



PROYECTO FINAL DE CARRERA

Estudio del proceso de diseño de un banco de pruebas para análisis de fallos provocados por desequilibrio en eje rotor.

AUTOR

Eduardo Gómez Carnicero

DIRECTOR

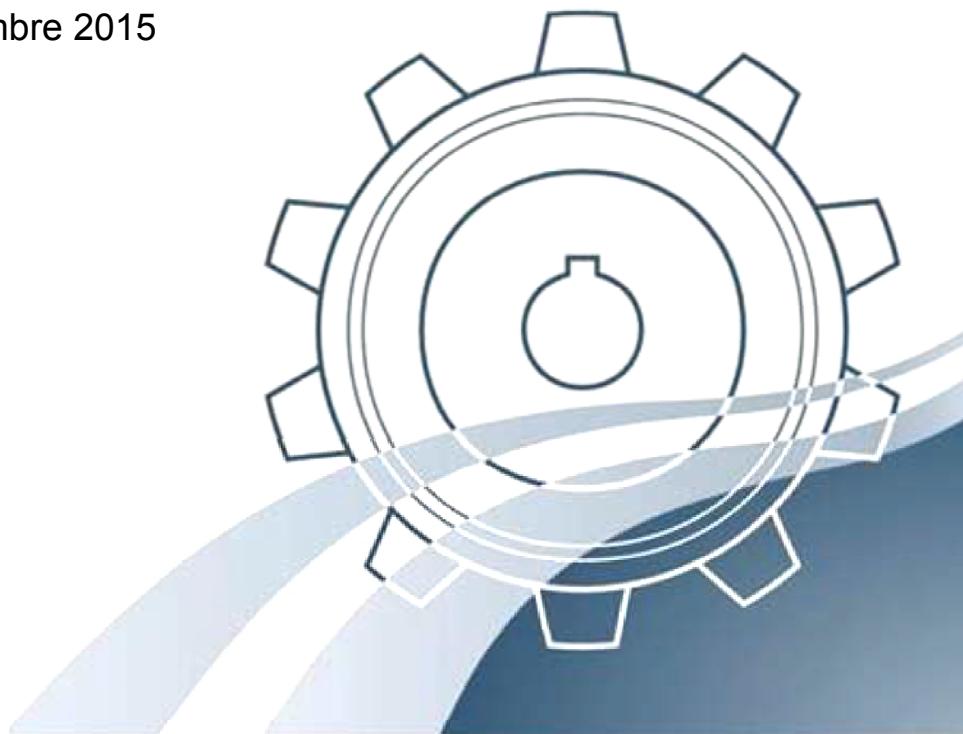
Profesor Jesús Fuentelsaz Gallego.

ESPECIALIDAD

Mecánica

CONVOCATORIA

Septiembre 2015





**PROPIUESTA y ACEPTACIÓN DEL
PROYECTO FIN DE CARRERA DE INGENIERÍA TÉCNICA**

DATOS PERSONALES

APELLIDOS, Nombre			
Gomez Carnicero, Eduardo			
Nº DNI	72978199G	Dirección	C/Gondoleros, 7, 5º B
C.P.	50021	Localidad	Zaragoza
Provincia	Zaragoza	Teléfono	625897648
Firma:		NIA: 475125	

Eduardo Gomez Carnicero

DATOS DEL PROYECTO FIN DE CARRERA

INGENIERIA TECNICA INDUSTRIAL, Especialidad	Mecanica
TITULO	Estudio del proceso de diseño de un banco de pruebas para análisis de fallos provocados por desequilibrio en eje rotor.
PROYECTO TIPO A	<input type="checkbox"/>
TIPO B	<input checked="" type="checkbox"/>
DIRECTOR	Jesus Fuentelsaz Gallego

VERIFICACIÓN EN SECRETARÍA

El alumno reúne los requisitos académicos (1) para la adjudicación de Proyecto Fin de Carrera

SELLO DEL CENTRO

EL FUNCIONARIO DE SECRETARIA

Fdo.: _____

SE ACEPTE LA PROPUESTA DEL PROYECTO (2)

En Zaragoza, a 16 de AGOSTO de 2.015

[Signature]

Fdo.: JESÚS FUENTELSÁZ GALLEGÓ
DIRECTOR DEL PFC

SE ACEPTE EL DEPÓSITO DEL PROYECTO

En Zaragoza, a 4 de SEPTIEMBRE de 2.015

[Signature]

Fdo.: JESÚS FUENTELSÁZ GALLEGÓ
DIRECTOR DEL PFC

(1) Requisitos académicos: tener pendientes un máximo de 24 créditos o dos asignaturas para finalizar la titulación.

(2) Para que la propuesta sea aceptada por el Director, es imprescindible que este impreso esté sellado por la Secretaría de la EINA una vez comprobados los requisitos académicos.



RESUMEN

Este proyecto pretende ser una guía práctica para la elaboración del diseño de un tipo de sistema capaz de generar los efectos producidos por desequilibrio en ejes rotores, posibilitando la medición y tratamiento de datos para su posterior análisis.

Y puesto que no existe una única configuración que pueda cumplir los requerimientos solicitados, en cada caso particular; el planteamiento es tratar de proporcionar al futuro diseñador los suficientes elementos de valoración y análisis, para ser capaz de desarrollar un diseño conceptual de un banco de ensayos, que cumpla unos requerimientos mínimos, en cuanto a coherencia estructural y de funcionamiento; llegando a cumplir además, en nuestro caso, los requerimientos específicos demandados desde el departamento de la facultad.

Para ello se plantea focalizar el objeto del proyecto, en el análisis del proceso de diseño, más que en el propio diseño, constituyendo así una herramienta muy completa para la posterior construcción del sistema, puesto que no sólo se lleva a cabo la selección y diseño básico de los componentes necesarios, sino que se estudian todas las variables y condicionantes que intervienen en el proceso constructivo, para posibilitar su posterior diseño detallado.

En cuanto al desarrollo, se exponen inicialmente los principales problemas mecánicos que pueden darse en este tipo de sistemas, incidiendo en el estudio del desequilibrio, como una de las principales causas de dichos fallos; así como en posibles métodos de detección y corrección del mismo. Con especial relevancia al análisis de vibraciones.

Posteriormente, se ofrecen una serie de pautas de carácter genérico, para la elaboración de pruebas de ensayo y análisis, con sistemas basados en ejes rotores.

Para concluir se lleva a cabo un análisis detallado del proceso constructivo, basado en un proceso iterativo, tras la integración de los diferentes subsistemas; ofreciendo finalmente, algunas de las opciones más viables en cuanto a componentes disponibles en el mercado, métodos constructivos y posibilidades de diseño.



TABLA DE CONTENIDOS:

1.	Identificación de la necesidad.....	6
1.1.	Justificación.....	6
1.2.	Definición de la necesidad.....	6
2.	Planteamiento de objetivos.....	8
2.1.	Enunciado general y concreto de la razón de ser del proyecto.....	8
3.	Investigación preliminar.....	9
3.1.	Principales problemas en sistemas mecánicos.....	9
3.1.1.	Desalineación.....	9
3.1.2.	Lubricación.....	10
3.1.3.	Sobrecarga.....	12
3.1.4.	Desequilibrio.....	13
3.1.4.1.	Tipos de desequilibrio.....	14
3.1.4.1.1.	Desequilibrio estático.....	14
3.1.4.1.2.	Desequilibrio par o de momento.....	15
3.1.4.1.3.	Desequilibrio quasi-estático o quasi-dinámico.....	16
3.1.4.1.4.	Desequilibrio dinámico.....	17
3.1.4.1.4.1.	Combinaciones del desequilibrio dinámico.....	17
3.2.	Detección y medición del desequilibrio.....	18
3.2.1.	Análisis de vibraciones.....	19
3.2.1.1.	Tipos de vibraciones.....	20
3.2.1.1.1.	Vibración armónica.....	20
3.2.1.1.2.	Vibración periódica.....	21
3.2.1.1.3.	Vibración aleatoria.....	22
3.2.1.2.	Origen de las frecuencias de las vibraciones en maquinarias.....	23
3.2.1.3.	Descripción de los niveles de vibraciones.....	24
3.2.1.3.1.	Dominios del tiempo y de la frecuencia.....	25
3.2.1.3.2.	Ánalisis en el dominio del tiempo.....	27
3.2.1.3.3.	Ánalisis en el dominio de la frecuencia.....	29
3.2.1.4.	Unidades de medición de vibraciones.....	29
3.2.1.5.	Ánalisis del espectro vibratorio.....	30
3.2.1.5.1.	Composición del espectro vibratorio.....	30
3.2.1.5.2.	¿Cómo analizar un espectro vibratorio?.....	31
3.2.1.6.	Ánalisis vibratorio para desequilibrio.....	32
3.2.1.6.1.	Espectro vibratorio esperado.....	32



3.2.1.6.2. Dirección de la vibración.....	33
3.2.2. Sistemas de detección. Sensores para la adquisición de datos.....	33
3.2.2.1. Transductores.....	34
3.3. Procesamiento de señales.....	37
3.3.1. Proceso de adquisición de datos.....	37
3.4. Equilibrado.....	40
3.4.1. Conceptos previos al análisis del equilibrado.....	40
3.4.2. Métodos de equilibrado.....	42
3.4.2.1. Equilibrado de rotores en un plano.	42
3.4.2.2. Equilibrado de rotores en dos o más planos.....	46
3.4.2.3. Separación estático par.....	50
3.4.2.4. Método vectorial (midiendo amplitud y fase de vibración).....	52
3.4.2.5. Método de Den Hartog (Método gráfico).	54
3.4.2.6. Método Siebert.	56
3.4.2.7. Método de las masas de prueba (Coeficientes de influencia).	58
3.4.2.8. Método de bastidor basculante.	62
3.4.2.9. Punto nodal.	63
3.4.2.10. Compensación mecánica.....	64
3.4.2.11. Equilibrado "in situ" con calculadora programable. Método de las tres carreras.	65
3.4.2.12. Máquinas de equilibrado estático.....	69
4. Estudio del proceso a realizar con el banco de pruebas.....	71
4.1. Recopilación y análisis de datos.....	71
4.1.1. Inspección visual.....	71
4.1.2. Análisis de datos.....	72
4.1.3. Condiciones previas.....	72
4.1.4. Determinación de posición y dirección.	72
4.2. Localización del proceso.....	74
4.3. Mantenimiento.	75
4.4. Capacitación de los usuarios.	75
4.5. Requerimientos de control.	76
4.5.1. Prácticas seguras.	78
4.6. Normativa.....	83
4.6.1. Niveles de vibraciones según la norma ISO 10816.....	84
4.6.2. Límites de error (tolerancias) que se aplican para rotores rígidos, según la norma ISO 1940.....	86
4.7. Condiciones ambientales.	90
4.8. Calibración.....	90



4.8.1. Manejo de los elementos de calibración.	90
4.9. Requerimientos del proceso.	91
4.9.1. Pruebas a realizar por el banco.	92
4.9.1.1. Parámetros de inicio.	93
4.9.1.2. Determinar el grado de calidad de equilibrado.	93
4.9.1.3. Equilibrado en un plano.	97
4.9.1.3.1. Proceso de equilibrado genérico. En un plano.	98
4.9.1.4. Equilibrado en dos o más planos.	100
4.9.1.4.1. Proceso de equilibrado genérico. En dos o más planos.	102
4.9.2. Tratamiento de las medidas tomadas en los ensayos.	105
5. Diseño conceptual. Selección de componentes.	108
5.1. Especificaciones de diseño. Requerimientos mínimos de cada subsistema.	108
5.1.1. Motor.	111
5.1.2. Conjunto Eje-Discos.	123
5.1.2.1. Acoplamiento.	124
5.1.2.2. Eje y fijaciones.	138
5.1.2.3. Sistema de fijación eje-cubo.	143
5.1.2.4. Discos de desequilibrado.	147
5.1.2.5. Masas de desequilibrado.	151
5.1.3. Variador de velocidad.	153
5.1.4. Soportes.	159
5.1.5. Bancada.	172
5.1.6. Sistemas de seguridad.	177
5.1.7. Sistemas de adquisición y tratamiento de datos.	186
5.1.7.1. Elementos de medición.	186
5.1.7.2. Sistemas de adquisición de datos.	197
5.2. Análisis del diseño detallado. Integración de subsistemas.	201
6. Análisis y propuestas.	208
7. Conclusiones.	211
8. Bibliografía.	213
9. Anexos.	220
9.1. Anexo I: Características de componentes.	220



1. Identificación de la necesidad.

1.1. Justificación.

Este proyecto se desarrolla como respuesta a la demanda por parte del departamento de ingeniería mecánica de la Escuela de Ingeniería y Arquitectura de la Universidad de Zaragoza, para posibilitar el análisis de desequilibrio mecánico en un eje rotor, con la intención de completar el proceso formativo de los estudiantes de la facultad, en su ámbito práctico.

Así mismo, puesto que el desequilibrio constituye una de las principales causas de vibraciones que pueden provocar fallos mecánicos, se incidirá en este para el posterior desarrollo del proyecto, dirigiéndolo también hacia el fortalecimiento y profundización, por parte de los estudiantes de grado en ingeniería, en los conceptos de vibraciones mecánicas y mantenimiento predictivo.

1.2. Definición de la necesidad.

Se requiere desarrollar el diseño de un banco simulador de desequilibrado de eje rotor, para comparar el comportamiento del sistema, en fallo y en total normalidad.

