Universal de Vibraciones (TM16S).

Fuente: [12]

G.U.N.T. [13]

G.U.N.T Gerätebau GmbH es una empresa alemana, fundada en el 1977 en Hamburg, centrada en el diseño y suministro de equipos didácticos y laboratorios para ingenieros [13]. Desde fundación esta empresa no ha parado de crecer hasta posicionarse como uno de los líderes del sector con mayor exportación internacional de Europa.

En la actualidad, esta empresa a creado su propia *GUNT Technical Academy* con el objetivo de formar tanto a personal como a clientes en base a sus equipos didácticos. A más a más, ha empezado con el diseño y elaboración de equipos basados en energías renovables como la solar, programa *2E energy & environment*. [13]

Su desarrollo y construcción de productos es constante, en algunas ocasiones en cooperación junto a las universidades, y si es necesario se desarrolla un software GUNT específico y/o uno de aprendizaje. Una vez el dispositivo o equipo es desarrollado, este es puesto a producir en la central de producción de la empresa con las máquinas de fabricación de última tecnología en el mercado y junto a los 70 técnicos y trabajadores altamente cualificados [13].

Finalmente, el producto es puesto en funcionamiento y se procede al control de calidad para asegurar su correcto funcionamiento antes de su puesta en venta y suministro. Una vez recibido, si se desea, la instalación del producto es realizada por el personal de GUNT autorizado y se pone en marcha. A continuación, y, para terminar, se realizará una sesión informativa del equipo sobre el terreno.

Como productos más destacables para este trabajo, la serie *PT 500 Sistema de diagnóstico de máquinas* [14], el cual consiste en un banco de pruebas destinado al diagnóstico de múltiples conjuntos mecánicos típicos de las máquinas, mediante el análisis de vibraciones internas de este, base del mantenimiento preventivo. Esto enseña al usuario a conocer los métodos de verificación mecánica y como se puede identificar daños y/o fallas antes de que estas ocurran.

Esta serie incluye un software analizador de vibraciones asistido por ordenador (PT 500.04) [15] i un vestidor móvil (PT 500.01) [16], a parte de todos los kits que permiten ensayar los múltiples escenarios de fallas mecánicas de diferentes conjuntos típicos.



Figura 2.5.- PT 500 Sistema de diagnóstico de máquinas.

Fuente: [14]

2.3. Necesidades de información.

Para el desarrollo de este proyecto ha sido pertinente realizar el estudio sobre el estado del arte de; el efecto de las vibraciones en elementos mecánicos y medición de vibraciones; el tipo de fallas mecánicas; la metodología del diagnóstico de máquinas; el análisis e interpretación de señales; las normativas pertinentes de seguridad del sector y máquinas; el temario de la asignatura de diseño de máquinas i validación.

También se ha requerido comprobar las patentes existentes relacionadas con el producto a desarrollar en el proyecto, así como toda la metodología de diseño necesaria para realizar el objeto de la memoria.

Se incluyen las entrevistas con profesionales i profesores expertos en el área de estudio del proyecto.

2.4. Normativas.

En este punto se hablará sobre las normativas i directivas vigentes a tener en cuenta para el correcto diseño del producto.

2.4.1. Directiva de Máquinas.

El sector industrial manufacturero está constituido en gran parte por la rama de la mecánica y las máquinas necesarias para realizar los trabajos de elaboración de productos. El coste social derivado al número de accidentes laborales debido a la utilización de máquinas puede verse reducido si se integra la seguridad en la fase de diseño y fabricación de las máquinas.

La *Directiva 2006/42/CE del parlamento europeo y del consejo*, de 17 de mayo de 2006, relativa a las máquinas y por la que se modifica la *Directiva 95/16/CE* (refundición) garantiza la seguridad jurídica de los usuarios y define lo más específicamente posible el ámbito de aplicación de la propia directiva y los conceptos relativos a su aplicación. [17]

El *Artículo 12*, define el procedimiento de evaluación de la conformidad de las máquinas. En concreto, el punto 2 del artículo, especifica que si la máquina en cuestión no figura en el *Anexo IV*: “*el fabricante o su representante autorizado aplicarán el procedimiento de evaluación de la conformidad con control interno de fabricación de la máquina previsto en el anexo VIII*” [17]. El caso de nuestro banco de ensayos es el nombrado anteriormente.

Por su parte, el *anexo VIII: Evaluación de la conformidad mediante control interno de la fabricación de la máquina*, describe el procedimiento el cual la entidad responsable o fabricante asegura y declara que la máquina en cuestión cumpla con los requisitos de la presente *Directiva*. También, especifica que se deberá elaborar un expediente técnico contemplado en el *Anexo VII, parte A*. El fabricante no obstante llevará a cabo las acciones necesarias para garantizar un proceso de fabricación seguro y que asegure la conformidad de la máquina confeccionada según el expediente técnico contemplado en el *Anexo VII, parte A*. [17] [18] [19]

Finalmente, el *Anexo VII, parte A. Expediente técnico de las máquinas*, describe la metodología para elaborar un expediente técnico. Dicho expediente deberá demostrar la integridad física de la máquina en cuestión con los requisitos de la *Directivo*. Deberá describir el diseño, fabricación y funcionamiento de la máquina. Deberá realizarse en una o más lenguas oficiales de la *Comunidad* regente, con excepción del manual de instrucciones de la máquina que se aplicarán los requisitos descritos en el *Anexo I, punto 1.7.4.1*.

2.4.2. Normativa de vibraciones.

La norma *UNE-EN 121786* especifica los requisitos mínimos a tener en cuenta sobre la seguridad de máquinas en función de la vibración. Esta norma es la norma oficial, en la lengua española de la *UNE-EN 12786:2013*.

Otras normativas también importantes, a tener en cuenta: [20]

ISO 2372:1974 Vibración mecánica en máquinas con velocidades de operación de 10 a 200 rev/s. Especificaciones base de estándares de evaluación.

ISO 2954:2012 Vibraciones mecánicas en máquinas rotativas y alternativas. Requerimientos para los instrumentos de medida de la severidad de vibraciones.

ISO 3945:1985 Medida y evaluación de la severidad de vibraciones en grandes máquinas rotativas; velocidades de operación de 10 a 200 rev/s.

ISO 10816:2014 Vibraciones mecánicas. Evaluación de la vibración en un equipo mediante medidas departes rotativas.

2.4.3. Normativa de equilibrado.

Se han considerado las siguientes normas en cuanto a el área de equilibrado del proyecto:
[20]

ISO 21940-31:2013 Vibración mecánica. Equilibrado del rotor. Parte 31: Susceptibilidad y sensibilidad de las máquinas al desequilibrio.

ISO 21940-23:2012 Vibraciones mecánicas. Equilibrado de rotor. Parte 23: Envolventes y otras medidas de protección para la estación de medición de máquinas equilibradoras.

ISO 21940-11:2016 Vibración mecánica. Equilibrado de rotor. Parte 11: Procedimientos y tolerancias para rotores con comportamiento rígido.

ISO 21940-14:2012 Vibración mecánica. Equilibrado del rotor. Parte 14: Procedimientos para evaluar los errores de equilibrio.

ISO 21940-12: 2016 Vibración mecánica. Equilibrado de rotor. Parte 12: Procedimientos y tolerancias para rotores con comportamiento flexible.

ISO 21940-32:2012 Vibraciones mecánicas. Equilibrado del rotor. Parte 32: Convención de claves de ejes y su montaje.

ISO 21940-21:2012 Vibración mecánica. Equilibrado de rotores. Parte 21: Descripción y evaluación de máquinas equilibradoras.

ISO 10816 Medición y evaluación de mediciones. Parte 1: Indicaciones generales.

ISO 10816 Medición y evaluación de mediciones. Parte 3: Maquinaria industrial con potencia nominal por encima de 15 kW y velocidades entre 120 y 15000 RPM.

ISO 18436: Monitoreo y diagnóstico de estado de equipos: Requerimientos para capacitación y certificación de personal Parte 2: Monitoreo y diagnóstico de estado de vibración

2.5. Patentes.

Una patente es una certificación o título que reconoce el derecho intelectual de explotar con exclusividad la idea patentada, impidiendo a otros su fabricación, comercialización o uso sin consentimiento del titular. No obstante, la patente, por ley, debe hacerse pública para general conocimiento.

Primero de todo se ha identificado en la *Clasificación Internacional de Patentes* (CIP) [21] que área o áreas incumbe el producto que se desea diseñar. Las áreas pertinentes al producto son:

- F01B.- Maquinas o motores, en general o del tipo de desplazamiento positivo [21].
- G01H.- Medidas de vibraciones mecánicas o de ondas ultrasonoras, sonoras o infrasonoras [21]

A partir de este punto se han buscado patentes que puedan afectar al producto que se desea diseñar, dentro de las bases de patentes más referentes.

Las patentes referentes a tener en cuenta, encontradas en *Espacenet*, son:

- Estayo Fernandes, J.L. (2009). *Banco de ensayos para ejes de vehículos* ES2323298 (A1). Fundación CETENA [ES]. [22]
- Veciana Fontanet J.M. & Cardona Foix S. (2008). *Banco de ensayos para la medida de vibraciones residuales en transitorios de movimiento de inercias* ES2302406 (A1). UPC [ES]. [23]

Las patentes referentes a tener en cuenta, encontradas en *WIPO*, son:

- Busch, K.J.; Kuhl, J. Eicke, A. (2010). *Dispositivo para realizar medidas de oscilaciones en una muestra que comprende un rotor y provista de un dispositivo de equilibrado* E05782944 (T3). Thyssenkrupp EGM GmbH. [24]
- (1984). *Dispositivo para ensayos de fatiga de un órgano mecánico* 8405521 (A1). Renault Vehicules IND. [25]

2.6. Alcance.

En este proyecto se desarrolla el diseño de un banco de ensayo de diagnóstico de máquinas y de los escenarios diagnosticables en dicho banco, esto incluye:

- Diseño de estructural del banco de diagnóstico de máquinas:
 - o Estudio de mercado del sector y de proveedores.
 - o Elaboración de un modelo 3D, mediante el software de diseño mecánico SolidWorks, de la estructura del banco.
 - o Simulaciones de tensión y fatiga, mediante el software de diseño mecánico SolidWorks, del modelo 3D del banco de ensayos.
 - o Planos de diseño estructural del banco.
- Diseño de escenarios prácticos para estudiar el mantenimiento industrial mediante el diagnóstico de fallas mecánicas en conjuntos típicos de máquinas sometidos a esfuerzos o tensiones periódicas (vibraciones).
 - o Contenido i objetivo didáctico por ensayo.
 - o Elaboración de un modelo 3D, mediante el software de diseño mecánico SolidWorks, de cada ensayo.
 - o Cálculos teóricos estructurales pertinentes a cada ensayo.
 - o Planos y/o fichas técnicas de los componentes necesarios para realizar los ensayos.
- Informe económico del proyecto.
- Informe y análisis de la planificación del proyecto.
- Impacto medioambiental del proyecto.

2.7. Perspectiva de género.

Este proyecto ha tenido en cuenta la perspectiva de género al diseñar el producto deseado. El diseño, desde el inicio, se ha pensado para en función de las características de ambos géneros, de tal forma que independientemente del género del usuario, este sea capaz de realizar el montaje, desmontaje i uso del producto en su totalidad sin ayuda de otro individuo.

Al igual que se ha considerado el género, también se ha considerado la edad, raza y diversidad funcional, teniendo en cuenta el promedio de estudiantes que ingresan en el centro, ninguna de las variables anteriores supone un problema. La única excepción en caso de a ver un usuario con movilidad reducida, entonces cabe la posibilidad de que este necesite ayuda para el montaje del equipo, a cargo del profesor, en este caso.

No hay ninguna diferenciación ni discriminación de necesidad en función del género, pues el objetivo, del estudiante es aprender y poner en práctica los ensayos mecánicos diseñados, independientemente del género.

Por lo que a las medidas de seguridad se refiere están son iguales para ambos géneros, por lo tanto, el procedimiento estándar no es afectado a la hora de diseñar el producto deseado.

Resumidamente, aunque se ha considerado la perspectiva de género para el diseño del producto se ha concluido que esta no afecta en nada al diseño en su esencia, pues desde el inició este tipo de productos está pensado para que lo usen individuos inexpertos en el área de estudio tutelados por una entidad superior, con la total responsabilidad de la sesión, como es el profesor.

3. Objetivos de detalle y especificaciones técnicas.

En este punto de la memoria se han identificado los objetivos de detalle del proyecto y se han establecido las especificaciones técnicas de cada objetivo.

Los objetivos de detalle establecidos para este proyecto:

Objetivo 1: Diseño estructural del banco de diagnóstico de máquinas.

- Modelo 3D mediante el software SolidWorks del banco de diagnóstico de máquinas.
- BOM: Enumeración e identificación del total de elementos necesarios.
- Plano de ensamblaje del banco de diagnóstico de máquinas.
- Planos correspondientes a cada elemento de diseño propio.
- Simulaciones de tensiones del banco de diagnóstico de máquinas y su verificación estructural.

Objetivo 2: Diseño de los ensayos de diagnósticos de máquinas para fallas mecánicas.

- Definición del número y características de los ensayos de diagnóstico de máquinas.
- Definición del contenido didáctico de cada ensayo.
- Cálculos teóricos estructurales pertinentes a cada ensayo.
- Modelo 3D mediante el software SolidWorks de cada ensayo.
- BOM: Enumeración e identificación del total de elementos necesarios.
- Planos de ensamblaje por ensayo.
- Planos correspondientes a cada elemento de diseño propio.

Objetivo 3: Estudio del impacto medioambiental del proyecto.

Objetivo 4: Estudio económico del proyecto.

- Elaboración de un presupuesto del proyecto.
- Análisis de viabilidad económica del proyecto.

Las especificaciones técnicas básicas requeridas:

Estas especificaciones técnicas vienen definidas según el estudio de mercado y de los antecedentes realizados anteriormente y en anteproyecto.

Especificaciones técnicas básicas requeridas.		
Especificación.	Concepto.	Observación.
Especificación 1:	Banco de ensayos.	Dimension: 1100x770x820 mm Massa: 39 kg
Especificación 2:	Perfil de aluminio M8.	
Especificación 3:	Motor asíncrono ABB.	Potencia nominal: 0.37 W Núm. de revoluciones: 2780 rpm
Especificación 4:	Rodamiento serie 60.	
Especificación 5:	Arboles Ø20 mm.	
Especificación 6:	Acoplamiento de ejes.	Control Flex M15-15.

Tabla 3.1.- Especificaciones técnicas básicas del proyecto.

4. Marco conceptual.

El diseño es la formulación de una serie de actividades para cubrir una necesidad específica o solucionar un problema. En el caso que esto implique la construcción de un producto mecánico altamente complejo, se puede hablar de diseño mecánico.

En la ingeniería mecánica el diseño es una actividad de alta complejidad que incluye todas las áreas de conocimiento posibles que componen tal disciplina (ingeniería). Para ello, es esencial dividir grandes actividades en un conjunto de tareas más simples. Algunas de estas tareas o actividades se deben realizar mediante el cumplimiento de una norma o directivas, para así asegurar la seguridad, la responsabilidad legal del producto, entre otros.

Con el paso del tiempo, con el objetivo de disminuir la siniestralidad laboral, la Unión Europea ha establecido una serie de directrices que cualquier producto debe cumplir para su libre circulación por el territorio de la U.E. Dichas directrices cambian en función del tipo o finalidad del producto. Mediante el marcado CE se simboliza la conformidad del producto con los requisitos mínimos aplicables en la U.E. En el caso de las máquinas corresponde a la directiva 2006/42/CE. [17]

La anterior directiva está compuesta por múltiples directrices y definiciones, entre ellas, los requisitos esenciales de seguridad y de salud. Uno de estos requisitos es el mantenimiento de las máquinas. Este puede ser correctivo, predictivo, preventivo o en uso.

En concreto, el mantenimiento predictivo, como estrategia o filosofía corporativa, tiene como objetivos, anticipar posibles fallas que puedan ocasionar mayores gastos que el mantenimiento correctivo y optimizar el funcionamiento de la máquina, reduciendo costes y aumentando la productividad.

Para realizar un buen mantenimiento predictivo, se necesita la habilidad, el conocimiento, las herramientas analíticas y experiencia. En primer lugar, se debe saber qué es lo que provoca las fallas y el desgaste de los diferentes elementos mecánicos que conforman dicha máquina, en segundo lugar, cómo diagnosticar dichos factores/fallas y, en tercer lugar, como repararlos

4.1. Tipos de fallas.

Una de las principales características de un elemento mecánico es su resistencia. Esta es dependiente del material, la geometría, del tratamiento y del proceso de fabricación del elemento; de igual modo que de la carga a la cual esté sometido dicho elemento. [26]

No obstante, no solo se debe considerar la resistencia individual de cada elemento que conforma una máquina, sino que también se tiene que tener en cuenta el conjunto. Asimismo, se debe tener presente que, en un proceso de producción en masa, las piezas no son exactamente iguales. Esto es debido a las múltiples variaciones del proceso de fabricación, derivando en anomalías en las dimensiones geométricas, la composición o el maquinado de los elementos. Por esta razón, los valores de resistencia son de origen estadístico e intervienen parámetros en función del escenario.

Una “*falla*” puede derivar por muchos factores, puede derivar de la rotura de un elemento en dos o más fragmentos; de la deformación plástica de otro elemento; o básicamente de la imposibilidad de un elemento para efectuar su función, por cualquier motivo. [26]

Para evitar dichas fallas, en el momento del diseño del elemento, se tiene en cuenta la relación entre la resistencia del elemento y la carga externa que soporta dicho elemento. Por lo tanto, en función del tipo de carga habrá un tipo de prevención u otro:

4.1.1. Fallas resultantes de cargas estáticas.

Una *carga estática* es un esfuerzo estacionario que se aplica a un elemento. Es decir, es una carga que no varía en el tiempo de ningún modo, ni magnitud, ni dirección, ni espacio. Este tipo de cargas provocan tensiones internas en los elementos, los cuales, si el elemento mecánico no está preparado, pueden derivar en la rotura de este. [26]

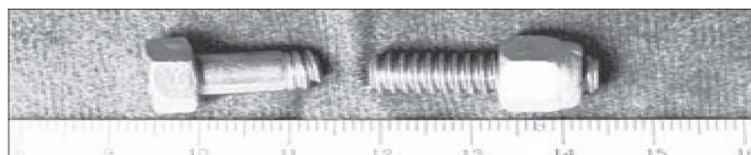


Figura 4.1.- Falla del perno de una polea de una máquina de levantamiento de peso.

Fuente: [27]

El ejemplo anterior muestra perfectamente la necesidad de los diseñadores de tener en cuenta la prevención de fallas y seguir las directivas de seguridad establecidas por las instituciones responsables.

4.1.2. Fallas resultantes de cargas variables.

Una *carga variable* es un esfuerzo fluctuante sobre un elemento. Normalmente, la aparición de este tipo de cargas es debido al propio movimiento de los elementos mecánicos.

Al someter un elemento, sea móvil o no, a un esfuerzo intermitente múltiples veces, se generan unas fuerzas/energías internas en dicho elemento que se traducen en vibraciones. Parte de estas vibraciones son consideradas propias del buen funcionamiento de la máquina, no obstante, otras derivan directamente de averías o fallas. [26]

No es extraño encontrar un elemento móvil que ha fallado debido a la acción de un esfuerzo repetido; a pesar de que el esfuerzo máximo ejercido sobre el elemento no supera la resistencia última del material. El factor más notable en estos casos es que el elemento ha estado sometido, en gran número de ocasiones, a un esfuerzo externo, hasta tal punto que ha fatigado tanto el elemento que ha derivado en falla. Por eso se conoce como *falla por fatiga*. [26]

La *falla por fatiga*, se debe a la aparición y propagación periódica de grietas en la estructura del elemento en cuestión. Normalmente, una grieta se origina en un punto crítico de la estructura del elemento, así como una discontinuidad del material, donde el esfuerzo fluctuante es máximo. [26]

Las características principales de una fractura por fatiga son muy diferentes a las fracturas por falla estática y, estas, surgen mediante tres etapas. La *primera etapa*, es origen de una o más microgrietas causadas por la deformación plástica continua seguida de una propagación cristalográfica que se extiende alrededor del origen. La *segunda etapa*, las microgrietas crecen, convirtiéndose en microgrietas y derivan en superficies paralelas entre sí en forma de mesetas, las cuales están separadas por crestas longitudinales entre sí (*marcas de playa*). La *tercera etapa*, se ocasionan durante el ciclo de esfuerzo final, cuando el material restante no soporta la carga aplicada, lo que deriva a una fractura rápida y momentánea. [26]

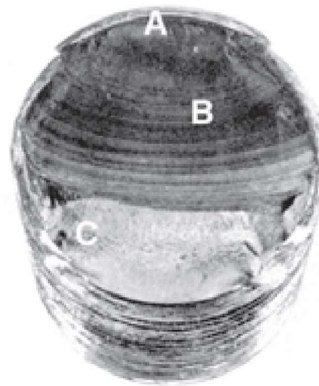


Figura 4.2.- Falla por fatiga de un perno.

Fuente: [27]

En la *figura 5.1.2.1*, se puede apreciar claramente las tres etapas anteriormente comentadas. Es el caso de una falla por fatiga de un perno por consecuencia de una flexión unidireccional periódica. La falla inició en *A*, la cual se propagó de un lado a otro, de forma transversal. Resultando así, en las *marcas de playa* vistas en *B*, antes de ocasionar la fractura final en *C*. [27]

4.2. Vibraciones mecánicas.

Una *vibración* es el movimiento periódico de un elemento físico (o conjunto de elementos conectados entre sí) desplazado de una posición de estabilidad o equilibrio. [28]

Por carácter general, según la influencia del exterior se identifican dos tipos de vibraciones; vibración *libre*, aquella que sucede cuando el movimiento se prolonga por la fuerza gravitacional o elástica del propio elemento o conjunto; vibración *forzada*, aquella que es provocada por una fuerza externa periódica aplicada al elemento o conjunto. [28]

Actualmente, el concepto de la amortiguación es un parámetro esencial en el campo y el análisis de las vibraciones. Esta va estrechamente relacionada con la teoría de que todo sistema vibratorio (mecánico) puede disipar energía. La amortiguación se utiliza para controlar las vibraciones e impactos en máquinas como una herramienta para disipar la energía del conjunto mecánico, manipulando la amplitud de la vibración en el sistema.

Se denomina *amortiguación* pues, a la capacidad de un conjunto o elemento para disipar la energía cinética, transformándola en otro tipo de energía (térmica, plástica). En otras

palabras, la tarea principal de un amortiguador es captar, absorber y aplicar una fuerza. Cuanto más grande sea la amortiguación de la fuerza inicial, menor será el esfuerzo resultante en el punto final. [28]

4.2.1. Nivel de onda de la vibración.

La principal característica que describe la magnitud básica de la vibración es la amplitud de esta misma. A continuación, se resumen los principales valores a tener en cuenta en función de la amplitud de vibración: [29]

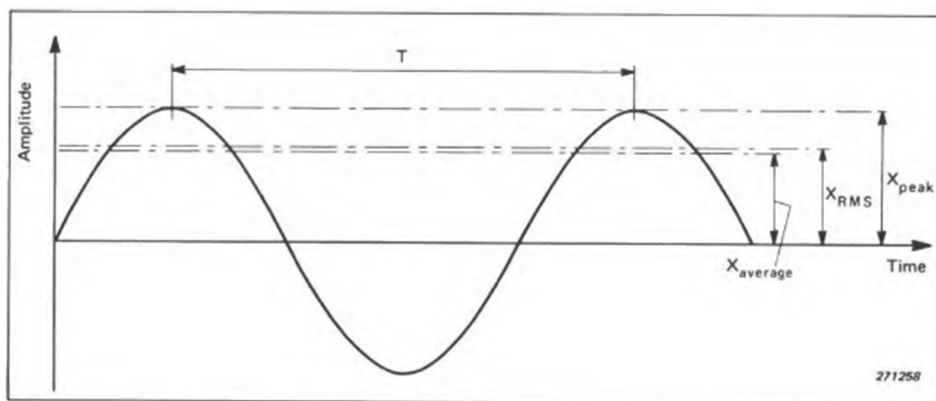


Figura 4.3.- parámetros cuantitativos del nivel de una señal de vibración.

Fuente: [29]

- El valor de **pico** es interesante para cuantificar el nivel de ondulación puntual (una unidad de onda). No obstante, como se aprecia en la figura anterior, los valores máximos muestran dicho valor en cada momento, no tiene en cuenta el historial en el tiempo.
- El valor de **pico-pico** es interesante porque indica el rango máximo de la onda, un valor útil en situaciones de estrés máximo o consideraciones de holgura mecánica.
- El valor **promedio** también es interesante ya que tiene en cuenta el historial de tiempo de la onda, al contrario que el valor de pico. No obstante, no está directamente relacionado con ningún parámetro físico útil.
- El valor **RMS**, finalmente, es la cantidad de amplitud más importante por qué; por un lado, tiene en cuenta el historial de tiempo y; por otro lado, proporciona un valor de amplitud que es directamente proporcional con la capacidad destructiva de la vibración.

4.2.2. Parámetros de vibración.

Los parámetros básicos de medida de las vibraciones son el desplazamiento, la velocidad y la aceleración, tales como en la figura. La diferencia entre estas es la existencia de un desfase entre las ondas de amplitud-tiempo de los tres parámetros.

Para señales de tipo sinusoidal existe una función matemática de frecuencia y tiempo que relaciona la amplitud de desplazamiento, velocidad y aceleración.

Estos parámetros se miden de forma normalizada en unidades métricas de acuerdo con las directrices ISO. Actualmente, la constante gravitacional (g) aún se utiliza para los niveles de aceleración, agilizando los cálculos. [28] [29]

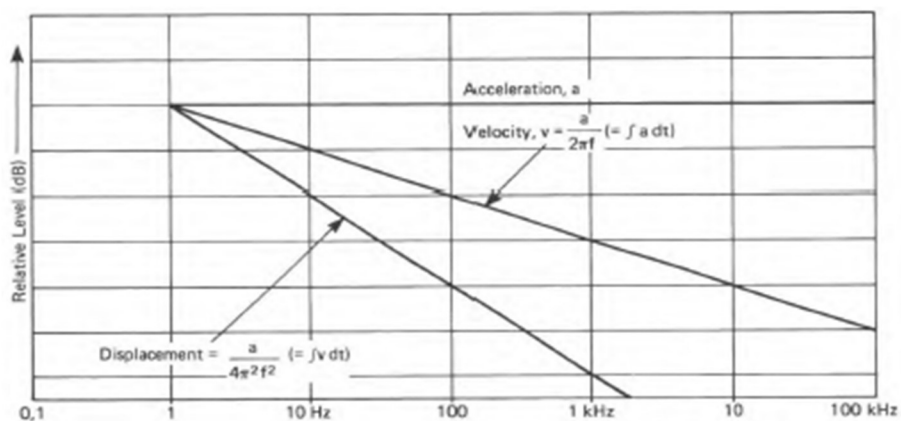


Figura 4.4.- Relación entre los parámetros de vibración.

Fuente: [29]

4.2.3. Tipos de vibraciones.

Teniendo en cuenta las características descritas en la introducción del subcapítulo de vibraciones, se identifican diferentes tipos de vibraciones según sus condiciones de trabajo:

Vibración libre no amortiguada [28]

Es el movimiento vibratorio más simple que existe. Se caracteriza por la vibración libre no amortiguada de un cuerpo. Este tipo de vibración se suele ejemplificar con el sistema bloque – resorte, tal y como se muestra en la siguiente figura:

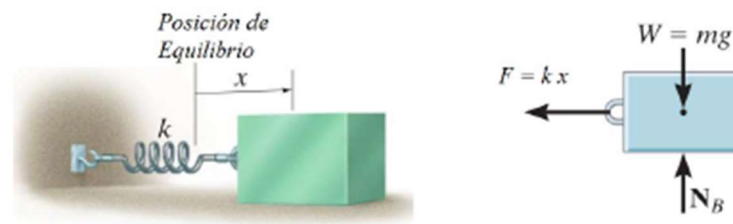


Figura 4.5.- Sistema bloque - resorte (vertical)

Fuente: [28]

La vibración libre aparece cuando el movimiento se perpetúa por el efecto de fuerzas universales (fuerza gravitacional, restauración elástica.)

La *ecuación diferencial (1.1)* que define este tipo de movimiento viene dada por la siguiente ecuación:

$$x = A \sin(w_n t) + B \sin(w_n t) \quad (1.1) \quad (1.1)$$

En la ecuación anterior el valor A y B representan dos constantes de integración propias del escenario en cuestión.

Vibración forzada no amortiguada [28]

La vibración forzada no amortiguada es uno de los tipos más típicos y más importantes de comportamientos vibratorios en el ámbito de la ingeniería. Los principios básicos de este tipo de movimiento se pueden utilizar para definir el movimiento de todo tipo de maquinarias.

La vibración forzada no amortiguada resulta cuando el movimiento es provocado por una fuerza periódica sobre un cuerpo o conjunto. Tal y como se muestra en la siguiente figura:

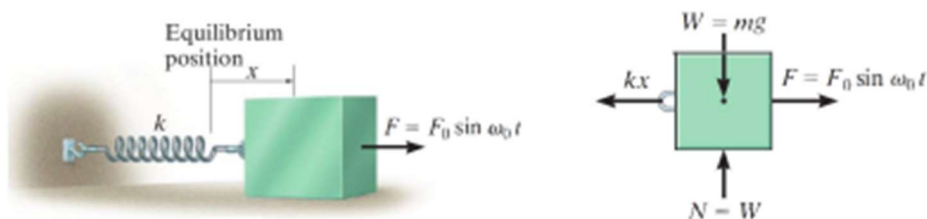


Figura 4.6.- Sistema de vibración forzada no amortiguada.

Fuente: [28]

La ecuación diferencial (1.2), en este caso, está compuesta por dos partes; la *solución complementaria* (1.4); y la *solución particular* (1.3):

$$x = A \sin(w_n t) + B \sin(w_n t) \quad (1.2)$$

La *solución particular* (x_p) define la componente de vibración forzada del cuerpo originada por la *fuerza periódica externa* (F_0). La vibración forzada, es conocida como una fuerza de estado continuo, ya que solo permanece dicha vibración.

$$x_p = \frac{\frac{F_0}{k}}{1 - \left(\frac{w_0}{w_n}\right)^2} \quad (1.3)$$

La *solución complementaria* (x_c) define la componente de vibración libre, la cual depende de la *frecuencia natural* (w_n) y las constantes C i ϕ . Al igual que todos los sistemas vibratorios libres, se amortizará con el paso del tiempo debido a la fricción.

$$x_c = C \sin(w_n t + \phi) \quad (1.4)$$

Finalmente, el *factor de amplificación* (MF) es la relación existente entre la *amplitud de vibración* (en estado continuo), y la deflexión estática, resultante de la amplitud de la *fuerza periódica externa* (F_0).

$$MF = \frac{X}{\frac{F_0}{k}} = \frac{1}{1 - \left(\frac{w_0}{w_n}\right)^2} \quad (1.4)$$

Esta ecuación, graficada en la siguiente figura, confirma la condición de *resonancia*. Esta condición aparece cuando la fuerza F se aplica al cuerpo con una frecuencia cercana a la frecuencia natural del propio cuerpo, $\frac{w_0}{w_n} \approx 1$, y, por lo tanto, la amplitud de vibración del cuerpo alcanza valores muy grandes. Provocando grandes esfuerzos internos y la falla del elemento.

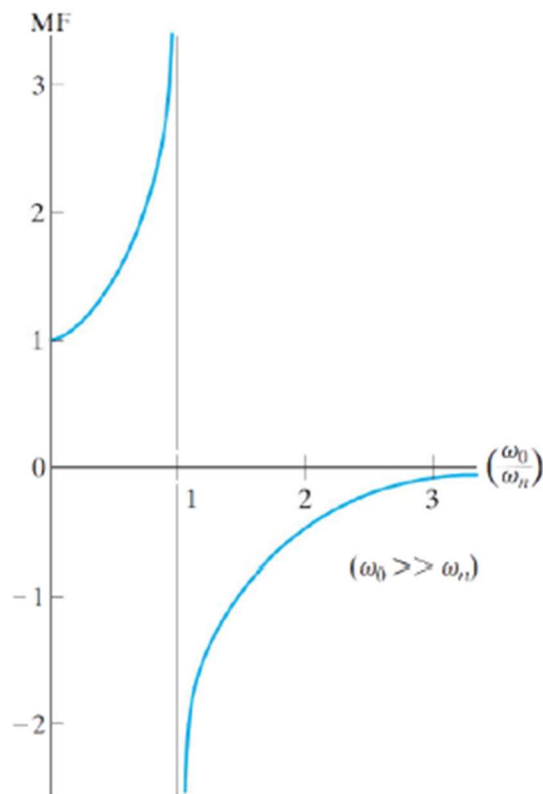


Figura 4.7.- Relación entre el MF y las relaciones frecuenciales.

Fuente: [28]

Vibración libre viscosa amortiguada [28]

Una fuerza de amortiguación viscosa es toda aquella fuerza opuesta a otra originada por una sustancia con propiedades de viscosidad (agua, aceite o aire). Esta fuerza se define por:

$$F = c\dot{x} \quad (1.5)$$

donde la c es el coeficiente de amortiguación viscosa [$N \cdot s/m$] y \dot{x} es la velocidad [m/s].

Este tipo de movimiento se puede representar por el conjunto mostrado a continuación:

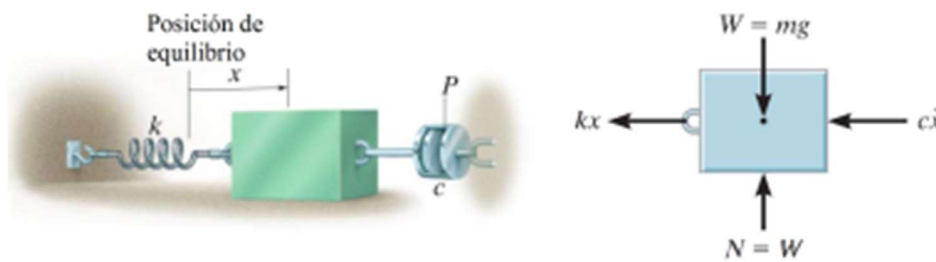


Figura 4.8.- Sistema con amortiguación viscosa.

Fuente: [28]

El efecto de amortiguación lo proporciona el pistón P y ocurre cuando este se mueve de un lado a otro del cilindro hermético lleno de algún tipo de fluido viscoso. Al moverse de lado a lado, el fluido produce una resistencia mecánica que frena poco a poco el movimiento vibratorio.

En el caso mostrado en figura 5.4.3.4, el bloque es desplazado una cierta distancia respecto el punto de equilibrio. Tanto el resorte como el amortiguador se oponen al movimiento dejando la ecuación de movimiento en:

$$0 = m\ddot{x} + c\dot{x} + kx \quad (1.6)$$

Por consiguiente, la solución de esta ecuación diferencial homogénea lineal de segundo grado es:

$$x = e^{\lambda t} \quad (1.7)$$

donde e es la base del logaritmo natural y λ es una constante. Esta constante tiene dos posibles soluciones y resulta de sustituir la anterior ecuación sobre la ecuación 1.6:

$$0 = m\lambda^2 + c\lambda + k \quad (1.8)$$

Por consiguiente:

$$\lambda_1 = \frac{c}{2m} + \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}} \quad (1.9)$$

$$\lambda_2 = \frac{c}{2m} - \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}} \quad (1.10)$$

Por tanto, se puede deducir, que la ecuación 1.6 es una combinación de exponenciales que implica las dos raíces anteriores. En función de los resultados de λ_1 y λ_2 existen tres posibles escenarios a tener en cuenta. No obstante, antes de definir-los hay que hablar del *coeficiente de amortiguación crítico* (c_c).