El proyecto se centrará más en las especificaciones de diseño y en el análisis del proceso, que en el diseño concreto de los componentes del mismo. Posibilitando la integración de subsistemas ya existentes para la creación del sistema a estudio.

Especificaciones generales del diseño:

- Analizar el diseño de una instalación experimental que permita evaluar el efecto del desequilibrio másico para diferentes velocidades de rotación del rotor. Se busca un diseño práctico que



permita modificar los parámetros del montaje e inducir desequilibrio másico, a efectos de poder simular condiciones reales de carga sobre el eje.

- El montaje debe disponer de un sistema regulador que facilite el control creciente y decreciente de la velocidad de giro del rotor.
- Todo el conjunto debe constituir un sistema fiable desde la perspectiva de seguridad industrial, enfocada a proteger al usuario y a los componentes del mismo. Contemplando las especificaciones mínimas de seguridad en cuanto a diseño y manejo del mismo.
- Se debe posibilitar la adquisición y tratamiento de datos obtenidos en los apoyos del eje.
- El banco de pruebas tendrá un uso de carácter docente, debiendo ajustarse a un diseño sencillo, barato y de fácil manejo.



2. Planteamiento de objetivos.

2.1. Enunciado general y concreto de la razón de ser del proyecto.

Estudiar las necesidades y parámetros necesarios para desarrollar el diseño de un banco simulador de desequilibrio mecánico en ejes rotores, posibilitando así la posterior construcción del mismo, en base a unos requerimientos definidos.

- Estudiar los principales problemas en sistemas mecánicos.
- Estudiar los posibles métodos de detección y medida del desequilibrio.
- Conocer y saber aplicar los posibles métodos de equilibrado.
- Estudiar el proceso de funcionamiento del banco de pruebas a desarrollar.
- Realizar el diseño y selección de componentes, de manera genérica, para la construcción del banco de pruebas, en base a unos requerimientos mínimos de funcionamiento que satisfagan las necesidades planteadas desde la facultad.
- Realizar un análisis comparativo entre las posibles soluciones planteadas.



3. Investigación preliminar.

3.1. Principales problemas en sistemas mecánicos.

3.1.1. Desalineación.

La desalineación es uno de los problemas más frecuentes de vibraciones en máquinas rotativas y se debe a la dificultad que presenta la alineación de dos rotores con sus respectivos apoyos.

La desalineación puede tener su origen en causas muy diversas como: excesiva confianza en la utilización de acoplamientos elásticos y rodamientos autoalineables, distorsiones en la máquina durante su operación que producen desplazamientos del sistema conductor o conducido, etc. La desalineación producirá unos niveles de vibración muy elevados en las proximidades del acoplamiento que pueden llegar a precipitar la degradación de los rodamientos, la rotura de pernos, el sobrecalentamiento excesivo del sistema conductor por un aumento del consumo eléctrico, etc., por lo que es conveniente corregirla antes de que produzca daños más considerables que pueden llegar a producir paros en la máquina.

La desalineación tiene lugar cuando existe poca precisión en la alineación entre pares de piezas, como son los elementos de un acoplamiento, rodamientos, ejes y poleas. La desalineación normalmente se manifiesta con una fuerte vibración en las direcciones axiales y radiales, lo cual conlleva:

- Recalentamiento y desgaste prematuro de los cojinetes.
- Sobrecargas en el motor.
- Desgaste prematuro en los sellos mecánicos del eje.
- Posibilidad de rotura del eje debido a fatiga.
- Ruidos extraños.



- Vibraciones, las cuales son a su vez causa de la desalineación, creando un círculo vicioso que termina por arruinar el equipo.

Existen tres tipos de desalineación:

- a) Paralela: se define como el caso en que los dos ejes están separados paralelamente.
- b) Angular: ocurre cuando los dos ejes forman un ángulo entre sí a partir del centro de giro.
- c) Combinada: cuando los dos ejes están separados entre sí y adicionalmente forman un ángulo, ver figura 3.1.

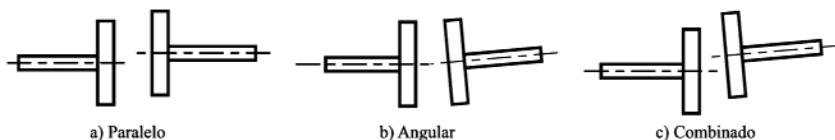


Figura 3.1: Tipos de desalineación.

La desalineación de acoplamientos puede medirse empleando relojes comparadores y corregirse con galgas sobre las patas del sistema móvil de la máquina (generalmente el motor). En la actualidad, hay sistemas comerciales precisos para la medida y corrección de la desalineación, que se apoyan en instrumentos de captura automática de medidas, cálculo de correcciones aplicables y representación en pantalla de las tolerancias y del movimiento de corrección.

3.1.2. Lubricación.

La lubricación es una práctica para disminuir la fricción entre dos superficies en contacto. La fricción es un elemento que se da en muchas superficies, es mala cuando causa calor, desgaste y reduce la energía en la máquina.



Existen dos tipos de fricción o roce, el roce sólido y el roce fluido, el roce o fricción fluida es la que se da entre un sólido y un líquido o entre partículas de líquidos, mientras que el roce sólido es el que existe entre dos superficies sólidas. La solución a este problema es separar las superficies mediante un abastecimiento continuo de fluido.

Con una buena lubricación, una máquina es muy silenciosa, si se usa el lubricante adecuado en el lugar correcto y este se cambia periódicamente como debe ser, la máquina trabajará correctamente. Para esto se debe escoger el tipo de lubricante a utilizar y muchos otros factores como el tipo de lubricación.

Cuando no se cumplen las condiciones básicas de lubricación, se producen una serie de situaciones como aumento de la temperatura, mayor fricción, diminución de potencia, mayor ruido y otras, que con el paso del tiempo ocasionan el fallo más común de la mala lubricación: el desgaste del interior de los componentes de las máquinas, lo que lleva a un posterior fallo del equipo.

El desgaste es un proceso en el cual las capas superficiales de un sólido se rompen como resultado de la acción mecánica de otro cuerpo o medio. Si la acción mecánica aparece en forma de fuerza de fricción, entonces al proceso se le llama desgaste por fricción.

En el desgaste por fricción el acto de ruptura se localiza en un pequeño volumen del material, el cual es removido de la zona de rozamiento en forma de partículas de desgaste. Este puede ser por fatiga superficial, abrasivo, por oxidación o por frotamiento.

La mayor cantidad de estos desgastes se dan por que el lubricante no cumple con las condiciones ideales, de lograr separar las superficies que se encuentran en contacto, y esto se debe a que el lubricante por diferentes motivos se degrada y pierde sus cualidades. La contaminación de distintos elementos degradada y arruina el lubricante.

Una mala lubricación puede ser reconocida mediante el análisis del lubricante al ser cambiado, revisando si existen materiales de



desgaste provenientes del interior de la máquina y otro es midiendo la temperatura del lubricante del interior de la máquina y observando que este no sobrepasa la temperatura normal de operación, también si los elementos en contacto generan ruidos de roce anormales. Estas formas de control son muy fáciles de realizar y son de bajo coste para el área de mantenimiento.

3.1.3. Sobrecarga.

Todas las máquinas están diseñadas para transmitir cierta potencia, elevar determinada carga o aplicar una fuerza específica.

Muchas veces en las industrias las máquinas se ven expuesta a sobresfuerzos y/o trabajo que sobrepasa sus límites de operación, en el instante que esto sucede la máquina no evidenciará un fallo o daño, pero poco a poco estos sobresfuerzos a los que la máquina se expone, ocasionan pequeños daños en los componentes, estos daños se irán acumulando y cuando la máquina sufra nuevamente otra sobrecarga o exceso de trabajo fallará catastróficamente sufriendo daños gravísimos en su interior.

Cuando la máquina se ve expuesta a estas sobrecargas arroja síntomas que son fáciles de reconocer, tales como:

- Ruido anormal al realizar el trabajo.
- Velocidad operacional disminuye.
- Se eleva la temperatura en los componentes de la máquina.
- Vibraciones excesivas.
- Desgaste repentino de los componentes.
- Rotura de elementos (dientes, paletas, etc.).

No existe un instrumento especial para detectar si la máquina está sufriendo una sobrecarga, solo el operario por medio de su experiencia podrá reconocer este problema.



3.1.4. Desequilibrio.

El desequilibrio es una de las causas más comunes de problemas en máquinas y relativamente es fácil de diagnosticar debido a la vibración que causa.

El desequilibrio es una condición en la cual el centro de masa de un determinado objeto no coincide con el centro de rotación del mismo (Fig.3.2.) o cuando los ejes de inercia no coinciden con los ejes de rotación. La razón para esto es la no uniformidad en la distribución de masa de un cuerpo alrededor del centro de rotación. Esto puede ser visto como un gran punto imaginario en un rotor, el gran punto causará deflexión alrededor del rotor y el eje, que se comunicará luego a los apoyos.

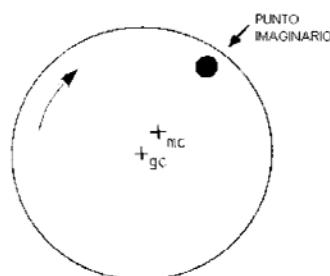


Figura 3.2: esquema de desequilibrio.

Se debe recalcar que toda pieza rotatoria, aún cuando haya sido confeccionada guardando el mayor cuidado, siempre presenta desequilibrio.

Las siguientes son las causas más comunes que ocasionan desequilibrio:

- Porosidad en las piezas fundidas.
- No-uniformidad en la densidad del material.
- Tolerancia en la manufacturación.
- Adhesión o pérdida de material durante operación.



- Acción de mantenimiento o limpieza.
- Cambio de pernos.
- Materiales torcidos girando alrededor del eje (poleas, rotores, el mismo eje, etc.).

3.1.4.1. Tipos de desequilibrio.

Los tipos de desequilibrio se definen, dependiendo de la cantidad de planos en los cuales yacen las fuerzas no equilibradas.

Por lo general se suele clasificar los desequilibrios en estático y dinámico, pero técnicamente existen cuatro tipos definidos según la norma ISO 1925, los que dependen del desplazamiento que sufre el eje principal de inercia respecto del eje de giro del rotor.

A continuación se definen los cuatro tipos de desequilibrio considerados en la norma ISO 1925.

3.1.4.1.1. Desequilibrio estático.

El eje principal de inercia está desplazado del eje axial de rotación en forma paralela. Esto hace que el centro de gravedad no coincida con el eje de rotación.

Su nombre (estático) se debe a que se determina estáticamente (girando manualmente), ya que el peso desequilibrante o punto pesado apunta en la dirección de la fuerza de gravedad.

En general, este tipo de desequilibrio es fácilmente reconocible y corregible, colocando pesos en el lado opuesto al cargado o sacando peso a este lado, ya que se busca restituir la coincidencia de ambos ejes.



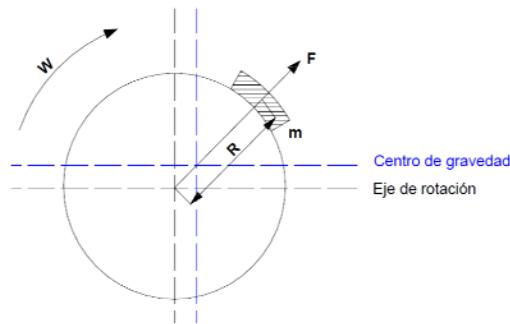


Figura 3.3: Representa el desequilibrio estático de un rotor producido por una masa m sin compensar.

3.1.4.1.2. Desequilibrio par o de momento.

En este tipo de desequilibrio se produce cuando la línea de los centros de masa es oblicua respecto al eje de simetría axial, intersectándolo en el punto central y permaneciendo en un plano de simetría axial del rotor. Los desequilibrios son simétricos y opuestos 180° , además los momentos respecto al centro de gravedad son iguales y contrarios.

Este tipo de desequilibrio es casi teórico y puede darse en rotores diseñados para vibrar, por cuanto sus puntos pesados están dispuestos en sentidos opuestos, en planos extremos del rotor. No es fácil de reconocer por simple giro manual como el desequilibrio estático, ya que puede llevar a la falsa presunción, de que el rotor está perfectamente equilibrado, pues estáticamente no muestra puntos pesados.

Este tipo de desequilibrio una vez reconocido es fácilmente resuelto adicionando o eliminando pesos diametralmente, cada uno en el plano contrario.

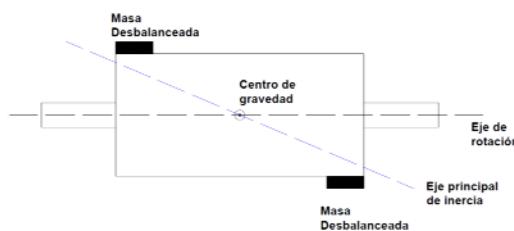


Figura 3.4: Representa el desequilibrio par o de momento.



3.1.4.1.3. Desequilibrio quasi-estático o quasi-dinámico.

Es una situación particular del desequilibrio estático. Es una combinación de desequilibrio estático y par, encontrándose ambos desequilibrios en el plano longitudinal. En este desequilibrio el eje principal de inercia intersecta al eje de rotación en un punto que no coincide con el centro de gravedad.

Esta es una situación muy común en motores en voladizo.