Este nuevo coeficiente (c_c) se define como el valor de c que provoca que las raíces de las ecuaciones 1.9 y 1.10 sean igual a cero:

$$c_c = 2m \sqrt{\frac{k}{m}} = 2mw_n \quad (1.11)$$

El primer escenario, se conoce como *sistema sobreamortiguado* y resulta cuando $c > c_c$ (las raíces λ_1 y λ_2 son reales) [28]. El movimiento resultante a esta solución es no vibratorio, es decir, la resistencia del amortiguador es tal que cuando el cuerpo es desplazado de su punto de equilibrio y queda libre, este, regresa a su posición inicial sin ningún tipo de vibración. La solución de la ecuación 1.6 en este caso es:

$$x = Ae^{\lambda_1 t} + Be^{\lambda_2 t} \quad (1.12)$$

El segundo escenario, se conoce como *sistema críticamente amortiguado* y resulta cuando $c = c_c$. Se dice que el coeficiente c tiene el valor mínimo para que el sistema sea no vibratorio. La solución de la ecuación 1.6 en este caso es:

$$x = (A + B)e^{-w_n t} \quad (1.13)$$

El tercer escenario, se conoce como *sistema subamortiguado* y resulta cuando $c < c_c$ (las raíces λ_1 y λ_2 son complejas). Transformando la solución general 1.6 en:

$$x = D[e^{-(c/2m)t} \sin(w_d t + \phi)] \quad (1.14)$$

donde D y ϕ son constantes determinadas a por las condiciones iniciales del sistema. La constante w_d se conoce como frecuencia natural amortiguada.

$$x = D[e^{-(c/2m)t} \sin(\omega_d t + \phi)] \quad (1.15)$$

En la figura se representa la ecuación 1.14. Se puede observar claramente que el límite inicial D , se ve reducido progresivamente en cada ciclo de la vibración. Esto sucede porque el movimiento está atrapado por las limitaciones de la cura exponencial.

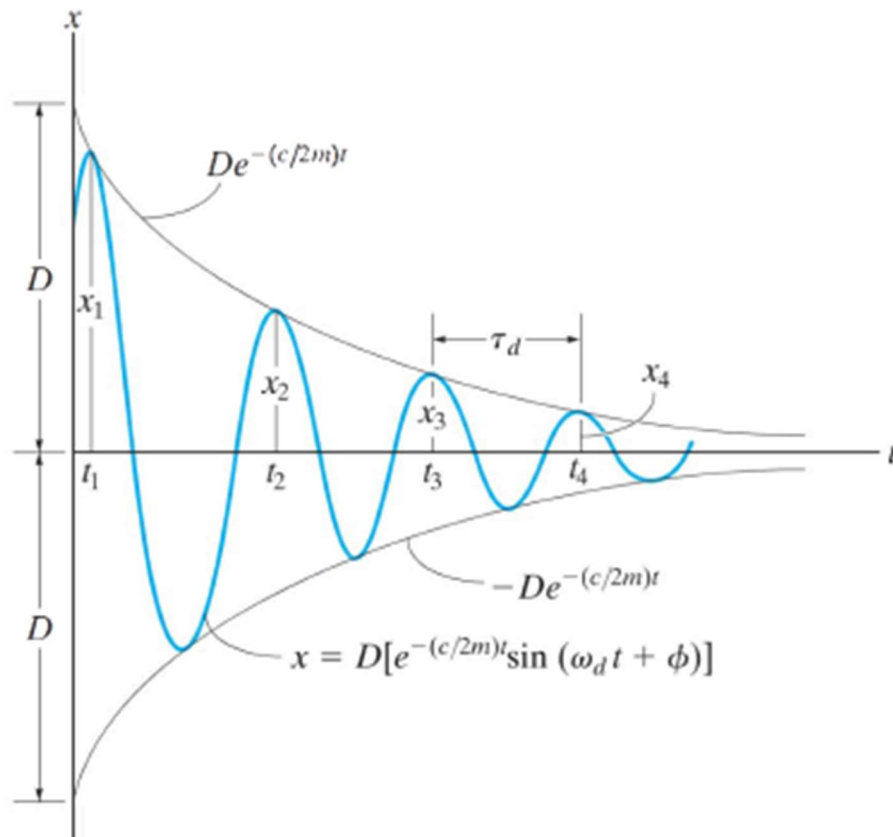


Figura 4.9.- Movimiento de un sistema subamortiguado.

Fuente: [29]

Vibración forzada viscosa amortiguada

Este es el caso más común de movimiento vibratorio con un grado de libertad. Esto sucede cuando el conjunto incluye los efectos de una fuerza externa y una amortiguación inducida.

Aprovechando la figura 5.4.3.4, si se le aplica una fuerza periódica, el movimiento viene descrito por:

$$F \sin(w_0 t) = m\ddot{x} + c\dot{x} + kx \quad (1.16)$$

Por lo tanto, como la ecuación anterior no es homogénea, la solución vendrá dada por la suma de una *solución complementaria* y una *solución particular*.

La *solución complementaria* es equivalente a la ecuación 1.6, pues esta se obtiene cuando la fuerza es nula, es decir, cero. Resultando en las ecuaciones 1.12, 1.13 o 1.14 en función del escenario establecido. Esta solución se verá amortiguada con el paso del tiempo, permaneciendo solo la *solución particular* que define la vibración en estado continuo. [28]

La *solución particular*, al tratarse de un movimiento armónico en estado continuo, debido a la fuerza estática, la solución particular se define según:

$$X_p = X' \sin(w_0 t - \phi') \quad (1.17)$$

Las constantes, por su parte, vienen definidas por las siguientes expresiones:

$$X' = \frac{\frac{F}{k}}{\sqrt{[1 - (\frac{w_0}{w_n})^2]^2 + [2 (\frac{c}{c_c}) (\frac{w_0}{w_n})]^2}} \quad (1.18)$$

$$\phi' = \left[\frac{2 (\frac{c}{c_c}) (\frac{w_0}{w_n})}{1 - (\frac{w_0}{w_n})^2} \right] \quad (1.19)$$

El ángulo ϕ' define el desfase existente entre la fuerza estática aplicada y la vibración continua resultante del sistema amortiguado.

Finalmente, el *factor de amplificación (FM)* se definió anteriormente como la relación existente entre la amplitud de flexión originada por la vibración forzada (X') y la deflexión originada por la fuerza estática (F).

$$Mp = \frac{X'}{\frac{F}{k}} = \frac{1}{\sqrt{[1 - (\frac{w_0}{w_n})^2]^2 + [2 (\frac{c}{c_c}) (\frac{w_0}{w_n})]^2}} \quad (1.20)$$

En la siguiente figura se puede apreciar gráficamente la relación existente entre MF y $\frac{\omega_0}{\omega_n}$ en función de diferentes valores del *factor de amortiguación*.

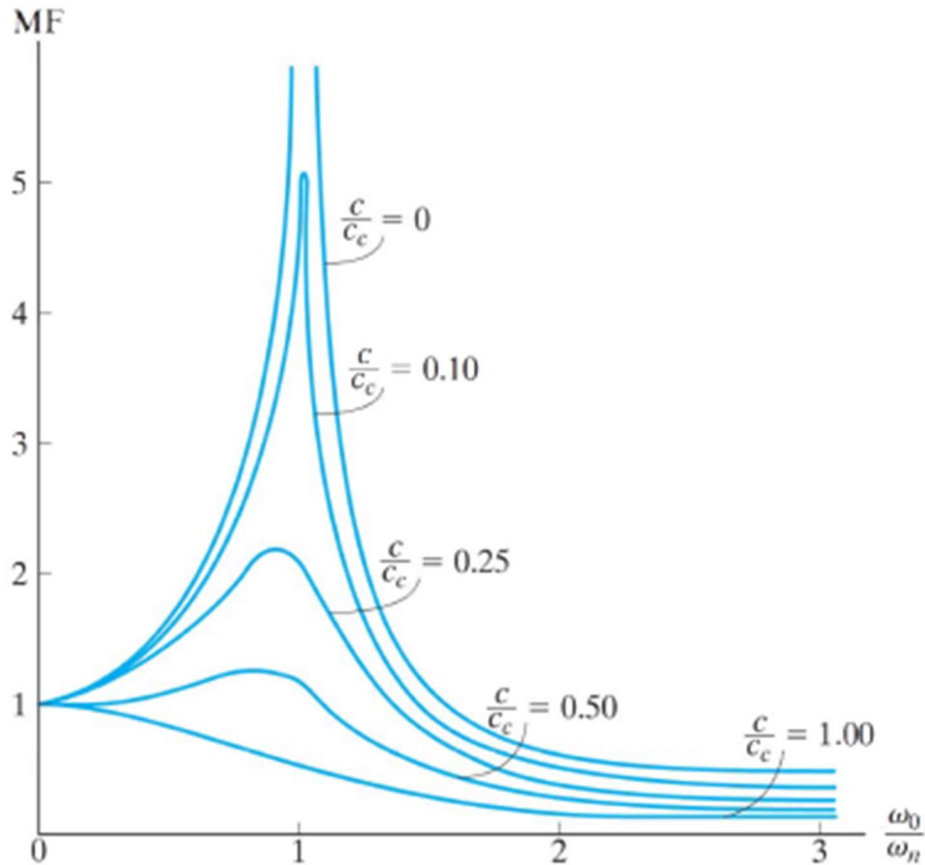


Figura 4.10.- MF en función de la relación de frecuencias

Fuente: [29]

En la anterior figura se aprecia que, a medida que disminuye el factor de amortiguación, la amplificación de la amplitud aumenta. Cuando el factor de amortiguación es cero y la relación de frecuencia equivalente a 1, aparece el fenómeno de la resonancia.

4.2.4. Causas de las vibraciones.

En general, el estado de una máquina o de las piezas que la conforman se pueden analizar estudiando la magnitud y el tipo de vibraciones que estas generan.

Las vibraciones son registradas y analizadas gracias a la ayuda de sensores y equipos de medición complejos. La correcta interpretación de las señales resultantes requiere un alto

conocimiento y un grado elevado de experiencia. No obstante, hay efectos o causas provocadas por las vibraciones que han sido normalizadas a lo largo del tiempo: [14]

- Fuerzas giratorias o periódicas producidas por; estampados; prensados; compresiones; o fallos de alineación.
- Fuerzas de inercia por masas en rotación.
- Impactos, como, por ejemplo; pérdidas de contacto cuando la transmisión de fuerza es producida por fuerza arrastre; aplastamiento de imperfecciones en la superficie.
- Fuerzas de flujo, como, por ejemplo; en álabes móviles; las turbulencias fluctuantes de presión en forma de ondas acústicas.
- Fuerzas electromagnéticas, como, por ejemplo; campos magnéticos dinámicos; excitaciones por presiones fluctuantes.

4.2.5. Medición de vibraciones. El acelerómetro piezoeléctrico.

Un acelerómetro piezoeléctrico es, actualmente, el transductor más utilizado para la medición de vibraciones. Esto es debido a que presenta unas mejores características que cualquier otro dispositivo destinado a la captación de vibraciones. Posee unas frecuencias y unos rangos dinámicos muy altos y de buena linealidad en toda su magnitud. Su robustez le otorga una confiabilidad para permanecer estable durante largos periodos de tiempo y trabajo. Este dispositivo no necesita de una fuente de alimentación, es decir, es autogenerado, característica muy valorada en el sector industrial. Su señal resultante, la aceleración, es muy característica, otorgando mucha información, permitiendo proporcionar la velocidad y posición gracias a la integración de esta. [29]

La pastilla piezoeléctrica es el alma del acelerómetro. Esta básicamente es una cerámica ferroeléctrica (polarizada artificialmente) donde se produce el fenómeno físico "efecto piezoeléctrico". Este efecto es una relación proporcional entre el esfuerzo mecánico aplicado a la pastilla y la carga eléctrica generada entre sus polos. [29]

4.2.6. Norma ISO 2372:1970. Base de especificaciones estándar de evaluación de vibraciones.

La norma ISO 2372 establece las bases para especificar los estándares de evaluación para identificar el grado de vibración permisible de máquinas con velocidades de funcionamiento de 10 a 200 rev/s. La norma identifica el nivel de vibración en función de su clasificación de

tipo de máquina. Es decir, la norma agrupa las máquinas en cuatro clases, según factores comunes, para estandarizar la evaluación de estas [30].

Clase I: Equipos de pequeño tamaño de hasta 15 kW.

Clase II: Equipos de tamaño medio, de 15 kW a 75 kW o hasta 300 kW con una cimentación especial.

Clase III: Equipos de tamaño grande, superiores a los 75 kW con cimentación rígida o de 300 kW con cimentación especial.

Clase IV: Turbomaquinaria.

Una vez clasificadas el tipo de máquinas, al interpretar la tabla se puede identificar el grado del estado de la máquina en función de la vibración. El parámetro estándar es la velocidad (mm/s o rms) para definir la gravedad del estado de la máquina. [30]

Velocidad (mm/s, rms)	Tipos de máquinas			
	Clase I	Clase II	Clase III	Clase IV
0,18 a 0,28	A			
0,28 a 0,45				
0,45 a 0,71				
0,71 a 1,12				
1,12 a 1,8	B		D	
1,8 a 2,8				
2,8 a 4,5	C			
4,5 a 7,1				
7,1 a 11,2	D			
11,2 a 18				
18 a 28	D			

A	Buena	C	Inatisfactoria
B	Satisfactoria	D	Inaceptable

Figura 4.11.- Rubrica de límites de vibraciones para maquinas

Fuente: [30]

5. Propuesta de soluciones alternativas.

A continuación, se plantean de forma básica posibles soluciones técnicas para el desarrollo del proyecto, en función del estudio de mercado realizado. A posteriori, mediante el estudio de viabilidad, se determinarán las variables características que permitirán seleccionar la solución que más se adapte a las necesidades del proyecto.

Es pertinente comentar que las soluciones alternativas propuestas se basan en el estudio de mercado del sector realizado, plasmado en el punto de antecedentes del proyecto. En concreto en la empresa GUNT, pues es una líder del sector el cual la universidad no posee ningún tipo de producto de su cartera, ni ningún modelo didáctico y/o área de equipo como los presentados a continuación.

5.1. Soluciones alternativas al diseño estructural del banco de ensayos.

A continuación, se muestran las soluciones alternativas para el diseño del banco de ensayos.

Solución alternativa 1:

La primera solución alternativa es la más compleja de las propuestas, segura i flexible. Permite una movilidad más fluida del entorno de trabajo por el laboratorio, permitiendo una organización del espacio más efectiva, además de cumplir con creces los objetivos básicos del proyecto. En la siguiente ilustración se puede ver una imagen que representa el concepto de la solución:



Figura 5.1.- Ejemplo solución alternativa banco de ensayos 2.

Fuente: [16]

Esta solución alternativa consta de un carro móvil que facilita tanto la práctica como la movilidad de todo el entorno de trabajo. Además, consta de una cubierta protectora que fortalece la seguridad de los usuarios y reduce el impacto de los ruidos y las vibraciones de los ensayos. No obstante, esta solución es mucho más compleja que viene a continuación y en consecuencia mucho más costosa y más tiempo de diseñar.

Al igual que en el caso de la primera solución, se propone la empresa *Item Industrietechnik GmbH España* como responsable de proveer y ensamblar dicho banco, una vez validado su presupuesto.

Solución alternativa 2:

La segunda y última solución alternativa presentada es una combinación simplificada de la anterior. La intención de esta solución es mantener el grado de seguridad de la solución alternativa número 1 a cambio de la pérdida de movilidad del banco de ensayos y una reducción significativa de los costes. En la siguiente ilustración se puede ver una imagen que representa el concepto de la solución:



Figura 5.2.- Ejemplo solución alternativa al banco de ensayos 3.

Fuente: [16]

Esta solución, básicamente, consiste en eliminar el carro móvil característico de la solución alternativa número 1, con soportes amortiguadores como apoyo. La cubierta protectora fortalece tanto la seguridad de los usuarios como la de los elementos de ensayo.

Al igual que los casos anteriores, se propone la empresa *Item Industrietechnik GmbH España* como responsable de proveer y ensamblar dicho banco, una vez validado su presupuesto.

5.2. Soluciones alternativas a la flexibilidad del montaje y desmontaje de ensayos.

A continuación, se muestran las soluciones alternativas para el diseño de la flexibilidad del montaje y desmontaje de los ensayos.

Uno de los objetivos y requisitos del proyecto es diseñar el banco de ensayos más flexible posible. Además, la intención es poder realizar diferentes ensayos sobre el banco, por lo que en ocasiones será necesario realizar el montaje y desmontaje de varios accesorios.

Solución alternativa 1:

La primera solución alternativa presentada consta de una base metálica, lisa y mecanizada con las roscas justas y necesarias para el ensamblaje de los accesorios disponibles. Una vez ensamblados los accesorios no podrán moverse pues el diseño de la base y los elementos de unión no lo permiten.

Esta propuesta, aunque simple, no termina de aportar la flexibilidad que se busca en cuanto a la distribución, montaje y desmontaje de los escenarios. Estos escenarios, compuestos de múltiples accesorios, tendrían una distribución cerrada e inamovible. Incapacitando la posibilidad de crear nuevos trenes mecánicos, mediante la posible unión de múltiples escenarios o accesorios.

Solución alternativa 2:

La segunda solución alternativa presentada consta de una base compuesta por múltiples perfiles de aluminio, de la casa *Item Industrietechnik GmbH España*, con guías o railes normalizados, que permiten un libre ensamblaje de los componentes o accesorios sobre el banco. Incluso, una vez ya ensamblados, el tipo de unión y el diseño de la base permitirán un cierto grado de movilidad, unidireccional, de los accesorios.

En la siguiente ilustración se puede ver una imagen que representa el concepto del perfil de aluminio expuesto en la solución:

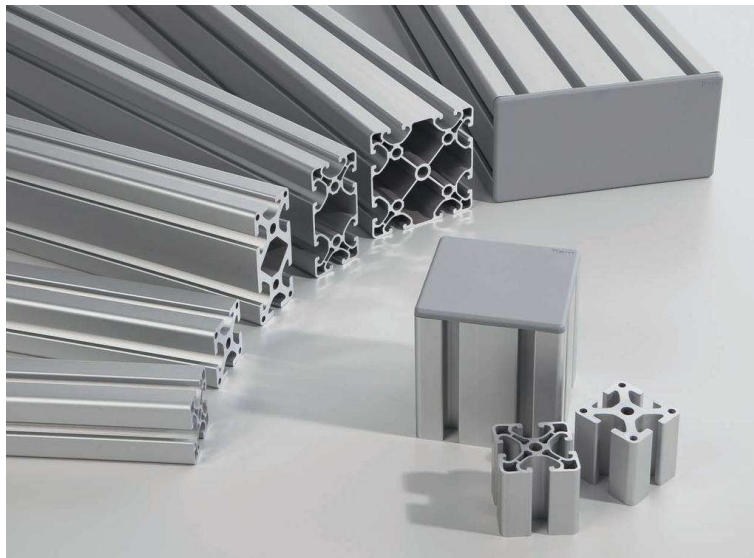


Figura 5.3.- Ejemplo de solución alternativa a la flexibilidad del montaje y desmontaje de ensayos.

Fuente: [31]

Como se puede observar en a la figura anterior que hay un amplio abanico de perfiles permitiendo una gran libertad a la hora de diseñar. La ventaja de estos perfiles normalizados, a parte de sus características, es que permiten una organización libre en cuanto al montaje

de los escenarios, con cotas estándar, existe la posibilidad de juntar diferentes conjuntos para forma un tren de transmisión mecánica y poder analizar su comportamiento mediante el análisis de las vibraciones.

5.3. Soluciones alternativas al equipo de los ensayos prácticos de diagnóstico de fallas mecánicas.

A continuación, se enumeran los equipos referentes a los ensayos propuestos a elaborar en el banco de diagnóstico de máquinas para el estudio del mantenimiento de fallas por vibraciones en conjuntos típicos de máquinas industriales. A consiguiente, se realizará un estudio de viabilidad y se seleccionaran los más importantes y los más factibles de realizar según el alcance del proyecto.

- E1. Equipo básico de diagnóstico de máquinas por vibraciones.
- E2. Equipo de fallas en árboles elásticos.
- E3. Equipo de fallas en árboles con fisura.
- E4. Equipo de defectos en rodamientos.
- E5. Equipo de fallas en acoplamientos de ejes.
- E6. Equipo de fallas en transmisiones por corea.
- E7. Equipo de fallas en mecanismos biela y manivela.
- E8. Equipo de fallas en vibraciones por soplantes.
- E9. Equipo de fallas por vibraciones electromecánicas.
- E10. Equipo de fallas en transmisión de engranajes.

Todos los estudios propuestos hacen referencia a un sistema o conjunto de elementos típicos de máquinas industriales los cuales son propensos a derivar en fallas. Si se analizan con atención, se encuentra un factor común entre ellos, el movimiento. Esto hace que los elementos de los distintos conjuntos estén sometidos a esfuerzos periódicos derivados en vibraciones, cosa que provoca un desgaste del elemento que acaba resultando en una falla mecánica.

5.4. Soluciones alternativas al software de medición de vibraciones mecánicas.

A continuación, se muestran las soluciones alternativas para la selección del software analizador de vibraciones asistido por computadora.

Se valorará la misma computadora para todos los softwares alternativos, no obstante, se procurará utilizar una computadora disponible del centre, evitando así el aumento de los costes del proyecto. En caso que no sea posible la compra de la computadora también se computadora en el presupuesto del proyecto.

Solución alternativa 1:

La primera solución alternativa es el software analizador de vibraciones de la casa *Gunt Hamburg*, nombrado *PT 500.04*. El cual se describe como un software muy versátil y eficaz para el análisis de vibraciones mecánicas. Además, el kit que ofrece la empresa, incluye el software de análisis y la instrumentación necesaria para la captación y tratamiento de las vibraciones. No obstante, son dispositivos los cuales la universidad ya posee y aumentan el precio del producto.

En la siguiente ilustración se puede ver una imagen de los componentes del kit *PT 500.04*:



Figura 5.4.- Ejemplo solución alternativa al software 1.

Fuente: [15]

Solución alternativa 2:

La segunda y última solución es el *Versatil Data Acquisition System* (VDAS) de la casa *TecQuipment*. Este software se caracteriza por las capacidades expuestas a continuación:

- Tratamiento y registro automático de los datos vibratorios de los experimentos.
- Muestra de las trazas de desplazamiento mediante gráficos 2D.
- Calculo automático de los parámetros físicos deseados del experimento.
- Ahorrar tiempo de análisis.
- Reducción de errores.
- Creación de tablas i gráficos de los datos deseados.
- Fácil exportación de los resultados analíticos del programa.

No obstante, de todas las características anteriores, la que añade más valor respecto la solución alternativa anterior es la actual propiedad por parte del centro universitario de dicho software. Reduciendo los costes a cero, por parte de la solución alternativa al software.

En la siguiente ilustración se puede ver una imagen del hardware y software *VDAS*:

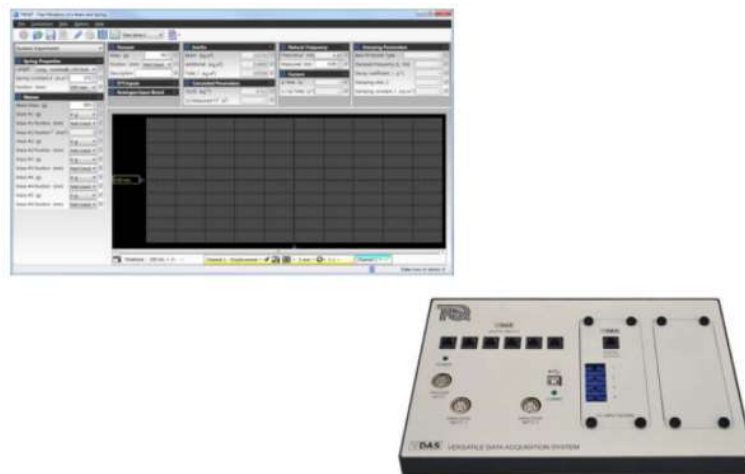


Figura 5.5.- Hardware y software del VDAS de la universidad.

Fuente: [19]

6. Propuesta de solución final.

Finalmente, a partir de las múltiples soluciones alternativas propuestas son escogidas aquellas más rentables, óptimas técnicamente y respetuosas con el medioambiente definiendo la solución final del proyecto. Para ello se han desarrollado unas tablas de selección para cuantificar el peso o valor de cada solución propuesta.

A continuación, se exponen las múltiples decisiones que conforman la solución final del proyecto:

Diseño estructural del banco de ensayos:

La solución seleccionada es la del banco de ensayos móvil, pues es la que cumple más objetivos técnicos del proyecto y aporta una flexibilidad y movilidad mucho mayor a las otras. Está compuesta de tres elementos estructurales y accesorios: cubierta de seguridad, base de ensayos y mesa o soporte móvil.

Este está basado en perfiles de aluminio estandarizados (Perfil 8L) que aportan una gran flexibilidad de montaje para los equipos de ensayos deseados.

Equipos de ensayo:

Para escoger los kits de ensayo a diseñar se ha utilizado la siguiente tabla de selección basada en criterios de competencia básicos que deben cumplir dichos kits. La rúbrica de la tabla de selección se encuentra en el *anexo VI*.

Solución alternativa: kits prácticos										
Kit	E1	E2	E3	E4	E5	E6	E7	E8	E9	E10
Coste [€]	2	2	2	3	2	2	2	2	1	1
Núm. elementos	3	3	3	3	1	2	1	3	2	2
Material	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
Especificaciones técnicas	2	2	3	2	2	2	1	2	1	1
Dimensiones [mm]	2	2	2	1	2	2	2	2	1	1

Revoluciones [rpm]	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
Peso [kg]	2	3	2	3	2	1	1	3	1	1
Contenido didáctico	2	2	3	1	3	3	2	2	2	2
Compatibilidad	3	3	3	3	3	3	2	3	2	2
Complejidad	2	2	3	2	2	2	2	2	1	1
Montaje	2	2	3	2	2	1	1	3	1	1
Ponderación absoluta	24	25	28	24	23	22	18	21	12	12
Ponderación relativa [%]	12%	13%	14%	12%	12%	11%	9%	11%	6%	6%

Tabla 6.1.- Valoración de la solución final a kits prácticos de ensayo

Fuente: Elaboración propia.

Finalmente, son seleccionadas las soluciones con una ponderación relativa mayor al 10%, tales como los siguientes:

- E1. Equipo básico de diagnóstico de máquinas por vibraciones.
- E2. Equipo de fallas en árboles elásticos.
- E3. Equipo de fallas en árboles con fisura.
- E4. Equipo de defectos en rodamientos.
- E5. Equipo de fallas en acoplamientos de ejes.
- E6. Equipo de fallas en transmisiones por corea.
- E8. Equipo de fallas en vibraciones por soplantes.

Software analizador de vibraciones:

Para escoger el software de análisis de vibraciones se ha utilizado, al igual que el caso anterior, una tabla de valoración de soluciones, la cual se expone a continuación. La rúbrica de dicha tabla se puede encontrar en el *anexo* correspondiente.

Solución alternativa: software		
Marcas	<i>Gunt Hamburg</i>	<i>VDAS</i>
Coste [€]	1	3
Paradigmas	1	1
Compatibilidad	2	2
Flexibilidad	1	2
Simplicidad	2	2
Comunidad	2	2
Dinamismo	1	2
Ponderación absoluta	10	14
Ponderación relativa [%]	42%	58%

Tabla 6.2.- Valoración de las soluciones al software de análisis de vibraciones.

Fuente: Elaboración propia.

Finalmente, se salido vencedor el software perteneciente al centro, pues cumple con los requisitos para el uso deseado a coste cero. Por otro lado, al ya estar familiarizado con su implementación, esta será rápida y se asegurará su correcto funcionamiento.

6.1. Banco de diagnóstico de máquinas.

6.1.1. Contenido didáctico.

La estructura del banco de diagnóstico de máquinas diseñado viene definida y ejemplificada en función de las especificaciones técnicas establecidas en el capítulo anterior.

En la siguiente figura se puede ver la estructura básica de diseño:



Figura 6.1.- Vista isométrica del banco de diagnóstico de máquinas diseñado.

Fuente: Elaboración propia.

La lista de componentes, BOM, del banco de pruebas de diagnóstico de máquinas y de sus correspondientes subconjuntos (cubierta, mesa, base), con los pertinentes datos significativos, se encuentran adjuntos al documento de anexos correspondientes a la memoria.

El contenido de este producto en concreto es servir de base para realizar los ensayos de fallas en conjuntos típicos de máquinas. La arquitectura de distribución de la base, i el tipo de perfil, *Perfil 8 L*, permiten un ensamblaje fácil y rápido de los componentes de cada ensayo. Además, dispone de la capacidad suficiente para elaborar un tren mecánico complejo uniendo múltiples ensayos para elaborar un ensayo de mayor calibre i complejidad.

Los dos estantes van reservados, en primer lugar, para el equipo de registro y análisis de vibraciones y, en segundo lugar, para las herramientas o accesorios necesarios para el montaje de los ensayos.

6.1.2. Simulación i resultados.

Simulación:

Para su verificación estructural, se han planteado dos escenarios diferentes de simulación:

1. **Escenario accidental:** en este escenario se plantea una situación accidental y de mal uso del banco. Concretamente, en la que, con las ruedas bloqueadas, hay un individuo cargando todo su peso sobre la estructura, mientras otro empuja por un lateral el banco, la masa de dichos individuos se ha estimado de unos 85 kg.
2. **Escenario funcional:** en este escenario se plantea la situación más crítica de funcionamiento con el ensayo E01, el más crítico y restrictivo de todos, para ello se ha establecido el peso neto del ensayo y la fuerza resultante del ensayo.

A continuación, se exponen los datos y cálculos previos a la simulación:

Datos de simulación			
Concepto	Símbolo	Valor	Unidad
Masa del motor	m_M	6	[kg]
Masa total del ensayo	m_E	7,5	[kg]
Constante gravitacional	g	9,8	[m/s ²]
Masa individuos	m_I	85	[kg]
Coef. De fricción	cf	0,7	–
Velocidad motora	v	2780	[m/s ²]
Massa desequilibradora	m_D	0,0065	[kg]
Distancia (eje-masa)	d_{E-D}	0,06	[m]
Velocidad angular	ω	291,12	[rad/s]

Aceleración angular	α	84751,39	[rad/s ²]
----------------------------	----------	----------	-----------------------

Tabla 6.3.- Datos simulación banco de ensayos.

Fuente: Elaboración propia.

Los cálculos per ende, de las fuerzas externas de la simulación són:

Fuerza resultante del funcionamiento del ensayo:

$$F_F = (3m_E \cdot m_M \cdot g) + (\alpha \cdot d_{E-D} \cdot m_D) \quad (1.21)$$

Para este experimento se consideran 3 ensayos montados.

La Fuerza de empuje del individuo es:

$$F_A(x) = (cf \cdot m_I \cdot g) \quad (1.22)$$

La fórmula del peso se omite, por básica.

A continuación, se exponen los resultados de las fuerzas consideradas para cada experimento:

Fuerzas externas – Escenario funcional			
Concepto	Símbolo	Valor	Unidad
Fuerza funcional	F_F	312,35	[N]

Fuerzas externas – Escenario accidental			
Concepto	Concepto	Concepto	Unidad
Peso neto del individuo	$F_A(y)$	833	[N]
Fuerza de empuje del individuo	$F_A(x)$	583,1	[N]

Tabla 6.4.- Resultados de las fuerzas externas de la simulación.

Fuente: Elaboración propia

Como podemos ver el escenario más crítico es el accidental, por tanto, realizaremos una única simulación con dichas condiciones para ver la integridad estructural del banco ante dicho escenario.

Resultados:

A continuación, se exponen los resultados de la simulación:

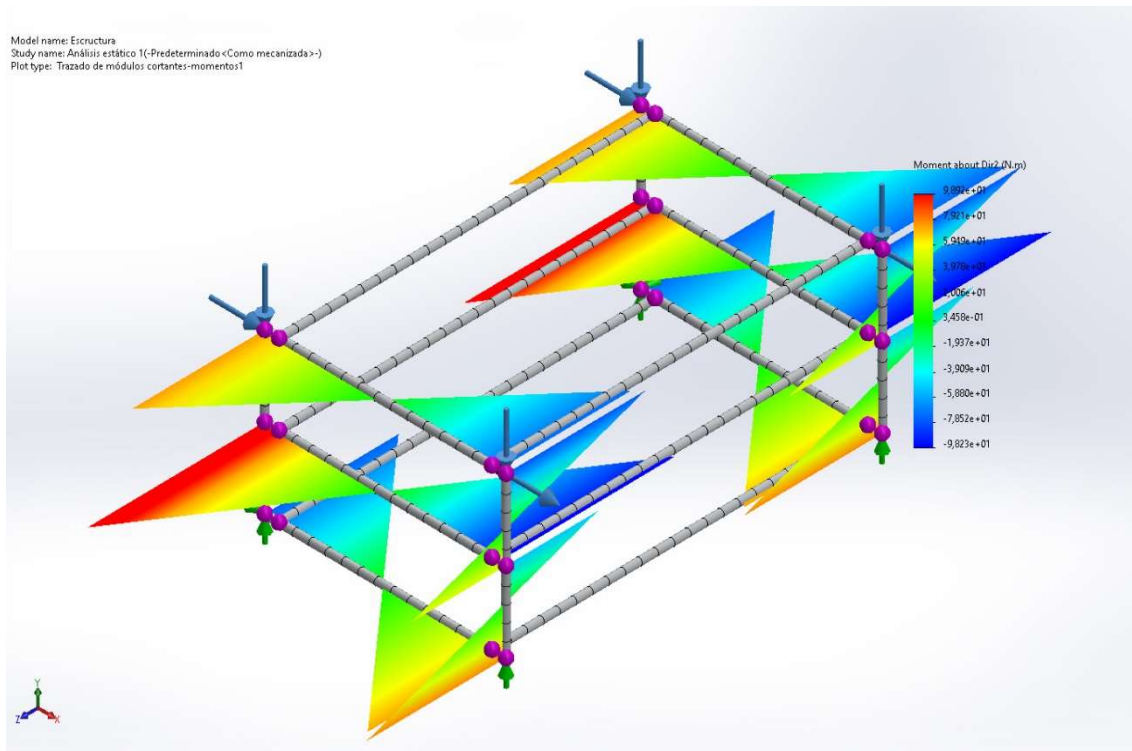


Figura 6.2.- Resultados de la simulación - Trazado de módulos cortantes.

Fuente: Elaboración propia.

Comparativa simulación – diseño				
Código	Elemento de unión	Par máx. admisible	Par máx.	Unidades
1	Kit escuadra automática 8	150	98,9	[MPa]

Tabla 6.5.- Comparativa de resultados: simulación – diseño.

Fuente: Elaboración propia.

Si comparamos el par máximo resultante de la simulación con el par máximo admisible por el kit de unión escogido para el diseño de la estructura se confirma su integridad estructural, validando el diseño.

7. Diseño de producto.

En este punto de la memoria se expondrá los productos diseñados pertinentes al proyecto.