Muchas técnicas de equilibrado de motores en voladizo apuntan a corregir solamente el desequilibrio en un plano, dando en muchas ocasiones buenos resultados, pero los óptimos se obtendrán equilibrando en dos planos pero separando las componentes estáticas de las par.

Por ejemplo si se tiene un motor en voladizo (ventiladores, hélices, etc.) que ha sido equilibrado en un banco y montado sobre su eje, el desequilibrio residual, especialmente la componente estática, creará una situación de desequilibrio quasi estático o par falso. Este par falso se sumará a la componente de par residual, haciendo que el equilibrado dinámico de un motor en voladizo se haga muy complicado.

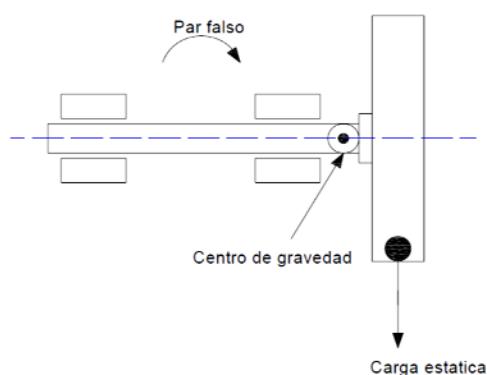


Figura 3.5: Muestra un rotor en voladizo, indicando el par falso que se produce después de equilibrarlo en un banco de equilibrado.

3.1.4.1.4. Desequilibrio dinámico.

En este caso existe un eje principal de inercia que no corta al eje de rotación.

Esta es la forma más general de desequilibrio, y consiste en una combinación de desequilibrio estático y par en cualquier posición angular.

En el caso de rotores anchos (largos) con respecto a su diámetro, lo más común es equilibrarlos dinámicamente.

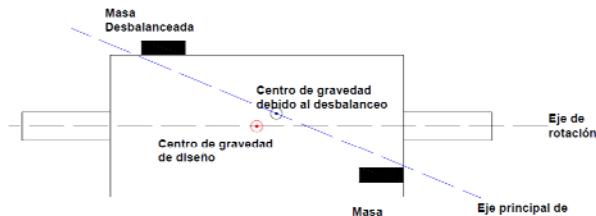


Figura 3.6: Muestra de manera general como está distribuida la masa desequilibrada en un rotor que necesita ser equilibrado dinámicamente.

Dentro del desequilibrio dinámico podemos encontrar distintos casos, que se pueden descomponer en componentes estáticas y de momento, lo que es una herramienta útil para decidir el método más adecuado de equilibrado.

3.1.4.1.4.1. Combinaciones del desequilibrio dinámico.

Como fue mencionado anteriormente el desequilibrio es producto de diversas causas producidas en distintos e infinitos planos.

A continuación se muestran algunas situaciones de desequilibrio dinámico y cómo podemos descomponerlo:

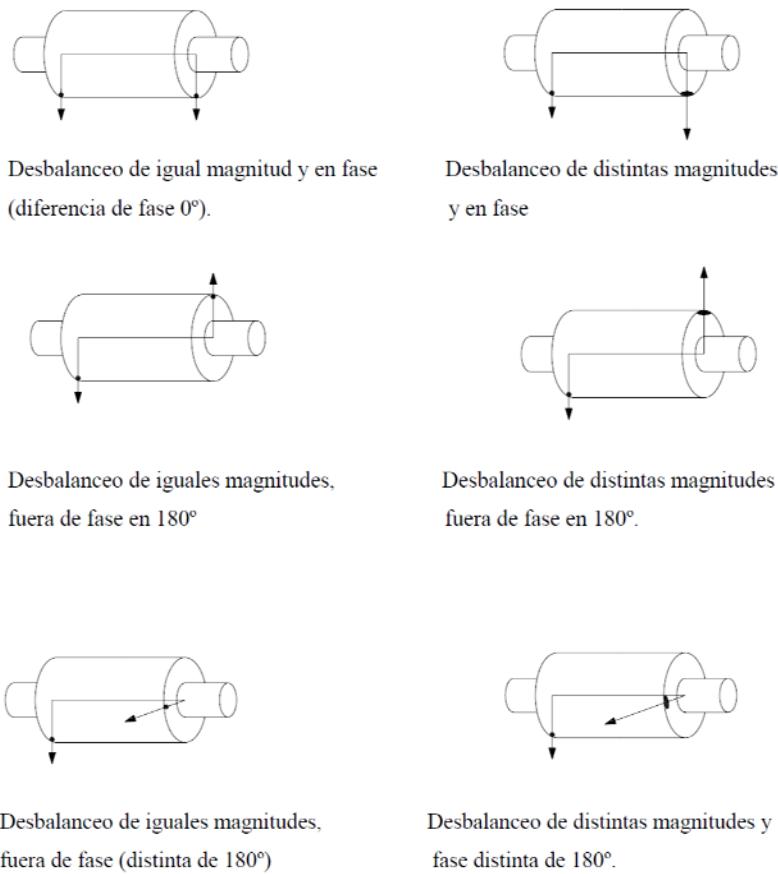


Figura 3.7: Diferentes combinaciones en las que se puede presentar el desequilibrio.

Puesto que el proceso de estudio de este proyecto se centra en el desequilibrio, desarrollaremos los sistemas de detección y medición más apropiados para el análisis del mismo.

3.2. Detección y medición del desequilibrio.

En todos los casos de desequilibrio se produce una fuerza sobre los cojinetes de apoyo que es un vector que se detecta:

- Midiendo vibraciones en el exterior del cojinete, fundamentalmente en dirección radial (horizontal - vertical).
- Midiendo el desplazamiento relativo entre el eje y sus soportes.

Veamos primero cómo analizar las vibraciones producidas para trabajar en base a la variación de frecuencia de las mismas.



3.2.1. Análisis de vibraciones.

Se pueden considerar vibraciones como los movimientos oscilatorios de una partícula o cuerpo alrededor de una posición de referencia. El estudio de las vibraciones se refiere a los movimientos oscilatorios de los cuerpos y a las fuerzas asociadas con ellos. Todos los cuerpos que poseen masa y elasticidad son capaces de vibrar. La mayoría de las máquinas y las estructuras experimentan vibración hasta cierto grado y su diseño requiere generalmente consideración de su conducta oscilatoria.

En general, las vibraciones en una máquina no son recomendadas; pueden causar desgaste, fisuras por fatiga, pérdida de efectividad de sellos, rotura de aislantes, ruido, etc. Pero al mismo tiempo las vibraciones son el mejor indicador de la condición mecánica de una maquinaria y pueden ser una herramienta de predicción muy sensible de la evolución de un defecto. Los fallos catastróficos en una maquinaria muchas veces son precedidos, a veces con meses de anticipación, por un cambio en las condiciones de vibración.

Las vibraciones en una maquinaria están directamente relacionadas con su vida útil de dos maneras: por un lado, un bajo nivel de vibraciones es un indicador de que la máquina funcionará correctamente durante un largo período de tiempo, mientras que un aumento en el nivel de vibraciones, nos indica que la máquina se encamina hacia algún tipo de fallo.

Una de las herramientas fundamentales con que se cuenta en la actualidad para la prevención y predicción de fallos mecánicos, es la medición y análisis de vibraciones, ya que cerca del 90% de los fallos en maquinarias están precedidos por un cambio en las vibraciones.

No todos los tipos de vibraciones son evitables, ya que algunas son inherentes a la operación de la maquinaria en sí misma, por lo que, una de las tareas será identificar aquellas que deben ser corregidas,



como es el caso del desequilibrio de los equipos y determinar su nivel de vibraciones tolerable.

En el análisis de dichas vibraciones, las frecuencias y amplitudes tienen que ser cuantificadas a través de un dispositivo que convierta éstas en un producto que pueda ser medido y analizado posteriormente.

Así, la frecuencia describirá cual es el problema de la máquina y la amplitud cuán severo es.

3.2.1.1. Tipos de vibraciones.

3.2.1.1.1. Vibración armónica.

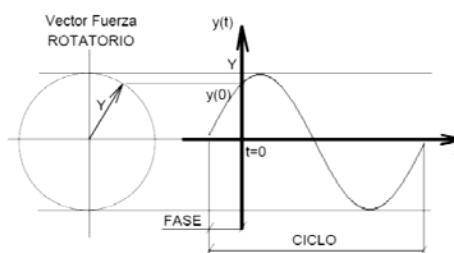


Figura 3.8: Vibración armónica.

Constituye la forma más simple de oscilación (Figura 3.8). Caracterizada por una onda sinusoidal, que puede ser generada en sistemas lineales debido a la presencia de algún problema potencial. Este movimiento puede ser estudiado a través de un vector rotatorio con velocidad angular constante ω a partir de la cual se define la frecuencia de oscilación f expresada en Hertz [Hz], a diferencia de la frecuencia angular que se expresa en [1/s]. Todo esto conduce a la modelación matemática de este fenómeno según:

$$y_{(t)} = Y \operatorname{sen}(\omega t + \varphi) = Y \operatorname{sen}(2\pi f t + \varphi); \omega = \frac{2\pi}{T}; f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{T}$$



Donde T es el tiempo necesario para que ocurra una oscilación o se complete un ciclo.

Siendo φ la fase de vibración, un parámetro de comparación, que permite establecer relaciones entre un punto o parte de una pieza, respecto a otro punto de la misma u otra diferente, utilizando como medio de comparación las señales vibratorias medidas en dichos puntos. La fase normalmente se expresa en grados de 0° a 360° .

Estas expresiones avalan la definición de frecuencia que hace la norma ISO 2041.

Frecuencia es el recíproco del período fundamental (tiempo de repetición de un fenómeno periódico). Se expresa en Hertz [Hz], lo cual se corresponde con un ciclo por segundo.

3.2.1.1.2. Vibración periódica.

Es el movimiento que se repite periódicamente tal como se muestra en la Figura 3.9. Por ejemplo, un problema en una transmisión dentada puede producir una vibración que aunque no es armónica es periódica.

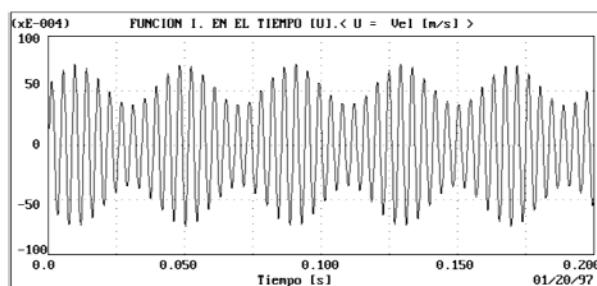


Figura 3.9: Vibración periódica.



Una fuerza excitadora periódica al actuar sobre un sistema mecánico producirá una vibración forzada periódica, cuyo periodo será el mismo que el de la fuerza excitadora. Se muestra como ejemplo en la figura 3.10:

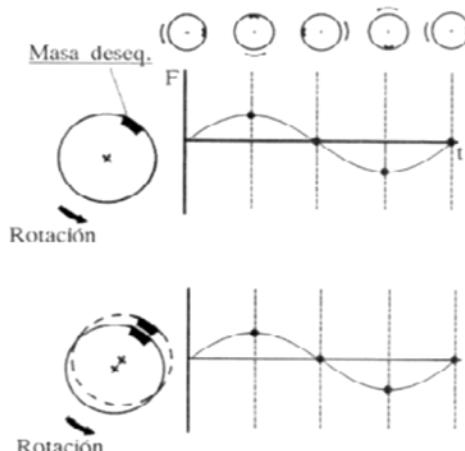


Figura 3.10: periodo de fuerza excitadora.

De la afirmación anterior se puede obtener dos conceptos que resultan fundamentales en el estudio de las vibraciones:

- La causa de toda vibración periódica en una máquina o sistema es una fuerza externa o interna del mismo periodo.
- La determinación de los parámetros característicos de la vibración permitirá la identificación de la fuerza exterior que la origina.

3.2.1.1.3. Vibración aleatoria.

Ocurre en forma errática y tiene contenidos de frecuencias en toda la banda de frecuencias analizada. Esto quiere decir que las vibraciones aleatorias producirán un espectro continuo o un espectro constituido por “infinitas” vibraciones armónicas, cada una caracterizada por una amplitud, frecuencia y fase respectivamente como se observa en la Figura 3.11.



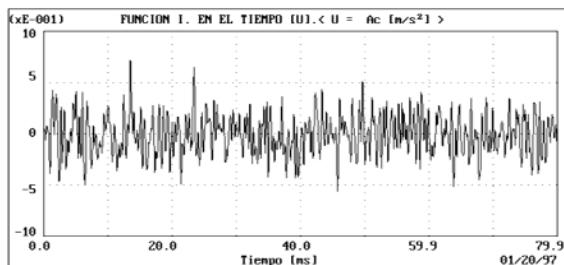


Figura 3.11: Vibración Aleatoria.

3.2.1.2. Origen de las frecuencias de las vibraciones en maquinarias.

Existen tres causas fundamentales que propician la presencia de vibraciones en las máquinas rotatorias a determinadas frecuencias, estas últimas se identifican como:

- Frecuencias generadas.
- Frecuencias excitadas.
- Frecuencias producidas por fenómenos electrónicos.

a) Frecuencias generadas.

A veces se identifica como frecuencias forzadas o frecuencias de diagnóstico y son aquellas que la máquina genera durante su funcionamiento habitual.

Representativas de estas frecuencias se tienen a los desequilibrios, el paso de las paletas de una turbina, la frecuencia de engranaje o el paso de los elementos rodantes por los defectos locales de las pistas de un cojinete de rodamiento.



b) Frecuencias excitadas.

Son aquellas frecuencias de resonancias de los elementos que componen las máquinas, e incluye las estructuras portantes y los elementos no rotatorios en general.

Uno de los problemas que más excita las frecuencias de resonancias cercanas a la frecuencia de rotación de la máquina, es el desequilibrio, que por muy pequeño que sea, puede ser amplificado severamente si se sintoniza la frecuencia de operación del rotor desequilibrado, con la frecuencia natural en sus apoyos.

c) Frecuencias producidas por fenómenos electrónicos.

En algunos casos, cuando se obtienen los espectros de las vibraciones en una máquina, se observan frecuencias falsas o fuera de su ubicación correcta. Esto tiene lugar por ejemplo, en el caso de una vibración sinusoidal que por errores en el ajuste de los atenuadores de entrada del instrumento de medición, éste la registre recortada, lo cual produce un espectro falso.

3.2.1.3. Descripción de los niveles de vibraciones.

Las vibraciones pueden ser observadas en el tiempo o en la frecuencia. Al efectuar la medición del nivel de vibraciones es necesario definir qué magnitud física se desea cuantificar para describir la vibración, que pueden ser: el desplazamiento, la velocidad y/o la aceleración.



3.2.1.3.1. Dominios del tiempo y de la frecuencia.

La vibración es registrada en virtud de una señal eléctrica que es proporcional al fenómeno mecánico que se está cuantificando. Ésta se obtiene en forma primitiva en el dominio del tiempo, (Observe la Figura 3.12.).

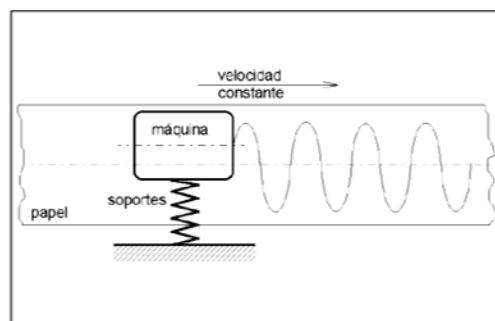


Figura 3.12: Registro primitivo de las vibraciones en un sistema máquina- soportes.

Posteriormente, para obtener el llamado espectro de las vibraciones, es necesario hacer pasar la señal a través de un filtro de “barrido” que sucesivamente irá desentrañando cada una de las componentes de la vibración por frecuencias.

Actualmente, la evolución de la electrónica digital ha permitido incorporar la conocida transformada rápida de Fourier (FFT) en instrumentos de medición y en programas de computación. En cualquiera de estos casos, el espectro obtenido muestra la distribución de los niveles de vibraciones por frecuencias, la Figura 3.13 ilustra un ejemplo de una vibración armónica, con 125Hz de frecuencia y una amplitud de velocidad de 50×10^{-4} m/s (5 mm/s), la Figura 3.14 ilustra el espectro correspondiente de las vibraciones de la Figura 3.13., obsérvese el pico único a una frecuencia de 125 Hz y con una amplitud de 4.85 mm/s.



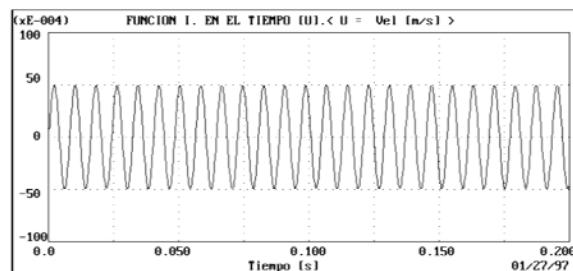


Figura 3.13: Vibración armónica.

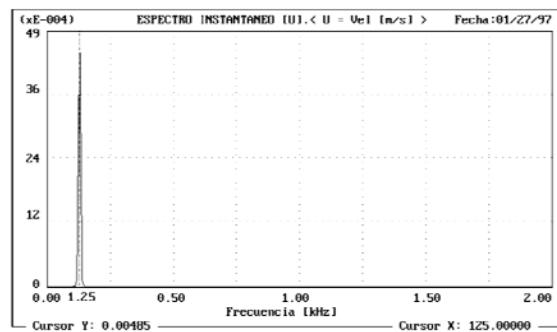


Figura 3.14: Espectro de la vibración ilustrada en la Figura 3.13.

Por otro lado, cuando la vibración (Figura 3.15) es registrada en un punto de una máquina real, entonces el espectro exhibirá componentes en toda la banda de frecuencias en que fue realizada la medición, a diferencia de los casos anteriores en los que los espectros obtenidos son de naturaleza discreta. Este resultado se observa claramente en la Figura 3.16.

Discreta, se refiere a medir algunos puntos de la máquina o de la estructura objeto de análisis.

Directa se refiere cuando mide a través del contacto entre el dispositivo de medición y la máquina.



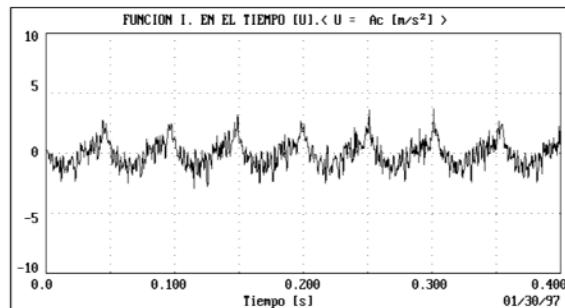


Figura 3.15: Registro real de vibraciones obtenido en una máquina.

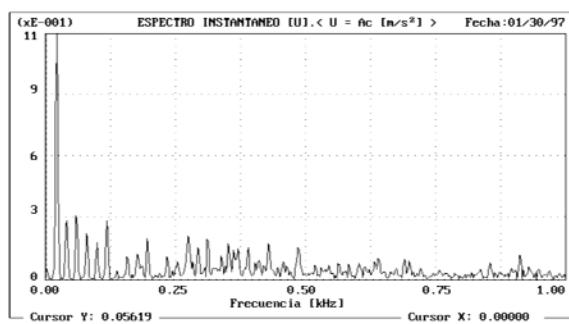


Figura 3.16: Espectro de la vibración ilustrada en la Figura 3.15.

3.2.1.3.2. Análisis en el dominio del tiempo.

En la Figura 3.17, se observa la representación de una vibración en el dominio del tiempo a partir de la cual, en términos de nivel total se han indicado los valores PICO, PICO-PICO y RMS. De todos ellos, el más utilizado es el valor RMS o VALOR EFECTIVO, que está asociado a la potencia de la vibración. Este último se determina en forma discreta según:

$$Y_{RMS} = \sqrt{\frac{y_1^2 + y_2^2 + y_3^2 + \dots + y_N^2}{N}}$$

Que en el caso particular de una vibración armónica será:

$$Y_{RMS} = 0.707 Y_{PICO}$$



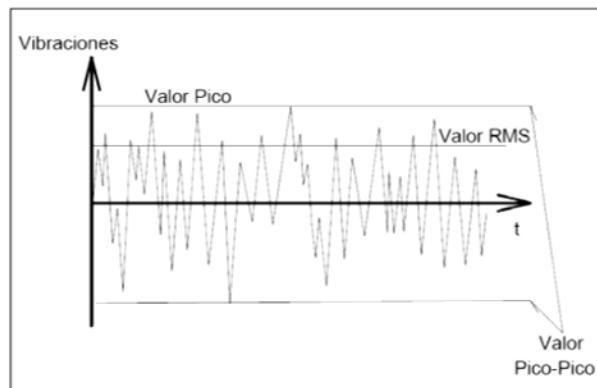


Figura 3.17: Parámetros característico.

Un factor de relativa importancia para el diagnóstico de maquinarias y estructuras es el llamado FACTOR DE CRESTA (CF), expresado según el cociente entre el valor Pico y el valor RMS.

$$CF = \frac{Y_{PICO}}{Y_{RMS}}$$

La detección del valor PICO-PICO se emplea para las mediciones de desplazamiento. Los detectores de PICO y RMS se usan para las mediciones de velocidad y aceleración, pero el valor RMS es el que está más relacionado directamente con la potencia de la señal vibro acústica medida.

La norma ISO 2041 también contempla definiciones del valor PICO y del valor PICO-PICO, según se expresa a continuación:

El valor PICO es el valor máximo de una magnitud (aceleración, velocidad, desplazamiento) que varía durante cierto intervalo de tiempo.

El valor PICO-PICO (de un evento oscilatorio) es la diferencia algébrica entre los valores extremos de una magnitud que varía durante cierto intervalo de tiempo.



3.2.1.3.3. Análisis en el dominio de la frecuencia.

Cuando se procede a efectuar la medición de las vibraciones sobre la base de la descomposición de éstas en su contenido a diferentes frecuencias, es necesario decidir qué magnitud se medirá. La velocidad es la medida de cuán rápido la superficie vibrante alcanza sus posiciones extremas. El rango de frecuencias efectivo para transductores de velocidad es de entre 10 Hz y 2000 Hz aproximadamente, prefiriéndose la medición de velocidad por no estar relacionada con la frecuencia.

Por su parte, el desplazamiento es la medida de las posiciones extremas de la superficie que vibra. Está relacionado con la frecuencia por lo que cualquier medición de desplazamiento tendrá que ser realizada a una frecuencia específica. El rango de frecuencias efectivo aproximado para los transductores de proximidad es de entre 0 y 600 Hz. En el caso de los transductores para la medición de desplazamiento por contacto el rango de frecuencias efectivo es de entre 0 y 200 Hz.

La aceleración expresa la razón de cambio de la velocidad desde la posición de equilibrio hasta extremos, teniéndose aceleraciones altas a altas frecuencias. Los transductores para la medición de la aceleración de las vibraciones con alta sensibilidad poseen un rango de frecuencias efectivo de entre 0.2 Hz y 500 Hz aproximadamente y los de más baja sensibilidad exhiben un rango de frecuencias de entre 5 Hz y hasta 20000 Hz.

3.2.1.4. Unidades de medición de vibraciones.

Según la norma ISO 1000 las unidades empleadas para cuantificar los niveles de vibraciones son las siguientes:



MAGNITUD	UNIDADES
Desplazamiento	$m, mm, \mu m.$
Velocidad	$m/s, mm/s.$
Aceleración	$m/s^2, G's (9,809 m/s^2).$

3.2.1.5. Análisis del espectro vibratorio.

En esta etapa corresponde aplicar todo lo aprendido previamente para aplicar ese conocimiento hacia la emisión de diagnósticos asertivos sobre los distintos tipos de componentes del espectro vibratorio y para ello, debemos conocer las características típicas de cada uno de los componentes a diagnosticar, descritos ya con anterioridad.

3.2.1.5.1. Composición del espectro vibratorio.

El primer paso para lograr establecer un diagnóstico acertado sobre la condición mecánica de algún equipo es conocer los distintos componentes del espectro vibratorio, la figura 3.18, nos indica cada uno de los distintos tipos de componentes que podemos encontrar en un espectro vibratorio y sus nombres.

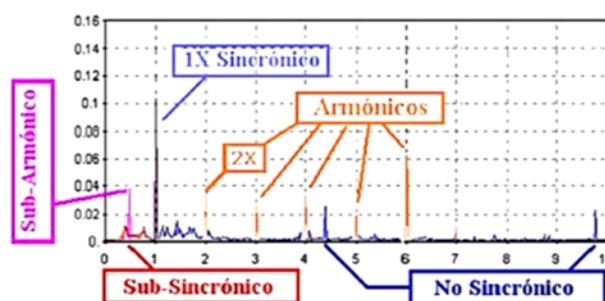


Figura 3.18: Componentes del espectro vibratorio.



3.2.1.5.2. ¿Cómo analizar un espectro vibratorio?.

Para poder analizar de buena forma un espectro vibratorio, debemos de realizar las siguientes acciones:

- Relacionar en forma precisa la frecuencia de las vibraciones con la velocidad de rotación de la máquina.
- Determinar para cada componente (frecuencia) vibratorio o grupos de componentes, la causa que la(s) genera.

NOTA:

Una forma importante de facilitar el análisis y diagnóstico de fallos es comparar el espectro medido con el espectro base, el cual corresponde a aquel que se tomó cuando la máquina estaba funcionando en buenas condiciones (generalmente, máquina recién instalada).

Así mismo, deberemos saber buscar las siguientes características:

- Componentes de la velocidad de rotación de la máquina.
- Armónicos de la velocidad de rotación.
- Frecuencias más bajas de la velocidad de rotación.
Distinguir si se trata de subarmónicos o subsincrónicos.
- Familias de armónicos y/o subarmónicos no relacionados a la frecuencia de rotación.
- Identificación de bandas laterales.
- Vibraciones de banda ancha.



3.2.1.6. Análisis vibratorio para desequilibrio.

El desequilibrio es uno de los fallos más comunes de vibración en maquinaria y, cuando se produce se caracteriza por altos valores en la frecuencia de rotación del equipo. Estos se producen debido a que al girar el rotor se genera una fuerza centrífuga radial hacia fuera, lo que provoca que el eje del rotor se flecte y la fuerza sea transmitida a los descansos de la máquina. La fuerza resultante tiene una forma armónica, por lo que su forma de onda sería senoidal, de amplitud constante (obviando los efectos del ruido y otros factores) y la frecuencia de excitación será la velocidad de giro del rotor.