En primer lugar, se expondrá el banco de diagnóstico de máquinas. En segundo lugar, se expondrán los ensayos prácticos y, en tercer y último lugar, la base del motor reguladora.

Es pertinente comentar que todos los planos de componentes y de ensamblaje de los subconjuntos diseñados se encuentran en el documento de planos referente al proyecto. En cuanto a los BOMs de cada subconjunto diseñado, se encuentra en el documento de anexo, también referente al proyecto.

7.1. Ensayos.

Todos los planos y tablas BOM pertinentes a los siguientes ensayos se encuentran referenciados en sus respectivos documentos.

7.1.1. Contenido didáctico.

E01. Equipo básico de diagnóstico de máquinas por vibraciones.

La estructura del ensayo E01 viene definida y ejemplificada en función de las especificaciones técnicas establecidas en el capítulo anterior. En la siguiente figura se puede ver la estructura básica de diseño:

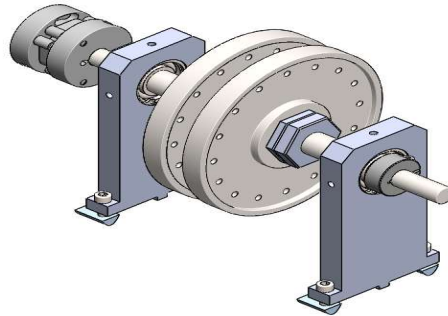


Figura 7.1.- Vista isométrica del equipo de diagnóstico de máquinas por vibraciones.

Font: Elaboración propia.

El contenido didáctico principal de este equipo, se basa en la introducción al registro y análisis de vibraciones en sistemas dinámicos. Incluyendo, fundamentos básicos de medición en rodamiento i árboles, influencia de números de revolución y posición/disposición de los árboles i volantes. También, pretende iniciar en la interpretación i comprensión de espectros de frecuencia.

E02. Equipo de fallas en árboles elásticos.

La estructura del ensayo E02 viene definida y ejemplificada en función de las especificaciones técnicas establecidas en el capítulo anterior. En la siguiente figura se puede ver la estructura básica de diseño:

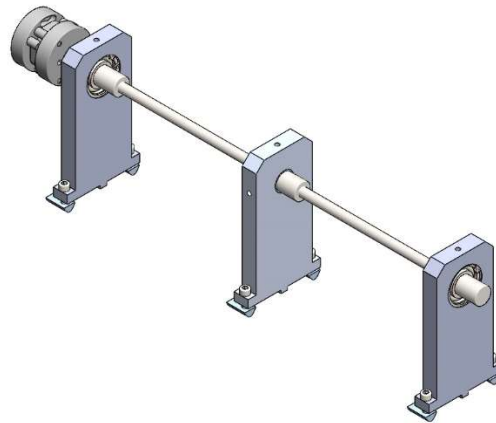


Figura 7.2.- Vista isométrica del de fallas en árboles elásticos.

Font: Elaboración propia.

El contenido didáctico de este equipo se basa en la introducción a los conceptos de resonancia y velocidad crítica, la influencia del desequilibrado, la metodología del equilibrado de arboles elásticos, errores de alineación, y, finalmente, la comprensión y análisis de espectros de frecuencia.

Con el añadido de dos sensores de desplazamiento, a más a más, se podría realizar el estudio dinámico de la órbita supercrítica y subcrítica del árbol elástico.

E03. Equipo de fallas en árboles con fisura.

La estructura del ensayo E03 viene definida y ejemplificada en función de las especificaciones técnicas establecidas en el capítulo anterior. En la siguiente figura se puede ver la estructura básica de diseño:

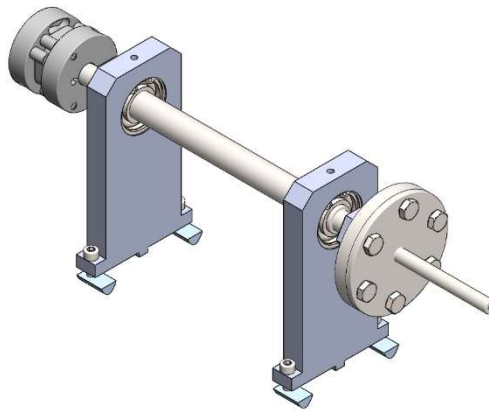


Figura 7.3.- Vista isométrica del equipo de fallas en árboles con fisura.

Font: Elaboración propia.

El contenido didáctico de este equipo se basa en el estudio de la variación del comportamiento del árbol con fisura en función del grado de fisura que este posee (freq. de resonancia, vel. de resonancia, amplitud y fase de las vibraciones). También permite el estudio de la detección de la fisura mediante la variación del espectro vibratorio.

Con el añadido del equipo anterior, se puede realizar el estudio de fisura en un árbol en caso de rotor elástico.

E04. Equipo de defectos en rodamientos.

La estructura del ensayo E04 viene definida y ejemplificada en función de las especificaciones técnicas establecidas en el capítulo anterior. En la siguiente figura se puede ver la estructura básica de diseño:

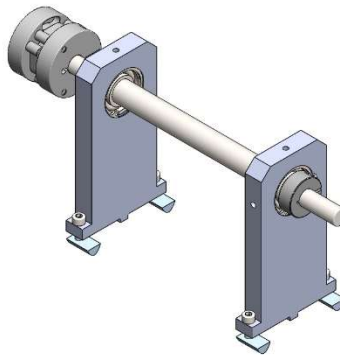


Figura 7.4.- Vista isométrica del equipo de defectos de rodamiento.

Fuente: Elaboración propia.

El contenido didáctico de este equipo se basa en el estudio de defectos en rodamientos para interpretar el espectro vibratorio del rodamiento, conocer el análisis envolvente, los efectos de los múltiples defectos de un rodamiento, el cálculo de la vida útil de un rodamiento y la identificación de rodamientos defectuosos.

E05. Equipo de fallas en acoplamientos de ejes.

La estructura del ensayo E05 viene definida y ejemplificada en función de las especificaciones técnicas establecidas en el capítulo anterior. En la siguiente figura se puede ver la estructura básica de diseño:

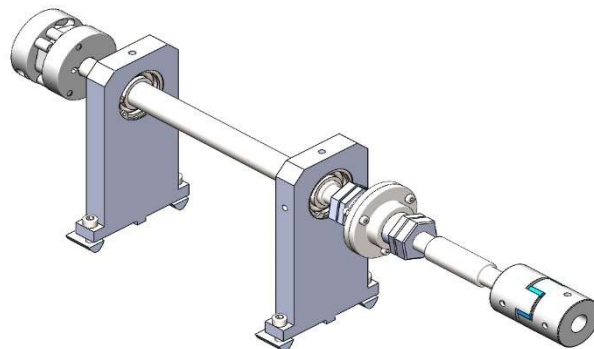


Figura 7.5.- Vista isométrica del equipo de fallas en acoplamientos de ejes.

Fuente: Elaboración propia.

El contenido didáctico de este equipo consiste en el estudio de los efectos causados por los acoplamientos en mal estado, provocando errores de alineación. Básicamente estudia defectos de fabricación en acoplamientos como errores de excentricidad, de oscilación i como detectarlos mediante el análisis vibratorio. También sirve para estudiar la influencia de la carga en el acoplamiento i el comportamiento de todos los acoplamientos disponibles en el equipo.

E06. Equipo de fallas en transmisiones por correa.

La estructura del ensayo E06 viene definida y ejemplificada en función de las especificaciones técnicas establecidas en el capítulo anterior. En la siguiente figura se puede ver la estructura básica de diseño:

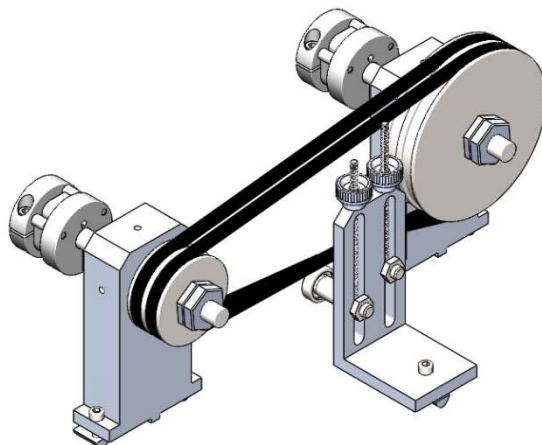


Figura 7.6.- Vista isométrica de equipo de fallas en transmisiones por correa.

Fuente: Elaboración propia.

El contenido didáctico de este equipo se basa en el estudio vibratorio de un sistema de tracción por correa. Desde la influencia de la tensión de la correa en todo el sistema, el número de revoluciones, excentricidad en una polea, efecto de correas múltiples, comparativa de poleas con defectos i sin defectos, tensión límite de la correa, entre otros.

E08. Equipo de fallas en vibraciones por soplantes.

La estructura del ensayo E08 viene definida y ejemplificada en función de las especificaciones técnicas establecidas en el capítulo anterior. En la siguiente figura se puede ver la estructura básica de diseño:

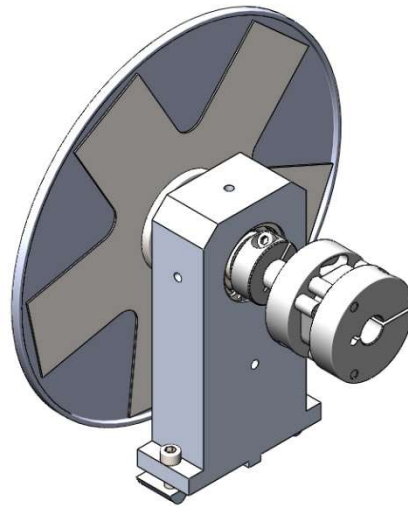


Figura 7.7.- Vista isométrica del equipo de fallas en vibraciones por soplantes.

Fuente: Elaboración propia.

El contenido didáctico de este equipo se basa en el estudio vibratoria en soplantes, medidas frecuenciales de paso de las palas, efecto sobre el desequilibrado del ventilador y, al igual que todos los otros el análisis frecuencial e interpretación de espectros frecuenciales.

7.1.2. Cálculos i resultados.

A continuación, se proseguirá con los cálculos estructurales de los equipos anteriores. Los cálculos realizados han sido:

1. Cálculo de ejes.
2. Cálculo de los tornillos del soporte.
3. Cálculo de la correa.

Cálculo de correa:

Para estos cálculos se han utilizados las referencias tablas i diagramas pertinentes a la ficha técnica de las correas anexada en el documento de anexos.

Los datos del sistema son:

Datos iniciales cálculo de correa			
Concepto	Símbolo	Valor	Unidad
Velocidad angular	ω	2780	[rpm]
Velocidad angular	ω	291,12	[rad/s]
Potencia	P	0,37	[kW]
Distancia entre ejes	a	0,3	[m]
Diámetro polea grande	d_1	0,15	[m]
Diámetro polea pequeña	d_2	0,063	[m]
Angulo de contacto	β	180	[m]
Factor de carga (tabla 17)	c_2	1,1	-

Tabla 7.1.- Tabla de datos del cálculo de correa.

Font: Elaboración propia.

Por ende, los cálculos son:

Potencia teórica:

$$P_B = P \cdot c_2 \quad (1.23)$$

Selección del perfil de la correa: (diagrama 6, pág 73) \rightarrow XPZ 3VX/9JX

Relación de transmisión:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{d2}}{d_{d1}} \quad (1.24)$$

Velocidad de giro de la carga:

$$n_2 = \frac{n_1}{i} \quad (1.25)$$

Distancia entre ejes:

$$a > 0,7 (d_{dg} + d_{dk}) \quad (1.26)$$

$$a < 2 (d_{dg} + d_{dk})$$

Desarrollo de referencia de correa:

$$L_{dth} = 2 a \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2} (d_{dg} + d_{dk}) + \frac{\alpha \cdot \pi}{180^\circ} (d_{dg} - d_{dk}) \quad (1.27)$$

$$L_{dst} \text{ (tabla, pàg 27)}$$

Distancia entre ejes:

$$\text{(Si } L_{dst} > L_{dth}) \quad a_{nom} \approx a + \frac{L_{dst} - L_{dth}}{2} \quad (1.28)$$

$$\text{(Si } L_{dst} < L_{dth}) \quad a_{nom} \approx a - \frac{L_{dth} - L_{dst}}{2}$$

Ajuste mínimo x/y distancia entre ejes (tabla 20, pág 75) $\rightarrow x \geq 15 \text{ mm} / y \geq 15 \text{ mm}$

Velocidad y de la frecuencia de flexión de la correa:

$$v = \frac{d_{dk} \cdot n_k}{19100} \quad (1.29)$$

$$f_B = \frac{2 \cdot 1000 \cdot v}{L_{dst}}$$

Arco de abrazo y factor de corrección:

$$\frac{d_{dg} - d_{dk}}{a_{nom}} \rightarrow \text{(tabla 16, pág 67)} \rightarrow \text{interpolado linealmente} \begin{cases} \beta^\circ \approx 161^\circ \\ c_1 = 0,99 \end{cases} \quad (1.30)$$

Factor de desarrollo $c_3 \rightarrow$ (tabla 18, pág 69) $\rightarrow 0,86$

Potencia nominal por correa $P_N \rightarrow$ (tabla 36) $\rightarrow 2,73 \text{ kW}$

Numero de correas:

$$z = \frac{P \cdot c_2}{P_N \cdot c_1 \cdot c_3} \quad (1.31)$$

Tensión estática mínima por correa: $k \rightarrow$ (diagrama 10) $\rightarrow 0,06$

$$T \approx \frac{500 \cdot (2,02 - c_1) \cdot P_B}{c_1 \cdot z \cdot v} + k \cdot v^2 \quad (1.32)$$

Fuerza estática sobre el eje:

$$S_a \approx 2 \cdot T \cdot \sin \frac{\beta}{2} \cdot z \quad (1.33)$$

Flecha del ramal: $E \rightarrow$ (diagrama 10) $\rightarrow 3$

$$E_a \approx \frac{E \cdot L}{100} \quad (1.34)$$

$$L = a_{nom} \cdot \sin \frac{\beta}{2}$$

A continuación, se expone la tabla de resultados:

Resultados cálculos correa.			
Definición	Símbolo	Valor	Unidad
Factor de carga	c2 (Tabla 17)	1,10	-
Potencia teórica	Pb	0,41	[kW]
Perfil de correa	-	XPZ 3VX/9JX (Diagrama 6)	-
Relación de transmisión	i	2,38	-
Velocidad de giro de la carga	n2	1167,60	[rpm]
Distancia entre ejes (provisional)	a [a1, a2]	-	-
	a>a1	149,10	[mm]
	a<a2	426,00	[mm]
	a	300,00	[mm]

Desarrollo de referencia de la correa	Ldth	750,97	-
	Ldst (Tabla, pág 27)	750,00	-
Distancia entre ejes	a nom.	-	-
	Ldst > Ldth	-	[mm]
	Ldst < Ldth	299,52	[mm]
Ajuste mínimo x/y de la distancia entre ejes a nom.	$x \geq$ (Tabla 20)	15,00	[mm]
	$y \geq$ (Tabla 20)	15,00	[mm]
Velocidad de la correa	v	9,17	[m/s]
Frecuencia de flexión de la correa	fB	24,45	[s ⁻¹]
Arco de abrazo	β (aprox.) (Tabla 16)	161,00	[°]
factor de corrección	c1 (aprox.) (Tabla 16)	0,99	
Factor de desarrollo	c3 (Tabla 18)	0,86	
Potencia nominal por correa	PN (Tabla 36 (Interpolación))	2,34	[kW]
	SPN (Tabla 36 (Interpolación))	0,39	[kW]
	PN	2,73	[kW]
Número de correas	z	1	
	z (real)	2	
Tensión estática mínima por correa	T (aprox.)	23,09	[N]
	k (Diagrama 10)	0,06	
	T	1,39	[N]
Fuerza estática sobre el eje	Sa	91,09	[N]
	k (teórica) (Diagrama 10)	0,06	
	T	5,47	[N]

Flecha del ramal	L	295,41	[mm]
	E (diagrama 10)	3,00	[mm]
	Ea	8,86	[mm]

Tabla 7.2.- Tabla resultados cálculos correa.

Fuente: Elaboración propia.

Cálculos ejes:

Datos				
Definición	Símbolo	Valor eje 300	Valor eje 500	Valor eje 100
Velocidad angular [min⁻¹]	w	2780	2780	2780
Velocidad angular [rad/s]	w	291,12	291,12	291,12
Distancia centros eje - masas desequilibradora [m]	e	0,06	0,06	5,47
Distancia centros soporte - masa desequilibradora1 [m]	a1	0,075	0,175	0,04
Distancia centros soporte - masa desequilibradora2 [m]	a2	0,1075	0,2075	0,03
Distancia centros soporte - soporte [m]	l	0,1825	0,3825	0,04
Fact. seguridad	fs	1,3	1,3	1,3
Coef. rozamiento (Al - Al)	μ	0,61	0,61	0,61
Tiempo [s]	t	10	10	10
Tornillo (Masa des.)				
Núm.	z	3	3	3
Masa [kg]	mM	0,02	0,02	0,02
Material tornillo (nomenclatura)	Acero	8.8	8.8	8.8
Métrica:	M6	0,006	0,006	0,006

Eje:				
Material:	Acero	S235JR	S235JR	S235JR
Masa [Kg]	mE	0,62788	1,11796	1,11796
Radio [mm]	RE	0,01	0,01	0,01
Longitud [mm]	LE	300	500	500
Limite elástico [Mpa]	Rp	235	225	225
Volante:				
Material	Acero	S235JR	S235JR	S235JR
Masa [Kg]	mD	1,21726	1,21726	1,21726
Radio exterior [mm]	RD	0,15	0,15	0,15
Soporte:				
Material	Aluminio	6060-T6	6060-T6	6060-T6
Área anclaje [mm²]	A	32	32	32
Limite elástico [Mpa]	Rp	215	215	215

Tabla 7.3.- Datos cálculos ejes.

Fuente: Elaboración propia.