3.2.1.6.1. Espectro vibratorio esperado.

El espectro vibratorio, representa una componente radial dominante a la 1X, pero debe tenerse cuidado, ya que no necesariamente esta condición representa por si sola un desequilibrio.

Cuando la condición predominante es el desequilibrio (no olvidemos que recurrentemente los problemas se presentan como una combinación de fallos) éste debe ser al menos el 80% del valor global medido. Esta condición es general, ya que muchas veces se presentan condiciones especiales como grandes vibraciones provenientes de otra fuente, donde esta regla no podría ser aplicable. El origen de la vibración del desequilibrio es fácil de entender, ya que el punto pesado pasa frente al elemento de medición una vez por cada revolución.



3.2.1.6.2. Dirección de la vibración.

Como se dijo anteriormente, las fuerzas generadas por el desequilibrio son radiales, es lógico pensar que la vibración radial (tanto vertical como horizontal) será predominante frente a la vibración axial. Caso especial es el de rotores en voladizo que si pueden presentar una componente axial no despreciable. La rigidez de un cuerpo no es la misma en todas las direcciones, se tendrá por lo general que la rigidez vertical será mayor que la horizontal, por lo que al alcanzarse diferencias sustanciales (del orden de 6 veces más rígidas) se podría dar origen incluso a problemas de resonancias.

En el caso de tenerse altas vibraciones axiales, tal como se dijo anteriormente, puede deberse a rotores en voladizo pero también puede ser producto de un desalineamiento y no de un desequilibrio.

3.2.2. Sistemas de detección. Sensores para la adquisición de datos.

En este punto cabe señalar que no con cualquier herramienta o instrumento puede ser detectado un desequilibrio, ya que es de vital importancia a la hora de diagnosticar, la frecuencia de vibración. Por lo tanto para detectar un desequilibrio es necesario contar con un instrumento que entregue la información de la frecuencia, bien sea directa o indirectamente, a través de medidas de parámetros a partir de los cuales obtener la información de la frecuencia.

La adquisición de dicha información pasará por elementos capaces de percibir la magnitud a medir.

Los sensores son dispositivos capaces de convertir una magnitud física, como puede ser la temperatura, la presión, el valor de pH, etc.,



en una diferencia de potencial o una variación de intensidad. Es decir, realizan una conversión de energías y suministran información sobre el estado y tamaño de la magnitud. Los sensores informan de su entorno y además esa información es cuantificable, es decir, medible por algún instrumento.

En el sistema de adquisición de datos lo primero es reconocer qué tipo de sensor se va a utilizar. Esto tanto porque el dispositivo de medición es el elemento más importante para aportar confiabilidad de los datos recabados como porque el tipo de dispositivo determinará también su montaje en el diseño.

3.2.2.1. Transductores.

Según la norma ISO 2041: *un transductor es un dispositivo diseñado para recibir energía de un sistema y suministrar energía ya sea del mismo tipo o de otra naturaleza, hacia otro sistema, de forma tal que a la salida del transductor aparezca la característica de interés de la energía de entrada.* Se trata pues de un dispositivo basado en sensores de medición.

Sin embargo, cuando se miden vibraciones con el objetivo de diagnosticar problemas en maquinaria, el análisis se debe efectuar en el dominio de las frecuencias para lo cual en forma funcional se emplea un sistema como el mostrado en la Figura 3.19.

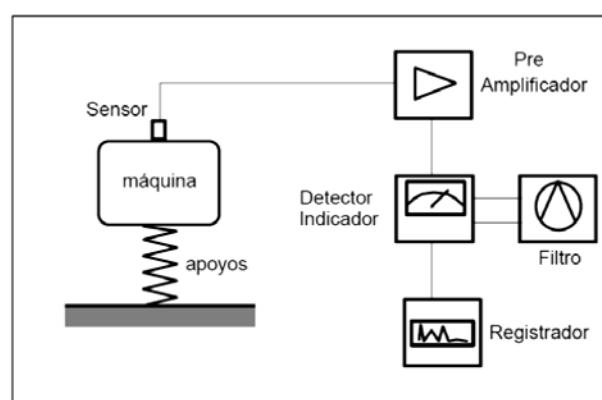


Figura 3.19: Diagrama funcional para la obtención de espectros de vibraciones.



Existen principalmente tres tipos de sensores en el estudio de las vibraciones mecánicas:

- a) Sensores de proximidad.
- b) Sensores de velocidad.
- c) Sensores de aceleración.

a) Sensor de proximidad.

Es un dispositivo que genera un campo electromagnético a través de un oscilador-demodulador interno que convierte un diferencial de voltaje en un campo magnético. Este campo genera un consumo de energía en el oscilador si es interceptado por alguna sustancia conductiva como el acero de una máquina rotativa. Cuando el eje se mueve, el consumo de energía en el oscilador varía. A través de esta variación del consumo el oscilador-demodulador envía la señal correspondiente al adquisidor de datos.

El voltaje de salida depende de la distancia a la que se posiciona la probeta. La señal de un transductor de proximidad depende de variables que afecten la modificación de este campo magnético tales como magnetismo residual de los materiales, la permeabilidad magnética y tensiones internas del material. Esto ocasiona que para cada material se requiera un tipo de transductor y una calibración adecuada.



Figura 3.20: Esquema general de un sensor de proximidad.



b) Sensor de velocidad.

Los sensores de velocidad son los más antiguos en la medición de vibraciones y están compuestos por un bobinado fijo a la carcasa del transductor y una masa magnética sostenida por un resorte. El sensor se fija a la superficie en donde se desea medir la vibración. El movimiento relativo entre la masa magnética y el bobinado genera una señal eléctrica proporcional a la velocidad de la superficie fijada.

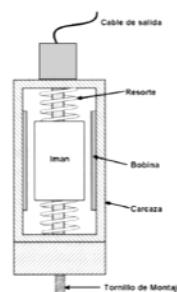


Figura 3.21: Diagrama de funcionamiento de un transductor de velocidad.

c) Sensor de aceleración.

Los acelerómetros también se fijan a la superficie de medición y suelen estar hechos de materiales piezoelectricos que responden con una carga eléctrica cuando son presionados por la masa sísmica. Dicha presión es producida por una fuerza proporcional a la aceleración del elemento fijado. El tipo de material piezoelectrico depende de las condiciones ambientales, temperatura y los rangos de frecuencia a medir.

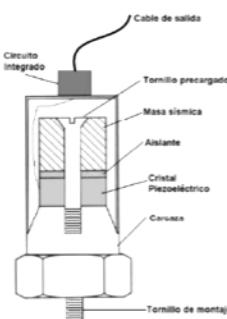


Figura 3.22: Diagrama de funcionamiento de un transductor de aceleración.



3.3. Procesamiento de señales.

3.3.1. Proceso de adquisición de datos.

El proceso a seguir con las señales desde la adquisición de estas, por medio del sensor adecuado, hasta la digitalización consta de tres etapas:

1. Conversión de la magnitud a una señal eléctrica.
2. Adaptación de la señal eléctrica para su lectura digital.
3. Sistema hardware de adquisición de datos, generalmente a través de un computador.

Proceso de adquisición de datos:

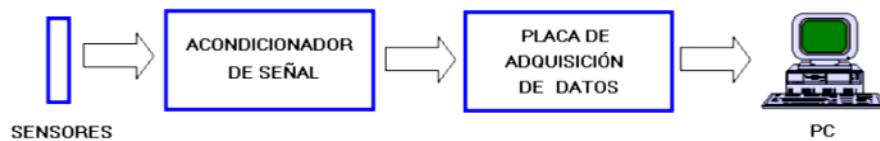


Figura 3.23: Esquema de Sistema de Adquisición de Datos.

- Acondicionador de señal.

El objetivo del acondicionador de señal es generar, a partir de lo obtenido por los sensores, una señal que sea aceptable por las tarjetas de adquisición de datos. Las tarjetas de adquisición de datos suelen admitir niveles de tensión que van entre unos márgenes determinados: -10V a 10V, 0 a 10V, 0 a 5V, etc. Las funciones principales que va a tener que realizar el acondicionador de señal son las siguientes:

- a) Transformación.
- b) Amplificación.
- c) Conversión por medio de optoacopladores.



- d) Filtrado.
- e) Excitación.
- f) Linealización.

a) Transformación:

Los sensores pueden proporcionar una diferencia de potencial o una variable de intensidad. Normalmente las tarjetas de adquisición de datos admiten diferencias de potencial, por lo que si el sensor proporciona una variación de intensidad, esta debe ser convertida en una diferencia de potencial proporcional.

b) Amplificación:

La señal proporcionada por los sensores suele ser de un valor muy pequeño, por lo que debe ser amplificada con el fin de que pueda ser detectada correctamente por la tarjeta de adquisición de datos. La amplificación debe ser tal que las variaciones de la señal recorran todo el margen de la tarjeta de adquisición de datos. La amplificación de las señales, en su origen, reduce el ruido que les puede afectar en su transmisión hasta el computador.

c) Conversión por medio de optoacopladores:

Consiste en la conversión de una señal eléctrica en una señal óptica, de luz. El principal objetivo de esta conversión consiste en aislar los sistemas eléctricos de los sensores de los sistemas eléctricos de la tarjeta de adquisición para que de esta forma, se evite tener que usar masas comunes, que en algunos casos producen problemas de derivación de corrientes. Conviene que los sensores de calidad realicen esta conversión por medio de optoacopladores.



d) Filtrado:

Con el filtrado se pretende eliminar ruidos de alta frecuencia que pueden hacer perder exactitud al sistema de adquisición de datos. Lo ideal es transportar la señal del sensor lo más limpia posible a la tarjeta de adquisición.

e) Excitación:

Hay muchos sensores que necesitan de una excitación, bien en corriente, bien en tensión, para producir la variación proporcional a la magnitud a medir.

f) Linealización:

No todos los sensores tienen una variación lineal con respecto a las variaciones de la magnitud que se miden; a veces es necesario realizar unos cálculos para convertir la respuesta del sensor en lineal.

- *Tarjetas de adquisición de datos.*

El último paso en un sistema de adquisición de datos son las tarjetas de adquisición de datos, estas tarjetas se encargan de:

- Las conversiones de señales desde analógica a digital, ADC.
- La comunicación con el ordenador.



3.4. Equilibrado.

3.4.1. Conceptos previos al análisis del equilibrado.

Tipos de rotores.

Previo al análisis de los diferentes métodos de equilibrado, debemos definir con qué clase de sistema se va a trabajar, en función de la relación L/D del rotor a estudio, lo que catalogará el mismo en rotor rígido o flexible, determinando así el posterior proceso de análisis.

Definamos, pues los *tipos de rotores* a estudio:

- *Rotor rígido:*

Son los rotores que normalmente giran a velocidades por debajo de la primera velocidad crítica. Por lo general este tipo de rotores gira en el orden del 80% de la velocidad crítica. Normalmente el 99% de los rotores industriales son rígidos, en especial los de motores eléctricos, bombas, entre otros que giren a 500, 1000, 1500 rpm. Por lo tanto los rotores rígidos son más fáciles de equilibrar, ya que el punto pesado coincide con el sentido de la vibración más alta.

- *Rotor flexible:*

Son aquellos cuya velocidad de giro está por encima de la primera frecuencia resonante crítica, lo cual significa que:

- En partidas y paradas se pasa necesariamente por una de velocidad crítica, la que debe ser reconocida para evitar permanecer en este rango.
- Al pasar por la velocidad crítica se produce un cambio en la manera de vibrar y forma de la flecha del eje del rotor. Por ende la fase de la frecuencia fundamental cambia en 180°.
- Por lo tanto el punto de equilibrio ya no coincide con el sentido de mayor vibración.



En vista de las características expuestas y teniendo en cuenta los modelos de equilibrado planteados en la tabla siguiente, podemos estructurar los tipos de análisis a realizar experimentalmente con el banco de ensayos.

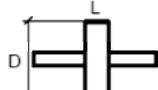
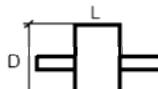
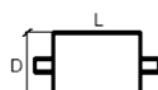
ROTOR	RELACIÓN L/D	MODELO DE BALANCEO		
		UN PLANO	DOS PLANOS	MÚLTIPLES PLANOS
	Menor que 0,5	Hasta 1000 rpm	Superior a 1000 rpm	NO
	Mayor que 0,5 y menor que 2	Hasta 150 rpm	150-2000 rpm Superior a 70% Vel. Crítica	Superior a 2000 rpm. Superior a 70% Vel. Crítica
	Mayor que 2	Hasta 100 rpm	Superior a 100 rpm y hasta el 70% Vel. Crítica	Superior a 70% Vel. Crítica

Tabla 3.1: modelos de desequilibrio.

Nuestro caso es un rotor rígido: rotores que no varíen su estado, cualquiera que sea la velocidad de giro. → Habrá que calcular el eje de tal manera que, logrando la velocidad de giro adecuada, este no flecte de forma que se produzcan variaciones en su estado de equilibrado.

Concepto de velocidad crítica:

Se denomina en general a cualquier velocidad de rotación que provoca altos valores de amplitud de vibración.

La velocidad crítica de cualquier equipo rotativo es la velocidad en la cual se genera una frecuencia que en su magnitud es igual a la frecuencia natural del equipo. En esta condición se dice que el equipo entra en régimen destructivo.