Cálculo del eje de 150 mm con la fuerza estática de la correa.			
Definición	Formula	Valores (eje 150)	Unidades
Aceleración angular	$\alpha = w / t$	29,11	[m/s ²]
Inercia eje [E]	$IE = (1/2)*mE*RE^2$	1,30E-05	[Nm]
Inercia polea [P]	$IP = (1/2)*mP*RP^2$	1,08E-06	[Nm]
Inercia total	$Ic = ID+IE+IM$	1,41E-05	[Nm]
Momento	$Mx = Ic * \alpha$	0,0004103	[Nm]

Módulo de torsión	$I_o = (\pi * d^4) / 32$	1,57E-08	m ⁴
flector màx. (eje)	$\tau \text{ màx.} = (M_x * r \text{ màx.}) / I_o$	2,61E+02	[Pa]
Tensión màx.	$T_y = T$	5,47	[N]
Área del eje	$A = \pi * (\text{Radi Eix})^2$	3,14E-04	[m ²]
Cortante en xy max.	$\tau_{xy_màx} = 4/3 * T_y / A$	2,32E+04	[Pa]
Momento flector	$M_z = T * a$	0,22	[Nm]
Momento de Inercia	$I_z = (\pi * d^4) / 64$	7,85E-09	[Nm]
Flexión màx.	$\sigma \text{ màx.} = (M_z * r \text{ màx.}) / W_z$	2,79E+05	[Pa]
Tensión (P1)	$\sigma_{eq1} = \text{RAIZ}(((\sigma \text{ màx.})^2) + 3 * (\tau \text{ màx.})^2))$	2,79E+05	[Pa]
Tensión (P2)	$\sigma_{eq2} = \text{RAIZ}(3 * ((\tau_{xy_màx}) - (\tau \text{ màx.})^2))$	3,98E+04	[Pa]
Tensión (P3)	$\sigma_{eq3} = \text{RAIZ}(((\sigma \text{ màx.})^2) + 3 * (\tau \text{ màx.})^2))$	2,79E+05	[Pa]
Tensión (P4)	$\sigma_{eq4} = \text{RAIZ}(3 * ((\tau_{xy_màx}) + (\tau \text{ màx.})^2))$	4,07E+04	[Pa]

Tabla 7.4.- Cálculos del eje de 150 mm

Fuente: Elaboración propia.

Cálculo de los ejes de 300mm i 500mm con la fuerza de los volantes.				
Definición	Formula	Valores (eje 300)	Valores (eje 500)	Unidades
Fuerza de giro	$F = w^2 * e * m * z$	305,11	305,11	[N]
Reacción Soporte A	$RA' = ((F1 * a1) + (F2 * a2)) / l$	305,11	305,11	[N]
Reacción Soporte B	$RB' = F1 + F2 - Ra$	305,11	305,11	[N]
Reacción [RA] con f.s.	$RA = RA' * f_s$	396,64	396,64	[N]
Reacción [RB] con f.s.	$RB = RB' * f_s$	396,64	396,64	[N]
Aceleración angular	$\alpha = w / t$	29,11	29,11	m/s ²
Inercia volante [D]	$ID = (1/2) * mD * RD^2$	1,37E-02	1,37E-02	[Nm]

Inercia eje [E]	$IE = (1/2)*mE*RE^2$	3,14E-05	5,59E-05	[Nm]
Inercia masa [M]	$IM = (1/2)*mM*RM^2$	1,08E-06	1,08E-06	[Nm]
Inercia total	$Ic = ((1/2)*Mo*(Ro^2))$	1,37E-02	1,38E-02	[Nm]
Momento	$Mx = Ic * \alpha$	0,40	0,40	[Nm]
Módulo de torsión	$Io = (\pi*dE^4)/32$	1,57E-08	1,57E-08	m ⁴
Torsor màx. (eix)	$\tau \text{ màx.} = (Mx*r \text{ màx.})/Io$	2,54E+05	2,55E+05	[Pa]
Tensión màx.	$Ty = \text{max.}[Ra, Rb]$	396,64	396,64	[N]
Área del eje	$A = \pi*(Radi \text{ Eix})^2$	3,14E-04	3,14E-04	[m ²]
Cortante transversal en xy max.	$\tau_{xy_màx} = 4/3 * Ty/A$	1,68E+06	1,68E+06	[Pa]
Momento flector	$Iz=Ra*a$	29,75	69,41	[Nm]
Momento de inercia del área	$Iz=(\pi*d^4)/64$	7,85E-09	7,85E-09	[Nm]
Flexión màx.	$\sigma \text{ màx.} = (Mz*r \text{ màx.})/Wz$	3,79E+07	8,84E+07	[Pa]
Tensión (P1)	$\sigma_{eq1}=RAIZ(((\sigma \text{ màx})^2)+3*(\tau \text{ màx})^2))$	3,79E+07	8,84E+07	[Pa]
Tensión (P2)	$\sigma_{eq2}=RAIZ(3*((\tau_{xy_màx})-(\tau \text{ màx})^2))$	2,48E+06	2,47E+06	[Pa]
Tensión (P3)	$\sigma_{eq3}=RAIZ(((\sigma \text{ màx})^2)+3*(\tau \text{ màx})^2))$	3,79E+07	8,84E+07	[Pa]
Tensión (P4)	$\sigma_{eq4}=RAIZ(3*((\tau_{xy_màx})+(\tau \text{ màx})^2))$	3,36E+06	3,36E+06	[Pa]

Tabla 7.5.- Cálculos ejes de 300 i 500 mm

Fuente: Elaboración propia.

Teniendo en cuenta que el límite elástico del material de los ejes es 650 MPa, comparándolo con las tensiones máximas en los puntos de los ejes, verificamos que todos los ejes aguantan los esfuerzos.

Cálculos tornillos soportes:

Datos – Cálculos tornillos soportes			
Definición	Simbol	Valores (eje 300)	Valores (eje 500)
Velocidad angular [min⁻¹]	w	2780	2780
Velocidad angular [rad/s]	w	291,12	291,12
Distancia centros eje - masas desequilibradora [m]	e	0,06	0,06
Distancia centros soporte - masa desequilibradora1 [m]	a1	0,31825	0,11825
Distancia centros soporte - masa desequilibradora2 [m]	a2	0,34825	0,14825
Distancia centros soporte - soporte [m]	l	0,3825	0,1825
Distancia centros soporte - tornillos [m]	b	0,04	0,04
Altura base - eje [m]	h	0,115	0,115
Fact. seguridad	fs	1,3	1,3
Coef. rozamiento (Al - Al)	μ	0,61	0,61
Tornillo (Masa des.)			
Núm.	z	3	3
Masa [kg]	m	0,02	0,02
Material tornillo (nomenclatura)	Acero	8.8	8.8
Rm [Mpa]			
Limite elástico [Mpa]	Rp	640	640
Soporte:			
Material	Aluminio	6060-T6	
Area anclaje [mm²]	A	32	6060-T6
Limite elástico [Mpa]	Rp	215	32

Tabla 7.6.- Datos de los cálculos de los tornillos de los soportes.

Fuente: Elaboración propia.

Cálculo de los tornillos de los soportes con los ejes de 300mm i 500mm con la fuerza de los volantes.				
Definición	Formula	Valores (eje 300)	Valores (eje 500)	Unidades
Fuerza de giro	$F = w^2 * e * m * z$	305,11	305,11	[N]
Reacción Soporte A [RA']	$RA' = ((F1 * a1) + (F2 * a2)) / l$	445,54	531,64	[N]
Reacción Soporte B [RB']	$RB' = F1 + F2 - Ra$	164,67	78,57	[N]
Reacción [RA] con f.s.	$RA = RA' * fs$	579,20	691,13	[N]
Reacción [RB] con f.s.	$RB = RB' * fs$	214,08	102,14	[N]
Reacción en los Soportes C [RC]	$RC' = F1 + F2$	610,21	610,21	[N]
Reacción C [RC] con f.s.	$RC = RC' * fs$	793,27	793,27	[N]
Fuerza Tornillo [FA1] i [FA2]	$FA1 = FA2 = RA / 2 = F$	289,60	345,57	[N]
Fuerza Tornillo [FB1] i [FB2]	$FB1 = FB2 = RB / 2 = F$	107,04	51,07	[N]
Fuerza Tornillos [FC1] i [FC2]	$FC1 = FC2 = (RC * h) / 2b$	1140,33	1140,33	[N]
Tensión anclaje soporte	$T = RC / A$	19	19,07	[MPa]
Coefficiente de seguridad establecido	fs	5,64	5,64	
Tensión admisible [σ_{adm}]	$\sigma_{adm} = Rp / 1,4$	457,14	457,14	[N]
Tensión [σ]	$\sigma = \sigma_{adm} / 1,35$	338,62	338,62	[N]
Área mínima tornillo C1 i C2 [A]	$AC1 = AC2 = FC1 / \sigma$	3,37	3,37	[mm ²]
Fuerza cortante [N]	$N = FC1 / \mu$	1869,39	1869,39	[N]
Área mínima tornillo C1 i C2 [A]	$AC1 = AC2 = N / \sigma$	5,52	5,52	[mm ²]
Métrica mínima:	Tabla	M3,5 x 0,6	M3,5 x 0,5	

Tabla 7.7.- Cálculos tornillos soportes con los ejes de 500 i 300 mm

Fuente: Elaboración propia.

Finalmente se ha aumentado la métrica a M8 para facilitar el ensamblaje pues un tornillo mas grande en estas circunstancias es más cómodo i a más más aumentamos el factor de seguridad.

7.2. Base reguladora del motor.

7.2.1. Contenido didáctico.

La estructura de la base reguladora del motor viene definida y ejemplificada en función de las especificaciones técnicas establecidas en el capítulo anterior.

En la siguiente figura se puede ver la estructura básica de diseño:

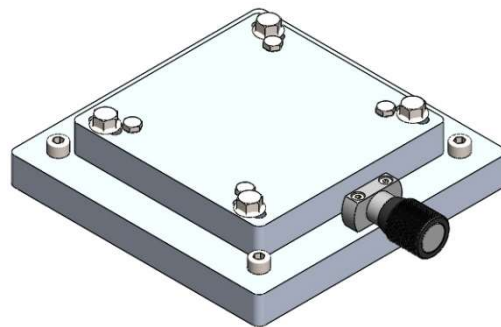


Figura 7.8.- Vista isométrica del banco de diagnóstico de máquinas diseñado.

Fuente: Elaboración propia.

Esta base nos permite regular la posición del motor, en una precisión de milímetros, provocando una desalineación del motor respecto los árboles del sistema. Aportando una desviación de centrado en los ejes que aporta una vibración añadida al sistema, perfecta para estudiar sistemas desalineados i fallas de este tipo.

La lista de componentes, BOM, de la base del motor y de sus correspondientes componentes (*Parte A* y *Parte B*), con los pertinentes datos significativos, se encuentran adjuntos al documento de anexos correspondientes a la memoria.

7.2.2. Cálculos estructurales i resultados.

Para el cálculo estructural de la base, se ha realizado el cálculo de métrica mínima de los tornillos, tanto para la *Parte A* (superior) como para la *Parte B* (inferior), en función del par motor generado por él mismo.

La métrica de los tornillos no calculados viene dada por el motor.

El sistema queda definido según la siguiente figura:

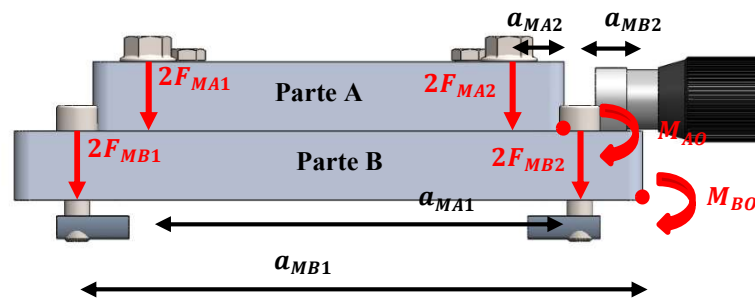


Figura 7.9.- Diagrama de fuerzas de reacción de la base del motor.

Fuente: Elaboración propia.

Los datos del sistema son:

Datos del sistema figura 7.4			
Concepto	Símbolo	Valor	Unidad
Velocidad angular	ω	2780	[rpm]
Velocidad angular	ω	291,12	[rad/s]
Potencia	P	0,37	[kW]
Distancia a_{MA1}	a_{MA1}	0,1575	[m]
Distancia a_{MA2}	a_{MA2}	0,0425	[m]
Distancia a_{MB1}	a_{MB1}	0,18	[m]
Distancia a_{MB2}	a_{MB2}	0,02	[m]

Factor de seguridad	f_s	4,3	-
----------------------------	-------	-----	---

Tabla 7.8.- Datos del sistema figura 7.4.

Fuente: Elaboración propia.

Datos de tornillo pre diseñado			
Concepto	Símbolo	Valor	Unidad
Tipo tornillo	-	8.8	-
Limite elástico	R_p	640	[MPa]
Tipo de unión (desmontable)	-	0,75	-

Tabla 7.9.- Datos del tornillo pre diseñado figura 7.4.

Fuente: Elaboración propia.

Los cálculos per ende, son:

Par motor:

$$M_o = P/\omega \quad (1.23)$$

Sabiendo que:

$$\frac{2F_{MX1}}{a_{MX1}} = \frac{2F_{MX2}}{a_{MX2}} \quad (1.24)$$

$$M_o \cdot f_s = 2F_{MX1} \cdot a_{MX1} + 2F_{MX2} \cdot a_{MX2} \quad (1.25)$$

Sistema de dos ecuaciones i dos incógnitas (*formula 1.24 i 1.25*), identificamos las fuerzas de cada tornillo, aplicamos factor de seguridad (f_s) y finalmente encontramos el área mínima de los tornillos con la fuerza máxima del tornillo:

$$A_{min.} = \frac{F_{MX1}}{(\text{tipo de unión}) * Rp} \quad (1.26)$$

A continuación, se expone la tabla de resultados:

Resultados estudio estructural Base Motor			
Concepto	Símbolo	Valor	Unidad
Par motor	M_O	1270,95	-
Fuerza tornillo MA1	F_{MA1}	4889,2	[N]
Fuerza tornillo MA2	F_{MA2}	1319,30	[N]
Fuerza tornillo MB1	F_{MB1}	4533,57	[N]
Fuerza tornillo MB2	F_{MB2}	503,73	[N]
Fuerza tornillo (f_s) MA1	F'_{MA1}	6355,95	[N]
Fuerza tornillo (f_s) MA2	F'_{MA2}	1715,09	[N]
Fuerza tornillo (f_s) MB1	F'_{MB1}	5893,64	[N]
Fuerza tornillo (f_s) MB2	F'_{MB2}	654,84	[N]
Área mínima tornillos MA	$A_{MAmin.}$	13,24	[mm ²]
Área mínima tornillos MB	$A_{MBmin.}$	12,28	[mm ²]

Tabla 7.10.- Tabla de resultados del análisis estructural Base Motor.

Fuente: Elaboración propia.

La métrica mínima de los tornillos está definida según esta tabla de métricas en función del área mínima, ubicada en el anexo:

Métrica tornillos Base Motor			
Tornillos	Área mínima tornillos	Métrica (teórica)	Métrica (escogida)

MA	13,24	M6 x 0.9	M8
MB	12,28	M5 x 0.8	M8

Tabla 7.11.- Métricas tornillos Base Motor.

Fuente: Elaboración propia.

Se ha escogido aumentar la métrica del tornillo para aumentar la facilidad del ensamblaje i estandarizar al máximo las métricas i modelos de los tronillos utilizados en todo el conjunto.

8. Planificación.

A continuación, se define la planificación del anteproyecto y del proyecto de detalle mediante el uso de la herramienta de gestión de proyectos, MS Project. El proyecto tiene una duración de un total de 426 horas que corresponden a los 16 créditos destinados al trabajo final de grado.

El calendario del proyecto se organiza de la misma forma a lo largo de todo el curso, es decir, el cambio de trimestre no afecta la planificación. El horario de trabajo se basa en 2 horas diarias de lunes a viernes. Puede que haya alguna excepción puntual, pero se considera negligente por factores externos. La organización final de la jornada es la siguiente:

- Lunes: de 19:00h a 21:00h.
- Martes: 17:00h a 19:00h.
- Miércoles: 21:00h a 23:00h.
- Jueves: 19:00h a 21:00h (incluye reunión con el ponente).
- Viernes: 19:00h a 21:00h.

Para la realización de la planificación del proyecto se han organizado las horas en función de las respectivas actividades de cada memoria. Los recursos del proyecto serán, por lo tanto, las horas invertidas independientemente de cada una de las actividades del proyecto. En la siguiente tabla se puede apreciar las entregas a realizar, las horas invertidas en su elaboración y sus respectivas fechas límite de entrega.

Memoria	Entrega	Duración [horas]	Fecha de entrega límite
Anteproyecto	Memoria 1: Anteproyecto	166	12/2/2021
Proyecto de detalle	Memoria 2: Memoria intermedia	260	22/4/2021
	Memoria final		18/6/2021
	Total:	426	

Tabla 8.1.- Actividades a realizar en el transcurso del anteproyecto.

Fuente: Elaboración propia.

8.1. Planificación anteproyecto.

Según la tabla anterior, el anteproyecto tiene una duración máxima de 166 horas, con fecha de inicio el 18 de noviembre de 2020 y fecha de entrega límite el 12 de febrero del 2021. Para evitar el incumplimiento de la planificación del proyecto por retrasos o incumplimiento de las actividades, se ha aplicado un margen del 10 % a todas las actividades y un extra del 5 % a las de mayor riesgo.

La corrección, por parte del ponente, de la documentación y las tareas realizadas en cada actividad, ha sido progresiva semanalmente durante todo el transcurso del anteproyecto.