3.4.2. Métodos de equilibrado.

3.4.2.1. Equilibrado de rotores en un plano.

El equilibrado en un plano implica colocar o sacar un peso de corrección en un solo plano para lograr corregir el desequilibrio.

Para aplicar el desequilibrio en un plano debe cumplirse lo siguiente:

- El rotor es rígido o presenta desequilibrio puramente estático.
- Las amplitudes en cada rodamiento son similares.
- El ángulo de fase de ambos rodamientos es similar (se acepta por similar una diferencia de fase de no más de 30°).

En rotores en voladizo (caso especial), incluso en rotores largos, el equilibrado en un plano entrega resultados satisfactorios siempre y cuando el peso de corrección sea ubicado en el plano del centro de gravedad.

El método más común de corrección para este desequilibrio, es una prueba estática, en la que el conjunto eje rotor descansa sobre dos prismas perfectamente alineados que permitan rotar libremente al conjunto eje rotor (mínimo roce). El rotor rodará libremente hasta que la posición del punto pesado quede lo más cerca del centro de la tierra. Una vez encontrada esta posición, bastará colocar la masa correctora desfasada en 180° que equilibre dicho punto u/o eliminar la masa que provoca el desequilibrio puliendo en la zona del punto pesado.



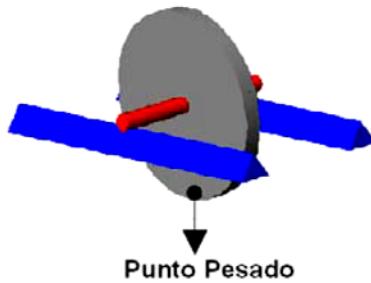


Figura 3.24: Indica de manera esquemática como realizar el equilibrado estático de un rotor.

Una de las ventajas comparativas de este método, además de la facilidad de aplicación, es la no necesidad de giro, por lo que no es necesario usar una máquina de equilibrado dinámico, lo que disminuye considerablemente los costos de operación.

Como no se conoce la magnitud del desequilibrio, estas correcciones se deberían hacer por tanteos. Pero si se introduce una masa de ensayo m , se puede determinar la corrección a introducir en el sistema:

Sea A la marca realizada en los ensayos anteriores y A' el punto situado a 180° , AA' es la vertical que pasa por la marca realizada en dichos ensayos.

Colocando una masa m en la periferia del disco (de radio r) según una dirección perpendicular a AA' , el rotor gira un ángulo ϕ , fácil de determinar experimentalmente.

Este ángulo está relacionado con el equilibrio de momentos debido a la masa del desequilibrio y a la masa de ensayo, es decir, está relacionado con la magnitud del desequilibrio.

Para equilibrar el sistema habrá que colocar en A' una masa

$$m^* = \frac{m}{\tan \theta}$$



Si se montan un disco y un eje desequilibrados sobre cojinetes, y se hacen girar, aparecerá una fuerza centrífuga de inercia $mr_G\omega^2$ como se ve en la figura.

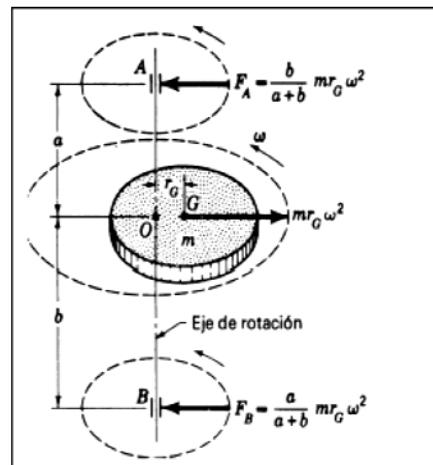


Figura 3.25: esquema desequilibrio.

Esta fuerza actúa sobre el eje y aparecen reacciones giratorias en los cojinetes.

Se establece la siguiente notación:

m : masa total del sistema.

m_u : masa no equilibrada.

k : rigidez del eje (magnitud de la fuerza necesaria para flexionar al eje una distancia unitaria cuando se aplica en O).

c : coeficiente de amortiguamiento viscoso.

Si se selecciona cualquier coordenada x normal al eje, se puede escribir la ecuación de movimiento y hallar el movimiento del punto O y el ángulo de fase:

$$x = \frac{m_u r_G \omega^2 \cos(\omega t - \phi)}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + c^2\omega^2}}$$

Siendo: $\phi = \tan^{-1} \frac{c\omega}{k-m\omega^2}$



Si se designa a la excentricidad $e = r_G$, se obtiene la relación de amplitudes de la vibración del conjunto de disco y eje girando:

$$\frac{mX}{m_ue} = \frac{(\omega/\omega_n)^2}{\sqrt{(1 - \omega^2/\omega_n^2)^2 + (2\xi\omega/\omega_n)^2}}$$

Volviendo a la figura 3.25., si se designa O como el centro del eje en el disco y G como el centro de masa del disco, y no se considera amortiguamiento, se puede llegar a conclusiones interesantes al representar gráficamente esta ecuación.

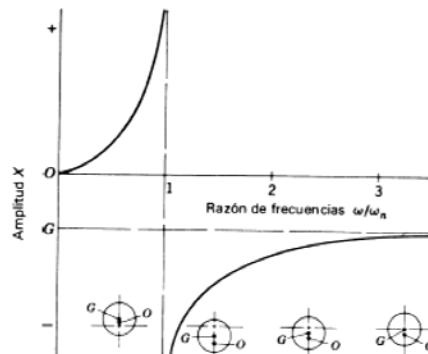


Figura 3.26: relación amplitud-frecuencia.

En la figura también aparece la posición relativa de tres puntos, O, G y el eje de rotación en la intersección de las líneas de centro de los cojinetes, para distintas frecuencias de giro. Se ve que la amplitud del movimiento nunca vuelve a ser cero al aumentar la velocidad del eje, sino que alcanza un valor final de $-r_G$. En este caso el disco se encuentra girando en torno a su propio centro de gravedad que entonces coincide con la línea central de los cojinetes.

En definitiva, los sistemas rotativos estáticamente desequilibrados generan vibraciones indeseables y reacciones giratorias en los cojinetes. Para resolver este problema, se



puede reducir la excentricidad r_G utilizando equipos de equilibrado estático aunque será imposible reducirla a cero.

3.4.2.2. Equilibrado de motores en dos o más planos.

Como regla general el equilibrado en dos planos debe efectuarse cuando se tienen las siguientes condiciones, producto de la medición de vibraciones:

- El rotor es rígido.
- Los descansos son flexibles pero no resonantes.
- Sólo dos rodamientos soportan la carga radial.
- Existe gran cantidad de desequilibrio par.

Se analizará uno de los cuatro tipos de desequilibrio dinámico expuestos según la *norma ISO 1925*, sirviendo este para exemplificar los efectos a estudio.

El efecto del desequilibrio dinámico en un rotor se puede representar por la siguiente figura:

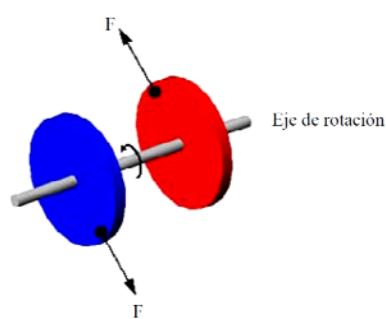


Figura 3.27: Desequilibrio par o de momento.

Si las dos masas desequilibradas son idénticas y opuestas (desfasadas en 180°), el rotor estará equilibrado estáticamente respecto del eje de rotación, sin embargo cuando el rotor gira, cada



disco generará una fuerza centrífuga, produciéndose así un momento capaz de desplazar el eje de sus apoyos.

La figura representa un rotor en el que se podría suponer que se colocan dos masas iguales, m_1 y m_2 en los extremos opuestos del rotor, y a distancias iguales r_1 y r_2 , del eje de rotación.

Se puede ver que el rotor se encuentra estáticamente equilibrado.

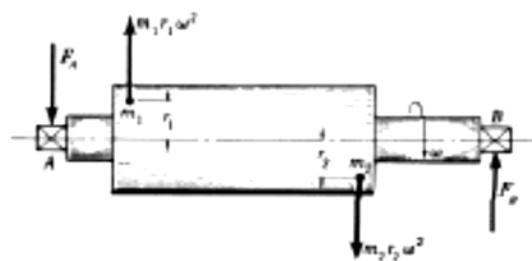


Figura 3.28: Desequilibrio par.

Si el rotor se hace girar a una velocidad angular ω aparecerán actuando las fuerzas centrífugas $m_1r_1\omega^2$ y $m_2r_2\omega^2$, respectivamente, en m_1 y m_2 sobre los extremos del rotor. Estas fuerzas centrífugas producirán dos reacciones desiguales en los cojinetes, F_A y F_B , y todo el sistema de fuerzas girará con el rotor a la velocidad angular ω . Se ve que, el rotor puede estar estáticamente equilibrado y, al mismo tiempo, dinámicamente desequilibrado.

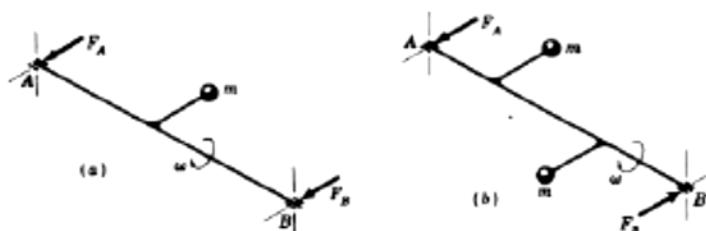


Figura 3.29: Desequilibrio par o de momento.



En la figura 3.29., se presentan los dos casos de desequilibrio:

- En la figura (a), se presenta un eje con desequilibrio estático. Cuando el rotor gira, las dos reacciones de los cojinetes están en el mismo plano y tienen la misma dirección.
- En la figura (b), se ve un eje balanceado estática pero no dinámicamente. Cuando el rotor gira, el desequilibrio crea un par que tiende a voltear el rotor.

En el caso más general, la distribución de la masa a lo largo del eje de la pieza depende de la configuración de la misma, pero también habrá que tomar en consideración los errores que se hayan podido producir al mecanizar la pieza. También puede provocar otros errores o desequilibrios un calibrado inapropiado, la existencia de chavetas y el propio montaje. Por consiguiente, una pieza desequilibrada estará casi siempre desequilibrada tanto estática como dinámicamente.

Para analizar cualquier sistema giratorio, se usan las ecuaciones de equilibrio.

$$\sum \mathbf{F} = 0$$

$$\sum \mathbf{M} = 0$$

Para representar en forma gráfica estas ecuaciones se construye un polígono de fuerzas, tomando la fuerza centrífuga en la dirección radial y proporcionales al producto $m \cdot r$ (el factor de proporcionalidad es ω^2). El vector $m_C \cdot R_C$ que requiere del polígono para cerrarse indica la magnitud y la dirección de la corrección.



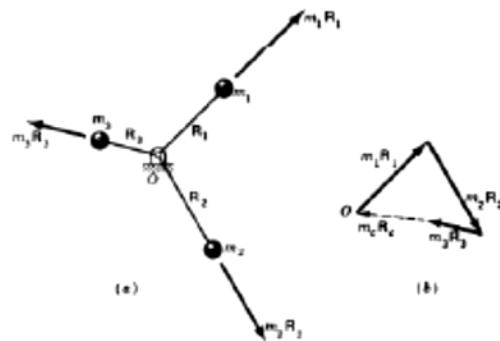


Figura 3.30: Polígono de momentos.

Con respecto a la ecuación de momentos, se toma una suma de momentos de las fuerzas centrífugas con respecto a algún punto, incluyendo las correcciones, y se construye el polígono de momentos, tomando como dirección del vector la radial.

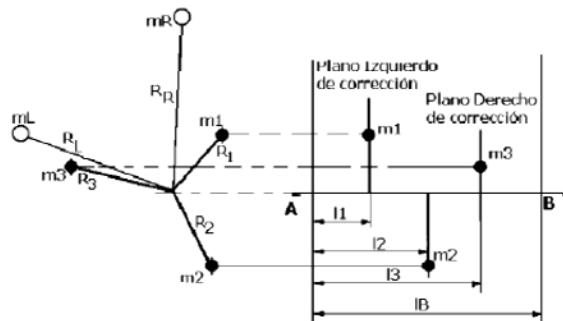


Figura 3.31: Suma de momentos de las fuerzas centrífugas.

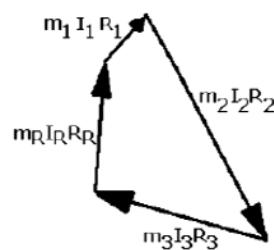


Figura 3.32: Polígono de momentos.

$$m_1 \cdot I_1 \cdot \mathbf{R}_1 + m_2 \cdot I_2 \cdot \mathbf{R}_2 + m_3 \cdot I_3 \cdot \mathbf{R}_3 + m_R \cdot I_R \cdot \mathbf{R}_R = 0$$

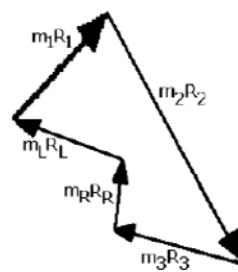


Figura 3.33: Polígono de momentos.