En la tabla que hay a continuación, se pueden ver numeradas las del anteproyecto, la respectiva duración y sus actividades predecesoras. Cada actividad incluye el tiempo de documentación u organización de la información correspondiente a esta, a no ser que se indique lo contrario.

Núm.	Nombre de la actividad	Duración (h)	Activistas predecesoras
1.1.1	Definición de objetivos.	7	--
1.2.1	Estudio de fallas mecánica.	12	1.1.1
1.2.2	Estudio del diagnóstico de máquinas.	12	1.1.1
1.2.3	Estudio de mercado de bancos de ensayos.	12	1.1.1
1.2.4	Estudio del mantenimiento industrial.	12	1.1.1
1.2.5	Estudio de las vibraciones mecánicas.	12	1.1.1
1.2.6	Estudio de softwares de análisis de vibraciones.	12	1.1.1
1.3.1	Definición del alcance del proyecto.	5	1.2.1; 1.2.2; 1.2.3; 1.2.4; 1.2.5; 1.2.6
1.4.1	Objetivos y especificaciones técnicas.	12	1.3.1
1.5.1	Diseño de soluciones alternativas.	17	1.4.1
1.6.1	Viabilidad técnica.	19	1.5.1
1.6.2	Viabilidad económica.	9	1.5.1

1.6.3	Viabilidad medioambiental.	9	1.5.1
1.7.1	Propuesta de solución final.	10	1.6.1; 1.6.2; 1.6.3
1.8.1	Planificación del anteproyecto.	7	1.7.1
1.8.2	Planificación del proyecto de detalle.	10	1.7.1
1.9.1	Elaboración del presupuesto.	5	1.8.2
1.10.1	Documentación del anteproyecto.	14	1.9.1
1.11.1	Entrega del anteproyecto.	3	1.10.1
Horas totales del anteproyecto.		167	

Tabla 8.2.- Actividades a realizar en el transcurso del anteproyecto.

Fuente: Elaboración propia.

8.1.1. Descripción de las actividades del anteproyecto.

En este punto del capítulo se define brevemente el trabajo desarrollado en cada una de las actividades de la tabla anterior.

Objetivos (1.1):

Se concreta los el objeto y los objetivos del proyecto, respondiendo a preguntas como: *¿Qué?*; *¿Cómo?*; *¿Cuándo?*; *¿Dónde?*; *¿Por qué?*; *¿Para qué?* y *¿Para quién?*

Antecedentes y necesidades de información (1.2):

Se realiza un estudio de alto nivel de todos los sectores y conceptos relacionados con la materia objetivo del proyecto para establecer unas bases teóricas, un estado del arte actual y soluciones alternativas.

Alcance (1.3):

Se define el alcance y los límites del proyecto de forma general, en otras palabras, se determina lo que incluye y lo que no incluye el proyecto de detalle.

Objetivos y especificaciones técnicas (1.4):

Se describe en detalle los objetivos técnicos que persigue el proyecto y sus especificaciones. Es decir, se resuelven los QUÉS y los CÓMOs para conseguir los objetivos del proyecto.

Diseño de soluciones alternativas (1.5):

Se diseñan y se valoran posibles soluciones alternativas para resolver el problema planteado en los objetivos del proyecto.

Análisis de viabilidad (1.6):

Se realiza un análisis técnico, económico y medioambiental de las soluciones alternativas para seleccionar la solución que finalmente se utilizará en el proyecto.

Solución final (1.7):

Se expone la solución alternativa escogida o solución final detallando sus características técnicas, su funcionamiento, sus componentes y cálculos teóricos necesarios para su desarrollo.

Planificación (1.8):

Mediante la herramienta de gestión de proyectos MS Project se ha realizado la ejecución de la planificación del anteproyecto y del proyecto de detalle, tal como se ve en este capítulo.

Presupuesto (1.9):

Se elabora un presupuesto inicial del proyecto de detalle en el cual se prevén los costes e inversiones necesarias para llevar a cabo la solución final escogida anteriormente.

Redacción del anteproyecto (1.10):

Se realiza el último redactado y se cierran los puntos inacabados de la memoria del anteproyecto para finalmente adjuntar todo en un mismo documento. También se incluye la realización de los Anexos y documentaciones secundarias a la memoria.

Entrega (1.11):

Se finaliza toda la elaboración del anteproyecto y se entrega la documentación pertinente al tutor ponente del proyecto.

8.1.2. Diagrama de GANNT del anteproyecto.

En el diagrama de GANNT, a continuación, se puede ver representado gráficamente todas las características de la planificación del anteproyecto. La duración total estimada del anteproyecto, el camino crítico de la planificación, las actividades constituyentes de este, el inicio i final de cada actividad y su respectivo nombre.

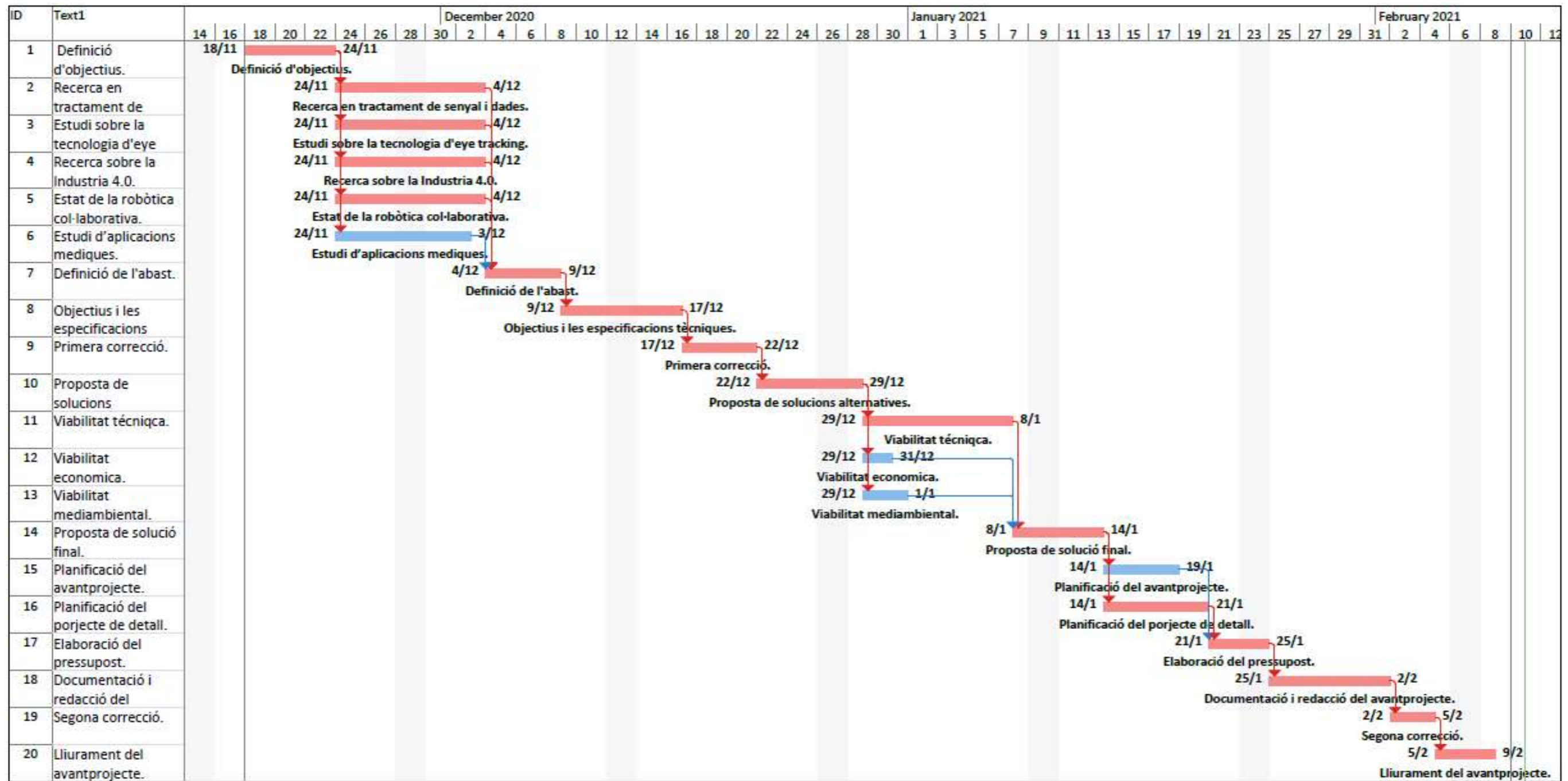


Figura 8.1.- Diagrama de GANTT anteprojecte.

Fuente: Elaboración propia.

8.2. Planificación del proyecto.

El proyecto de detalle da comienzo el 22 de febrero, una vez entregado y corregido el anteproyecto, y da fin el 18 de junio, con la entrega de la memoria final del proyecto. La duración del proyecto de detalle consta de un total de 260 horas, repartidas entre el segundo y tercer trimestre equitativamente. El cambio de trimestre no afecta a la planificación y el horario de la jornada de trabajo del proyecto no se ve alterado.

Para evitar el incumplimiento de la planificación del proyecto por retrasos o incumplimiento de las actividades, se ha aplicado un margen del 10 % a todas las actividades y un extra del 5 % a las de mayor riesgo.

En la tabla que se puede ver a continuación, se pueden ver numeradas las actividades del proyecto de detalle, la respectiva duración y sus actividades predecesora.

A posteriori se describe la tarea realizada en cada actividad. Cada actividad incluye el tiempo de documentación u organización de la información correspondiente a esta, a no ser que se indique lo contrario.

Núm.	Número de la actividad	Duración (h)	Tasca predecesora
2.1.1	Corrección anteproyecto.	22	-
2.2.1	Estudio de la estructura del banco de ensayos.	14	-
2.2.2	Estudio del funcionamiento y set-up de los escenarios / ensayos.	14	-
2.2.3	Estudio de la arquitectura del software (<i>VDAS</i>).	14	-
2.2.4	Estudio de los canales de medición de vibraciones.	14	-
2.3.1	Prediseño del banco de diagnóstico de máquinas. (<i>BOM</i> y <i>Modelo 3D</i>)	17	2.2.1; 2.2.2; 2.2.3; 2.2.4
2.3.2	Prediseño de los kits prácticos de ensayos. (<i>BOM</i> y <i>Modelo 3D</i>)	29	2.2.1; 2.2.2; 2.2.3; 2.2.4
2.3.3	Prediseño de la base del motor. (<i>BOM</i> y <i>Modelo 3D</i>)	6	2.2.1; 2.2.2; 2.2.3; 2.2.4
2.4.1	Simulación de tensiones y esfuerzos estructurales (<i>SW</i>) banco de ensayos.	6	2.3.1
2.4.2	Comparativa de los resultados de la simulación.	6	2.4.1

2.4.3	Cálculos teóricos estructurales de los kits prácticos.	18	2.3.2
2.4.4	Cálculos teóricos estructurales de la base del motor.	6	2.3.3
2.5.1	Diseño estructural final del banco de diagnóstico de máquinas.	6	2.4.2
2.5.2	Diseño estructural final de los ensayos prácticos.	6	2.4.3
2.5.3	Diseño estructural final de la base del motor.	6	2.4.4
2.5.4	Elaboración de los planos del banco de ensayos.	6	2.5.1
2.5.5	Elaboración de los planos de los ensayos prácticos de ensayos.	14	2.5.2
2.5.6	Elaboración de los planos de los componentes de elaboración propia de los ensayos prácticos.	24	2.5.2
2.5.7	Elaboración de los planos de los componentes de la base del motor.	7	2.5.3
2.6.1	Documentación de desviaciones y acciones de contingencias del proyecto.	10	2.5.4; 2.5.5; 2.5.6; 2.5.7
2.6.2	Conclusiones y propuesta de acciones de futuro y mejora del proyecto.	5	2.6.1
2.6.3	Memoria final del proyecto de detalle (Informe económico y Anexos).	24	2.6.2
2.7.1	Entrega de la memoria final del proyecto.	3	2.6.3
2.8.1	Elaboración de la presentación y defensa del proyecto.	12	2.6.3
2.8.2	Preparación general de la defensa del proyecto.	18	2.8.1
Total, de horas del proyecto de detalle.		307	

Tabla 8.3.- Actividades a realizar en el transcurso del proyecto de detalle.

Fuente: Elaboración propia.

8.2.1. Descripción de las actividades del proyecto.

En este punto del capítulo se define brevemente el trabajo desarrollado en cada una de las actividades de la tabla anterior.

Corrección anteproyecto (2.1):

Se procede a mejorar y corregir el anteproyecto en función de las propuestas realizadas por el profesor ponente del proyecto.

Estudio teórico (2.2):

Se lleva a cabo un estudio de alto nivel de los componentes necesarios para la confección del banco de ensayos y sus accesorios, además de su estructura. También se realiza un estudio detallado del software de tratamiento de datos y de la metodología del diagnóstico de máquinas y mantenimiento predictivo. Las tareas pertinentes son:

- Estudio de la estructura del banco de ensayos.
- Estudio del set-up de los ensayos.
- Estudio de la metodología del diagnóstico de máquinas
- Estudio de la arquitectura del software (*VDAS*).
- Estudio de los canales de medición de vibraciones.

Prediseño (2.3):

Por una parte, se lleva a cabo el prediseño mecánico del banco y sus accesorios, mediante el software de diseño mecánico SolidWorks. Se establecerán las bases estructurales del banco, ensayos y base del motor para a posterior verificar mediante cálculos y simulaciones su correcto funcionamiento. Las tareas pertinentes son:

- Prediseño del banco de diagnóstico de máquinas. (BOM y Modelo 3D)
- Prediseño de los kits prácticos de ensayos. (BOM y Modelo 3D)
- Prediseño de la base del motor. (BOM y Modelo 3D)

Cálculos (2.4):

Se procede a realizar la simulación del banco de diagnóstico de máquinas y los cálculos estructurales de los ensayos y de la base del motor. Las tareas pertinentes son:

- Simulación de tensiones y esfuerzos estructurales (SW) banco de ensayos.
- Comparativa de los resultados de la simulación.
- Cálculos teóricos estructurales de los kits prácticos.
- Cálculos teóricos estructurales de la base del motor.

Diseño final y elaboración de los planos (2.5):

En este punto, una vez realizado los cálculos i simulaciones pertinentes se procede a redefinir el diseño si es necesario culminando con el diseño final de cada elemento y a posteriori con la elaboración de los planos pertinentes. Las tareas pertinentes son:

- Diseño estructural final del banco de diagnóstico de máquinas.
- Diseño estructural final de los ensayos prácticos.
- Diseño estructural final de la base del motor.
- Elaboración de los planos del banco de ensayos.
- Elaboración de los planos de los ensayos prácticos de ensayos.
- Elaboración de los planos de los componentes de elaboración propia de los ensayos prácticos.
- Elaboración de los planos de los componentes de la base del motor.

Conclusiones (2.6):

Se procede a las conclusiones finales del proyecto. Se muestran las desviaciones que hayan alterado el proyecto o su planificación y se especifica que acciones de contingencia se han llevado a cabo en respuesta. Además, se proponen acciones de futuro y mejora para aumentar la capacidad del banco y su valor añadido. Finalmente, se realizará la redacción final de la memoria y su corrección, se incluye también la realización de los Anexos y documentaciones secundarias a la memoria. Las tareas que se pertinentes son:

- Documentación de desviaciones y acciones de contingencias del proyecto.
- Conclusiones y propuesta de acciones de futuro y mejora del proyecto.
- Memoria final del proyecto de detalle (Informe económico y Anexos).

Entrega del proyecto de detalle (2.7):

Finalmente, se entregará toda la documentación pertinente al tribunal evaluativo del proyecto. Las tareas que se pertinentes son:

- Entrega de la memoria final del proyecto.

Defensa del proyecto de detalle (2.8):

Se preparará todo el material pertinente para la presentación y defensa del proyecto y de la aplicación diseñada frente al tribunal de evaluación. Las tareas que se pertinentes son:

- Elaboración de la presentación y defensa del proyecto.
- Preparación general de la defensa del proyecto.

8.2.2. Diagrama de GANTT del proyecto.

En el diagrama de GANTT, a continuación, se puede ver representado gráficamente todas las características de la planificación del proyecto de detalle. La duración total estimada del anteproyecto, el camino crítico de la planificación, las actividades constituyentes de este, el inicio i final de cada actividad y su respectivo nombre.