El verdadero diagrama se obtiene haciendo girar 90° este último y escalándolo con ω^2 . Si no se hace esto último, el vector de cierre $m_R \cdot I_R \cdot R_R$ del polígono empleado proporciona de forma directa, no sólo la magnitud sino la dirección de la corrección requerida para el plano elegido.

$$\Sigma F = m_1 \cdot R_1 + m_2 \cdot R_2 + m_3 \cdot R_3 + m_R \cdot R_R + m_L \cdot R_L = 0$$

3.4.2.3. Separación estático par.

Este método consiste en una técnica sencilla para separar el desequilibrio par (momento) del estático.

La derivación estático par consiste en dibujar en un diagrama polar los vectores obtenidos con un sensor (el sensor debe estar en la misma dirección en ambos descansos).

Por ejemplo, se tiene el siguiente diagrama según los datos obtenidos por un transductor puesto en cada una de las caras del rotor (descansos).



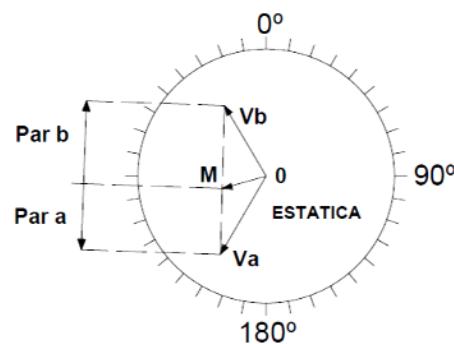


Figura 3.34: Separación estático par para el equilibrado, en un plano.

La línea que va desde V_b a V_a representa el desequilibrio par, hasta el punto medio M, de modo que la componente de vibración estática en cada plano de equilibrio corresponde al vector OM.

Por medio de este procedimiento se puede definir rápidamente si corresponde realizar equilibrado en uno o dos planos.

La figura 3.35. es la representación en el espacio de la figura del ejemplo anterior.

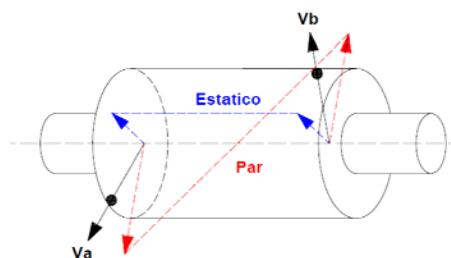


Figura 3.35: Separación estático par para el equilibrado, en dos planos.

En la práctica el problema del ejemplo anterior puede ser resuelto en tres planos, mediante el método de la derivación estático par.

3.4.2.4. Método vectorial (midiendo amplitud y fase de vibración).

El método vectorial de equilibrado, es un método simple que permite realizar el equilibrado de un rotor en uno y dos planos con el menor número posible de paradas y arranques de la máquina.

Para realizar la corrección por este método en un plano se debe conocer el desequilibrio inicial y su fase O . Se detiene la máquina y se fija una masa conocida en una posición cualquiera del rotor A. Se vuelve a medir (desequilibrio, fase) y se obtiene un desequilibrio y desfase resultante entre O y A.

A partir de esta información se puede dibujar un diagrama vectorial a escala, para observar el efecto de la masa agregada sobre el desequilibrio. Primero se traza un segmento proporcional a D_0 y otro proporcional a D_r con su respectivo desfase X° , uniéndolos los extremos de ambos se obtiene un tercer vector, que representa el desequilibrio que presentará el peso de prueba, si el rotor estuviese perfectamente equilibrado, cuyo valor es D_p .

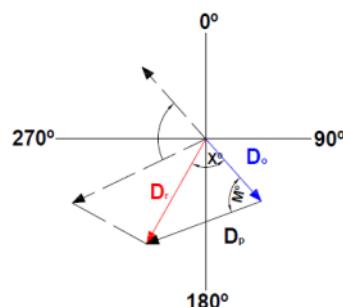


Figura 3.36: Diagrama para desarrollar el método vectorial.

Un equilibrado ideal sugiere que el vector D_p sea igual y opuesto al desequilibrio original D_0 . Para que D_p sea opuesto a D_0 , deberá rotar un ángulo M° en sentido horario, lo que se logra girando el peso tentativo en el mismo ángulo y sentido, como se ve en la figura.



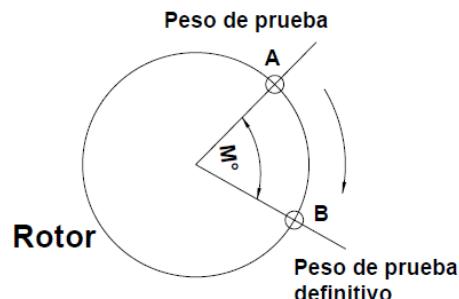


Figura 3.37: Ubicación de los pesos de prueba para el desarrollo del método vectorial.

Por otra parte si las magnitudes de los vectores D_p y D_0 son distintas, se debe aumentar o disminuir el peso de prueba según corresponda.

La masa definitiva se calcula multiplicando la masa de prueba por la razón de desequilibrio:

$$\text{Masa definitiva} = \text{Masa de prueba} \cdot \frac{D_0}{D_p}$$

Realizando el procedimiento descrito anteriormente el equilibrado queda concluido. En la práctica es normal que como resultado del equilibrado aparezca una vibración remanente debido a los errores en la medición del ángulo de fase, es por esto que se debe repetir el proceso hasta alcanzar niveles aceptables de vibración residual.

Para el caso del equilibrado en dos planos el procedimiento es análogo, solo que se debe realizar en ambos planos, es por esto que se debe tener en cuenta el fenómeno de efecto cruzado. Lo que significa que se produce una alteración en la vibración de un plano al equilibrar el otro, por ello este método se considera reiterativo, es decir se debe equilibrar cada plano en forma individual y alternada hasta conseguir niveles aceptables de vibración residual en cada uno de ellos.



3.4.2.5. Método de Den Hartog (Método gráfico).

A continuación se muestra una descripción general del método:

- Se mide la vibración original V_0 (amplitud).
- Se marcan las posiciones angulares en el rotor (0° , 90° y 180°).
- Se coloca una masa de prueba $(me)_p$ en un ángulo θ_1 en el rotor y se mide la vibración resultante V_1 (amplitud).
- Se retira la masa de prueba $(me)_p$ y se coloca en un ángulo $\theta_2 = \alpha_1 + 180^\circ$ en el rotor y se mide la vibración resultante V_2 (amplitud).
- Se retira la masa de prueba $(me)_p$ y se coloca en cualquier ángulo θ_3 , diferente a los anteriores en el rotor y se mide la vibración resultante V_3 (amplitud), para conocer en qué sentido se miden los ángulos, si en sentido horario o antihorario.
- Se construye el gráfico, se estima la masa correctiva $(me)_0$ y la posición angular α_0 , siendo la suma de α_1 más el valor del ángulo que forma V_0 y V_x .

Todas las medidas se deben hacer aproximadamente a la velocidad de operación de la máquina ω_{ope} .

Para realizar el equilibrado por este método se debe seguir los siguientes pasos:

- 1) Hacer una circunferencia de radio V_0 .

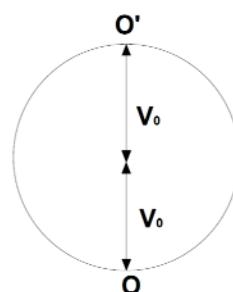


Figura 3.38: Paso 1 para el desarrollo del método de Den Hartog.



- 2) Se trazan cuatro semi-circunferencias con centro en O y O' de radio V_1 y V_2 respectivamente.

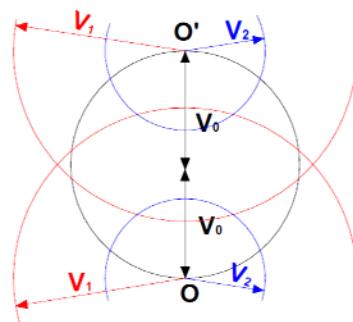


Figura 3.39: Paso 2 para el desarrollo del método de Den Hartog.

- 3) Se mide V_x y se estima la masa correctiva:

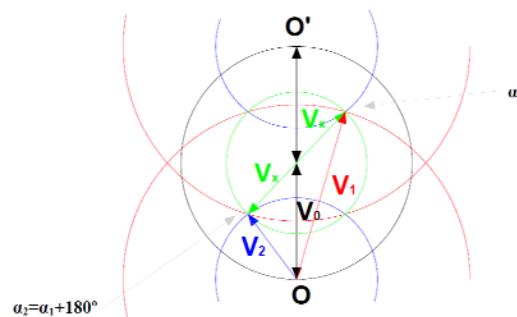


Figura 3.40: Paso 3 para el desarrollo del método de Den Hartog.

Para realizar la estimación de la masa correctora se utiliza la siguiente ecuación:

$$(me)_0 = (me)_p \frac{|V_0|}{|V_x|}$$

Donde:

$(me)_0$: es la masa correctiva.

$(me)_p$: es la masa de prueba.

V_0 : es la vibración original (antes de añadir la masa de prueba).

V_x : vector resultante de la adición de peso.



- 4) Se traza una semicircunferencia de radio V_3 con centro en O y se estima la posición angular de $(me)_0$.

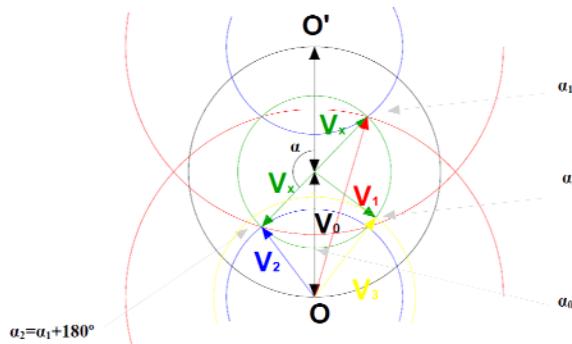


Figura 3.41: Paso 4 para el desarrollo del método de Den Hartog.

Conociendo α_1 , α_2 y α_3 se estima la posición radial α'_0 de la masa correctora, ya que el valor angular de α_0 queda determinado por el ángulo formado entre la línea vertical V_0 y V_x tal como se indica en la figura anterior.

Cabe destacar que el tercer valor de amplitud V_3 , es sólo para comprobar que el triángulo que se forma de la intersección de V_1 , V_2 y V_3 está en la posición que corresponde.

3.4.2.6. Método Siebert.

Este es un método similar al descrito anteriormente, ya que también realiza el equilibrado de manera gráfica y midiendo la amplitud de la vibración.

- Se mide la vibración original V_0 (amplitud).
- Se marcan las posiciones angulares en el rotor.
- Se coloca una masa de prueba $(me)_p$ en un ángulo α_1 en el rotor y se mide la vibración resultante V_1 (amplitud).

- Se retira la masa de prueba $(me)_p$ y se coloca en un ángulo α_2 , diferente al anterior, en el rotor y se mide la vibración resultante V_2 (amplitud).
- Se retira la masa de prueba $(me)_p$ y se coloca en cualquier ángulo α_3 , diferente a los anteriores, en el rotor y se mide la vibración resultante V_3 (amplitud).
- Se construye el gráfico y se estima la masa correctiva $(me)_0$ y posición angular α_0 .

Todas las medidas se deben hacer aproximadamente a la velocidad de operación de la máquina ω_{ope} .

- 1) Se dibuja una circunferencia con radio V_0 y se marcan las posiciones angulares en ella.

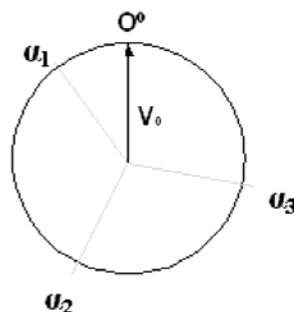


Figura 3.42: Paso 1 para el desarrollo del método de Siebert.

- 2) Con origen en α_1 se traza una circunferencia de radio V_1 , análogamente en α_2 , con radio V_2 y en α_3 con radio V_3 .

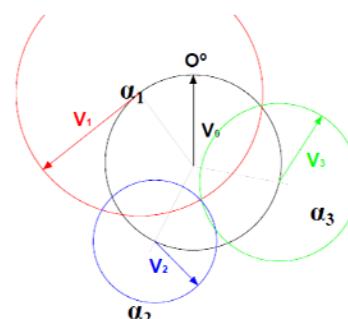


Figura 3.43: Paso 1 para el desarrollo del método de Siebert.



3) Se mide V_x y se estima la masa de corrección $(me)_0$ y el ángulo α_0 .

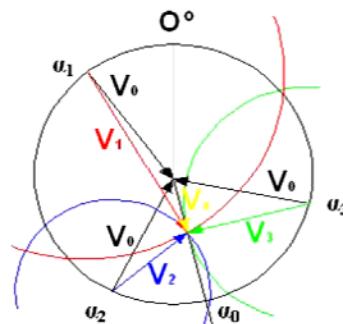


Figura 3.44: Paso 2 para el desarrollo del método de Siebert.

La estimación de la masa correctora se hace utilizando la misma ecuación del método anterior.

$$(me)_0 = (me)_p \frac{|V_0|}{|V_x|}$$

3.4.2.7. Método de las masas de prueba (Coeficientes de influencia).

El método de las masas de prueba se ha desarrollado para contrarrestar el fenómeno del efecto cruzado, en este método se incluye la influencia real en el plano de medición que producirá el colocar un peso de prueba sobre otro plano independiente.