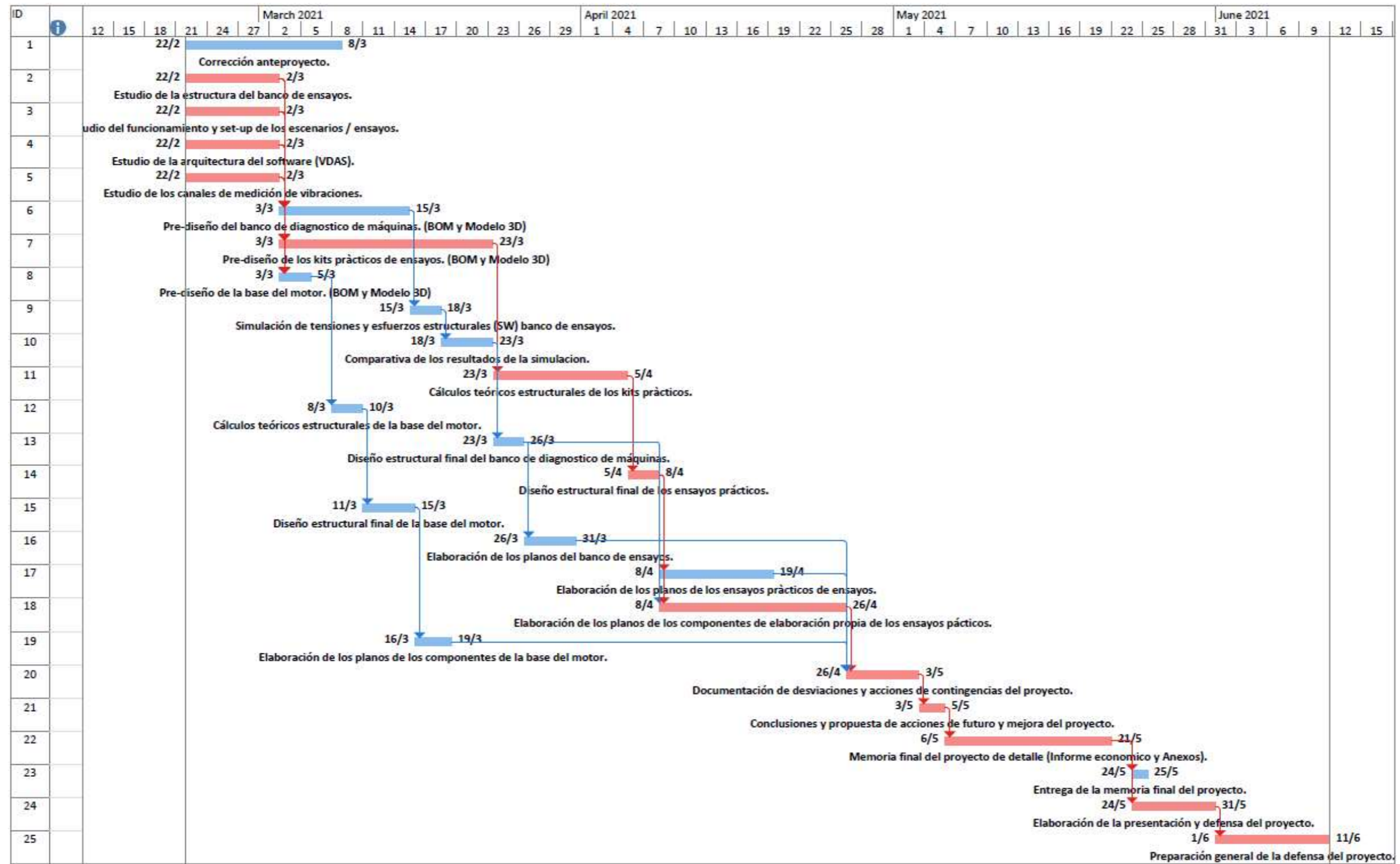


Figura 8.2.- Diagrama de GANTT proyecto de detalle.

Fuente: Elaboración propia.

9. Impacto medioambiental.

El proyecto tiene como objetivo el diseño y montaje de un banco de diagnósticos de máquinas y de sus accesorios para la práctica de escenarios mecánicos típicos en la industria.

Hoy en día, la conciencia y efecto medioambiental son factores que cada vez más, las empresas modernas, tienen en gran estima. Cada vez son más las empresas que optan por modelos de economía circular o invierten en productos sostenibles y respetuosos con el medioambiente. Esto se debe al crecimiento de la conciencia medioambiental y al objetivo de asegurar la calidad de la vida útil del producto añadiendo valor. Por lo tanto, la viabilidad medioambiental de un proyecto se considera una labor más para garantizar el correcto diseño de cualquier producto.

En cuanto al proyecto en cuestión es obvio que se deberá considerar la viabilidad medioambiental de los componentes físicos y accesorios requeridos para lograr los objetivos del proyecto. No solo durante su proceso de fabricación o su correspondiente reciclaje, sino también durante su uso. Para valorar la viabilidad medioambiental del proyecto se han realizado las rúbricas de valoración medioambiental anexadas al final del documento. A partir de ellas se han establecido las acciones impactantes y los factores ambientales impactados, resumidos en formato tabla al final de este capítulo.

Uno de los puntos más conflictivos de este proyecto para asegurar su sostenibilidad es el tratamiento de residuos generados a lo largo de toda la vida del producto, incluyendo su fabricación y reciclaje. A continuación, se definen las posibles soluciones en cuanto al tratamiento de residuos en la fase de fabricación, uso y una vez finalizada la vida útil del producto en cuestión.

9.1. Tratamiento de residuos

En el caso de ser la empresa proveedora responsable del proceso de fabricación y ensamblaje del conjunto, se dejaría el tratamiento de residuos a su cargo conforme a la política de su empresa. En caso que el montaje y mecanizado de los elementos fueran a costa del centro y del proyectista, se presentan las siguientes posibles soluciones:

- Clasificación de residuos según el material de estos y el método de reciclaje, para luego llevarlos a los centros de reciclaje apropiados.
- Subcontratación de una compañía especializada en el tratamiento de residuos de toda clase.

En cuanto a la emisión de residuos durante la fase de uso del banco de diagnóstico de máquinas y realización práctica de los ensayos, se considera negligible. Es verdad que hay accesorios que pueden verse fácilmente dañados debido a la exposición continua de esfuerzos vibratorios. Pero el reciclaje de estos es considerablemente sencillo en comparación con otros.

No obstante, es pertinente comentar la emisión de ruido durante la fase de uso o práctica de los ensayos sobre el banco de diagnóstico de máquinas. Al someter los conjuntos de elementos mecánicos a un continuo esfuerzo periódico esto puede provocar ruidos molestos para los usuarios. No obstante, al ser un factor inevitable y el tiempo de emisión es considerablemente pequeño se considera un efecto de bajo impacto. Aun así, se propone, como equipo de seguridad, unos protectores auditivos estándar para los usuarios más sensibles, sino todos.

En cuanto al tratamiento de dispositivos electrónicos de los equipos de medición y del *software* se regirán por el cumplimiento de los artículos 30, 31, 32 y 33 del Real Decreto 110/2015, del 20 de febrero, pertinente a los residuos de origen electrónico.

En cuanto al reciclaje de los componentes y accesorios una vez finalizada la vida útil se presentan las siguientes posibles soluciones:

- Contratación de una empresa especializada en reciclaje y tratamiento de dispositivos electrónicos.
- Reciclaje autónomo por parte del proyectista y el centro.

9.2. Evaluación medioambiental

Finalmente, se considera que este proyecto no tiene ningún impacto a gran escala que sea perjudicial para el medio ambiente ni el bienestar de las personas. Por otra parte, uno de los objetivos del proyecto es estudiar la aparición de fallas mecánicas para el diseño de un mantenimiento que permita alargar la vida útil de la maquinaria industrial, reduciendo residuos y la necesidad de fabricación o renovación de nueva maquinaria. Factores de gran impacto medioambiental en el sector de la industria. Es decir, contribuye de forma directa al establecimiento de una economía circular en el mundo de la industria.

A continuación, en formato tabla, se resumen las acciones impactantes y los factores ambientales impactantes:

Acciones impactantes

FASE	ACCIONES IMPACTANTES	OBSERVACIONES
Fase de construcción o ejecución.	Obtención de materia prima	Esta es la fase más perjudicial del proyecto, donde el impacto medioambiental es mayor debido a las consecuencias de la obtención de materias primas y a la generación de residuos en la fase de mecanizado y ensamblaje. Dichas acciones se encuentran bajo la responsabilidad de la empresa proveedora de cada elemento o conjunto.
	Generación de aguas residuales	
	Emisiones de gases y/o polvo	
	Contaminación acústica	
	Residuos sólidos	
Fase de funcionamiento o explotación	Residuos sólidos	Posibles residuos por roturas de accesorios.
	Ruidos y vibraciones	Acción impactante inevitable para realizar el estudio y realización del proyecto.
	Transporte	Negligible.
Fase de uso	Residuos sólidos	Por norma general no se debería generar ningún residuo sólido.
	Tratamiento reciclaje de residuos	En cambio, el tratamiento del reciclaje de los diferentes elementos debe ser específico según el material de estos.

Tabla 9.1.- Acciones impactantes del proyecto.

Font: Elaboración propia

Factores ambientales importantes

MEDIOS	FACTORS AMBIENTALS	IMPACTE SOBRE...
Medio Natural	Atmósfera	Emisiones de gases contaminantes durante el proceso de fabricación.
	Sol	Alteración del sol durante la extracción de la materia prima.
	Agua	Posible generación de aguas residuales en el proceso de fabricación y tratamientos térmicos.
	Flora	Alteración de la vegetación durante la extracción de la materia prima.
	Fauna	Alteración del hábitat de los animales durante la extracción de la materia prima.
	Medio porcentual	Alteración del paisaje durante la extracción de la materia prima.
Medio Socioeconómico	Usos del territorio	Sin modificación.
	Cultural	Aumentar el conocimiento del comportamiento vibratorio de los conjuntos mecánicos y optimizar las técnicas de mantenimiento mediante la medición de vibraciones.
	Infraestructura	Sin modificación.
	Humano	Molestias por ruido y vibraciones, aumento de la seguridad.
	Económico y poblacional	Aumento de la vida útil de las máquinas al disponer de unas técnicas de mantenimiento más efectivas y personal más cualificado para ello.

Tabla 9.2.- Factores ambientales importantes del proyecto.

Font: Elaboración propia

10. Conclusiones.

En este capítulo final de la memoria de detalle, se valorará el cumplimiento de los objetivos del proyecto, establecidos al inicio del documento. Finalmente, a continuación, se expondrá un listado de posibles acciones de mejora del proyecto.

Si tenemos en cuenta los objetivos establecidos al inicio del proyecto con los resultados del proyecto:

El objetivo 1, “*Diseño estructural del banco de diagnóstico de máquinas*”, queda verificado con la validación estructural realizada en el *capítulo 7.1* de la memoria, junto a los planos del respectivo conjunto y las tablas BOM.

El objetivo 2, “*Diseño de los ensayos de diagnósticos de máquinas para fallas mecánicas*”, al igual que el anterior, también se verifica el cumplimiento de este con el *capítulo 7.2*, con las mismas justificaciones, encontrando todos los documentos pertinentes en su ubicación preestablecida.

El objetivo 3, “*Estudio del impacto medioambiental del proyecto*” se cumple con el *capítulo 9* y la rubrica de evaluación medioambiental ubicada en el anexo.

El objetivo 4:” *Estudio económico del proyecto*” también se ve cumplido con el informe económico adjunto a la memoria.

En general el proyecto ha salido como se esperaba, se ha verificada la integridad estructural de todo el conjunto mediante los cálculos teóricos, se ha podido diseñar con tiempo los componentes propios (planos), realizando las pertinentes revisiones i se ha podido hacer una valoración medioambiental i económica del proyecto. Es decir, se confirma el estudio previó de viabilidad realizado en el anteproyecto.

Por parte del cumplimiento de la planificación, es pertinente comentar que hay tareas que se han alargado más de lo previsto, pero al final no han alterado el seguimiento ni el desarrollo del proyecto. Pues se han reorganizado los recursos de tal forma que no afectara ni el presupuesto ni la planificación inicial del proyecto.

10.1. Acciones de mejoras.

Como acciones de mejor del proyecto, a continuación, se expone una lista de posibilidades:

1. Simulaciones de los ensayos diseñados:

Hubiera sido un buen punto poder aportar las simulaciones dinámicas i estáticas de los ensayos, verificando los cálculos y su integridad estructural al completo. También, se podrían ver las reacciones internas para luego cotejar-las con los ensayos prácticos realizados en el laboratorio (en caso de la implementación i ejecución del proyecto).

2. Informes prácticos de los ensayos:

La realización de unos informes prácticos para cada ensayo, también, es un buen punto de mejora, especificando los cálculos previos, metodología i experimentos a realizar. Finalizando, con una valoración de estos y unas conclusión que resalten los factores de fallas i como identificar-los.

3. Análisis de seguridad:

Un análisis de seguridad mucho más profundo tanto de la estructura como de los usuarios, culminaría el marco guía metodología de uso del banco de pruebas y sus ensayos, siendo así un laboratorio certificado i listo para su puesta en marcha.

4. Ampliación del software de captura y análisis de vibraciones.

Finalmente, la implantación del software de registro y análisis de vibraciones soportado con ordenador es esencial si se quiere llevar a cabo los experimentos y su adquisición de datos. La universidad, actualmente, dispone de dicho software, como ya se ha comentado anteriormente en el proyecto, así que su implementación seria relativamente sencilla pues el diseño del banco i los ensayos esta pensado para ello.

11. Bibliografía.

- [1] Agencia Nacional de Evaluación, CAPÍTULO IV.- TÍTULO DE GRADO EN INGENIERO MECÁNICO.
- [2] Universitat Pompeu Fabra, Memoria para la solicitud de verificación de títulos oficiales, 2014.
- [3] D. M. F. Zanuy, INFORME PER A LA SOL·LICITUD DE MODIFICACIONS EN PROGRAMA D'ESTUDIS GRAU EN ENGINYERIA MECÀNICA DE L'ESCOLA UNIVERSITÀRIA POLITÈCNICA DE MATARÓ (ESUPT), Mataró: Universitat Pompeu Fabra, 2018.
- [4] Armfield, «Welcome to Armfield Engineering,» [En línea]. Available: <https://armfield.co.uk/>. [Último acceso: 14 04 2021].
- [5] Armfield, «Serie MAM - MEcanismos mecánicos y automotrices,» [En línea]. Available: <https://armfield.co.uk/category/educational-products/sv-series-statics-and-vibrations/>. [Último acceso: 14 04 2021].
- [6] Armfield, «Serie SV - Estática y vibraciones,» [En línea]. Available: <https://armfield.co.uk/category/educational-products/mam-series/>. [Último acceso: 14 04 2021].
- [7] Edibon, «COMPANY PROFILE,» [En línea]. Available: <https://www.edibon.com/en/>. [Último acceso: 14 04 2021].
- [8] Edibon, «LIMEBA - Laboratorio Integrado de Mecánica Básica,» [En línea]. Available: <https://www.edibon.com/es/mecanica#Lista%20de%20productos>. [Último acceso: 14 04 2021].

- [9] PA Hilton, «Designing today for the engineers of tomorrow.,» [En línea]. Available: <https://www.p-a-hilton.co.uk/>. [Último acceso: 14 04 2021].
- [10] PA Hilton, «Vibration (HVT),» 14 04 2021. [En línea]. Available: <https://www.p-a-hilton.co.uk/products/vibration-hvt?laws=All&year=All&page=1>.
- [11] TecQuipment, «SKILLS FOR ENGINEERING,» [En línea]. Available: <https://www.tecquipment.com/>. [Último acceso: 14 04 2021].
- [12] TecQuipment, «Aparato universal de vibraciones (TM16S),» [En línea]. Available: <https://www.tecquipment.com/es/universal-vibrations-apparatus>. [Último acceso: 14 04 2021].
- [13] G.U.N.T, «Equipment for Engineering Education,» [En línea]. Available: <https://www.gunt.de/es/>. [Último acceso: 14 04 2021].
- [14] G. G. GmbH, PT 500 Sistema de diagnóstico de máquinas, unidad básica, Hanskampring.
- [15] G. G. GmbH, «PT 500.04 Analizador de vibraciones asistido por PC,» 2021, p. 2.
- [16] G.U.N.T. Gerätebau GmbH, «PT 500.01 Laboratory trolley,» Barsbüttel, 2021.
- [17] DIRECTIVA 2006/42/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO, Diario Oficial de la Unión Europea, 2006.
- [18] Paresh Girdhar BEng (Mech. Eng), Girdhar and Associates, Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance, ESEVIER, 2004.
- [19] TecQuipment, TM167 Free Vibration of Beam and Spring Lecture Guide, 2004.
- [20] «AENOR,» 2021. [En línea]. Available: <https://www.aenor.com/>.
- [21] Oficina Española de Patentes y Marcas, «Publicación de la CIP/Esquema,» [En línea]. Available:

- <http://pubcip.oepm.es/classifications/ipc/ipcpub/?notion=scheme&version=20210101&symbol=none&menulang=es&lang=es&viewmode=f&fipcpc=no&showdeleted=yes&indexes=no&headings=yes¬es=yes&direction=o2n&initial=A&cwid=none&tree=no&searchmode=smart>. [Último acceso: 2020 01 14].
- [22] S. F. J. LUIS [ES] y B. G. J. +, «ES2323298 (A1),» FUNDACION CETENA [ES], 10 07 2009. [En línea]. Available: https://es.espacenet.com/publicationDetails/biblio?FT=D&date=20090710&DB=&locale=es_ES&CC=ES&NR=2323298A1&KC=A1&ND=4.
- [23] V. F. J. MARIA [ES] y C. F. S. +, «ES2302406 (A1),» UNIV CATALUNYA POLITECNICA [ES], 01 07 2008. [En línea]. Available: https://es.espacenet.com/publicationDetails/biblio?II=20&ND=3&adjacent=true&locale=es_ES&FT=D&date=20080701&CC=ES&NR=2302406A1&KC=A1.
- [24] K.-J. BUSCH y J. & E. A. KUHL, «DISPOSITIVO PARA REALIZAR MEDIDAS DE OSCILACIONES EN UNA MUESTRA QUE COMPRENDE UN ROTOR Y PROVISTA DE UN DISPOSITIVO DE EQUILIBRADO.,» THYSSENKRUPP EGM GMBH, 29 03 2010. [En línea]. Available: https://patentscope.wipo.int/search/es/detail.jsf?docId=ES5738143&_cid=P10-KQ24E9-43000-1.
- [25] RENAULT VEHICULES IND, «ES8405521 - DISPOSITIVO PARA ENSAYO DE FATIGA DE UN ORGANO MECANICO,» 21 09 1983. [En línea]. Available: https://patentscope.wipo.int/search/es/detail.jsf?docId=ES4846364&_cid=P10-KQ24T8-51012-2.
- [26] R. G. B. y J. K. Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Octava edición, 2008: Mc Graw Hill, México, D.F..
- [27] L. V. Useche, «Capítulo 5. Teoría de fatiga,» 2016.
- [28] VAN - Vibraciones Mecanicas. Capitulo 1 Vibraciones., 2021.
- [29] «Medicion de Vibraciones,» 2021.

- [30] P. & S. C. Girdhar, Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance (1st ed.), Burlington: Newnes., 2004.
- [31] A. N. d. Evaluación, Sistema de construcción modular MB. Catálogo general, Barcelona, 2017.