Es por ello que se deben encontrar los coeficientes de influencia, que es la razón entre la medida de la vibración en el plano de medición (donde estará ubicado el sensor) y el desequilibrio que genera un plano independiente a lo largo del rotor (donde se ubica la masa de prueba).

Una vez encontrado los coeficientes de influencia de un rotor, se puede encontrar un conjunto de fuerzas que anulen las vibraciones producidas por las perturbaciones en los planos de medición.



El método será aplicable a ensayos cuyo número de planos de corrección sea igual al número de planos de medición.

El desarrollo del método de las masas de prueba estará dado por la solución de un sistema de ecuaciones, obteniéndose con ello los respectivos pesos de las masas correctoras. Para luego descomponerlas en sus componentes cartesianas y llevar luego las expresiones a una representación matricial.

Cabe destacar que con el apoyo de una calculadora programable es posible realizar este procedimiento en un tiempo bastante reducido.

Desarrollo del método:

- Se mide la vibración original V_{0A} en el plano A y V_{0B} en el plano B.
- Se marcan las posiciones angulares en ambos planos del rotor.
- Se coloca una masa de prueba m_A en el plano A y se mide la vibración resultante V_{1A} en el plano A y V_{1B} en el plano B.
- Se retira la masa de prueba m_A .
- Se coloca una masa de prueba m_B en el plano B y se mide la vibración resultante V_{2A} en el plano A y V_{2B} en el plano B.
- Se retira la masa de prueba m_B .
- Se calculan las masas correctivas m'_A y m'_B a colocar en los planos A y B respectivamente.

- 1) Se mide la vibración original:

V_{0A} en el plano A

V_{0B} en el plano B





Figura 3.45: Paso 1 para el desarrollo del método de las masas de prueba.

- 2) Se coloca la masa de prueba m_A en el plano A y se mide la vibración resultante:

V_{1A} en el plano A

V_{1B} en el plano B

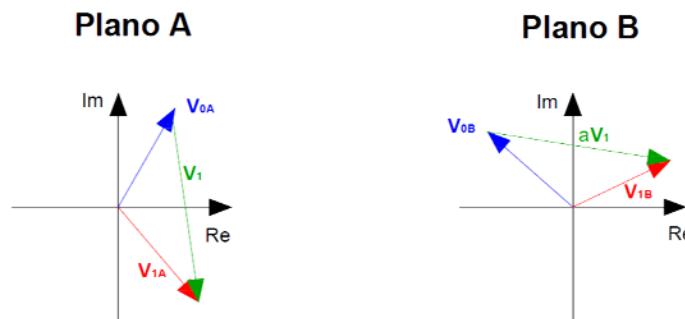


Figura 3.46: Paso 2 para el desarrollo del método de las masas de prueba.

$$V_1 = V_{1A} - V_{0A}$$

$$\alpha V_1 = V_{1B} - V_{0B}$$

$$\alpha = \frac{V_{1B} - V_{0B}}{V_{1A} - V_{0A}}$$

- 3) Como el procedimiento indica que se debe colocar una masa de prueba en cada plano de equilibrado, se coloca una masa m_B en el plano B y se debe medir la vibración resultante en ambos planos, análogo a lo descrito anteriormente:

V_{2A} en el plano A

V_{2B} en el plano B



Obteniéndose del desarrollo anterior, las siguientes ecuaciones:

$$\beta V_2 = V_{2A} - V_{0A}$$

$$V_2 = V_{2B} - V_{0B}$$

$$\beta = \frac{V_{2A} - V_{0A}}{V_{2B} - V_{0B}}$$

4) El paso siguiente es colocar ambas masas m_A y m_B en los planos A y B respectivamente, obteniéndose:

V_{RA} en el plano A

V_{RB} en el plano B

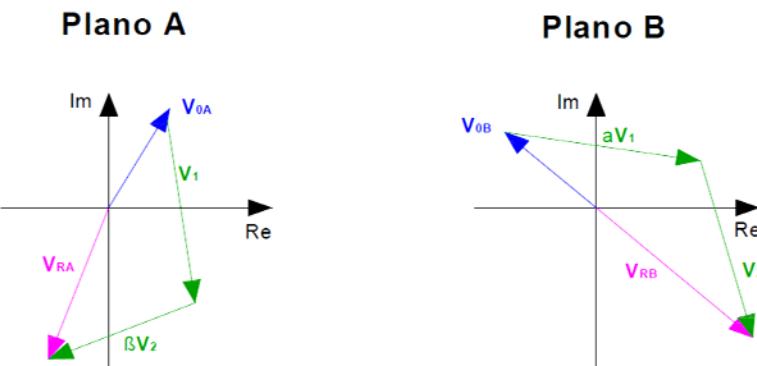


Figura 3.47: Paso 4 para el desarrollo del método de las masas de prueba.

Los valores de V_{RA} y V_{RB} son distintos de cero, ya que m_A y m_B , corresponden a los valores obtenidos con las masas de prueba y no a las masas correctivas.

5) Para solucionar el problema se debe colocar simultáneamente $m'_A = \sigma m_A$ en el plano A y $m'_B = \gamma m_B$ en el plano B, para obtener:

$$V_{RA} = 0 \text{ en el plano A}$$

$$V_{RB} = 0 \text{ en el plano B}$$



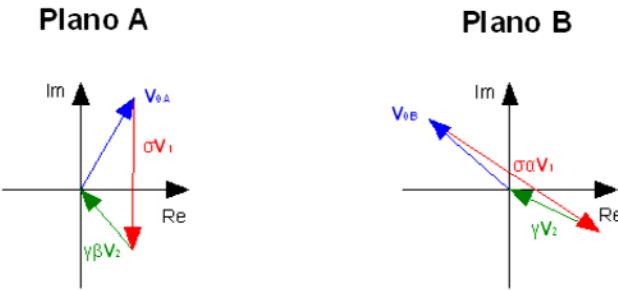


Figura 3.48: Paso 5 para el desarrollo del método de las masas de prueba.

Desarrollando las siguientes igualdades, se obtienen los valores de σ y γ respectivamente.

$$V_{RA} = V_{0A} + \sigma V_1 + \gamma \beta V_2 = 0 \quad V_{RB} = V_{0B} + \sigma \alpha V_1 + \gamma V_2 = 0$$

$$\sigma = \frac{\beta V_{0B} - V_{0A}}{(1 - \alpha\beta)V_1} \quad \gamma = \frac{\alpha V_{0A} - V_{0B}}{(1 - \alpha\beta)V_2}$$

3.4.2.8. Método de bastidor basculante.

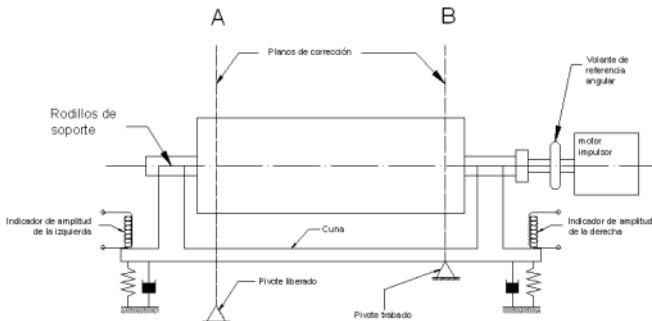


Figura 3.49: Esquema de bastidor basculante.

En la figura podemos ver un rotor a equilibrar montado sobre unos rodillos de soporte que están sujetos a un bastidor basculante. Elegimos los planos de corrección que se harán coincidir con los pivotes. Nunca estarán los dos pivotes trabajando. Primero se libera un pivote y se hace girar el rotor. Se miden la magnitud y el ángulo de ubicación de la corrección. Luego se hace lo mismo pero liberando el otro pivote, ya que a las medidas no afectan los

momentos en el plano del pivote fijo. Por tanto, los equilibrios medidos con el pivote derecho fijo serán corregidos en el plano de corrección de la izquierda y viceversa.

3.4.2.9. Punto nodal.

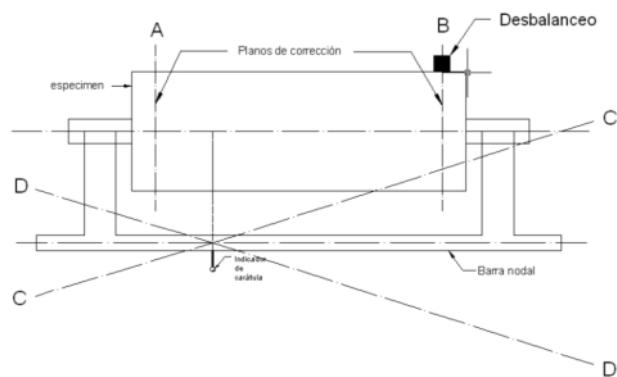


Figura 3.50: Esquema máquina análisis punto nodal.

Este método consiste en encontrar el punto de vibración cero. Para ello colocamos el rotor a equilibrar sobre cojinetes a un soporte conocido como barra nodal. Suponemos que el eje está equilibrado en el plano de corrección de la izquierda pero existe un desequilibrio en el de la derecha. Si se hace girar el rotor se produce una vibración del conjunto y la barra nodal gira en torno a algún punto. Para saber cuál es ese punto deslizamos un reloj comparador sobre la barra nodal y vemos cuando el movimiento es cero. Ese punto será el punto nodal o nulo. Debemos recordar que hemos supuesto al principio que no existía desequilibrio en el plano de corrección de la izquierda. Por tanto, si existiera la magnitud del desequilibrio la marcaría el reloj comparador situado en el punto nodal calculado anteriormente independientemente del desequilibrio que existiera en el plano de la derecha.

3.4.2.10. Compensación mecánica.

Un rotor desequilibrado situado en una máquina de equilibrado desarrolla una vibración al girar. Se pueden introducir en la máquina de equilibrar fuerzas equilibrantes en cada plano de corrección que compensen exactamente las fuerzas que provocan la vibración. El resultado de introducir estas fuerzas será un rotor que funciona con suavidad. Al detenerse se miden la ubicación y magnitud de las fuerzas equilibrantes, para obtener la corrección exacta que se requiere. Este método recibe el nombre de compensación mecánica.

Cuando se utiliza la compensación mecánica, no importa la velocidad del rotor durante el equilibrado debido a que el equipo estará calibrado para todas las velocidades. El equipo electrónico es simple, no requiere incluir amortiguamiento y la máquina es fácil de operar ya que el desequilibrio en ambos planos de equilibrado se mide simultáneamente, y la magnitud y ubicación se leen directamente.

En la figura (a) se ve que al observar un extremo del rotor, se ve uno de los planos de corrección con el desequilibrio que se va a corregir representado con $\omega \cdot r$

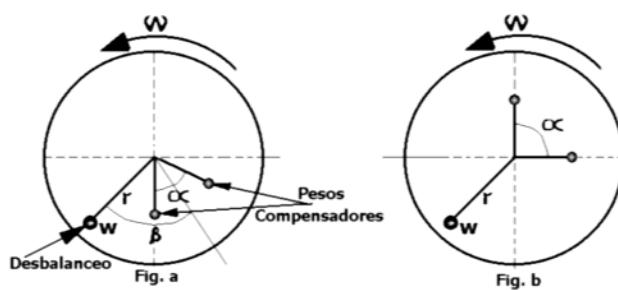


Figura 3.52: esquema de desequilibrio.

En la figura aparecen también dos pesos compensadores. Los tres pesos deben girar con la misma velocidad angular ω , pero se puede hacer variar la posición relativa entre ambos pesos



compensadores, y en relación con el peso no equilibrado, por medio de dos controles:

- El control de magnitud hace variar el ángulo α entre los pesos compensadores. Da una lectura directa cuando se compensa el desequilibrio del rotor.
- El control de ubicación cambia el ángulo β (posición angular de los pesos compensadores en relación con el desequilibrio). Cuando se compensa (equilibra) el rotor en este plano, un indicador en el control señala el desfase angular exacto del desequilibrio.

Si, por ejemplo, la magnitud de la vibración se midiera eléctricamente y se presentara en un voltímetro, se aseguraría la compensación cuando la manipulación de los controles permitiera conseguir que la lectura en el voltímetro fuese cero.

3.4.2.11. Equilibrado “in situ” con calculadora programable. Método de las tres carreras.

Se puede equilibrar una máquina “in situ”, equilibrando un solo plano cada vez. En tal caso, sin embargo, los efectos cruzados y la interferencia de los planos de corrección a menudo requieren que se equilibre cada extremo del rotor dos o tres veces para alcanzar resultados satisfactorios. Además, algunas máquinas pueden llegar a necesitar hasta una hora para alcanzar su velocidad de régimen, y esto introduce más demoras en el procedimiento de balanceado.

El equilibrado “in situ” es necesario para rotores muy grandes para los que las máquinas de equilibrado no resulten prácticas. Incluso, aun cuando los rotores de alta velocidad se equilibren en el



taller durante su fabricación con frecuencia resulta necesario volverlos a equilibrar “in situ” debido a ligeras deformaciones producidas por el transporte, por fluencia o por altas temperaturas de operación.

Se han desarrollado métodos de equilibrado en dos planos “in situ” que se pueden expresar haciendo uso del álgebra compleja y se resuelven con una calculadora programable. En el análisis que sigue se usarán letras en negrita para representar números complejos:

$$\mathbf{R} = (\mathbf{R}, \Theta) = R \cdot e^{j\Theta} = x + j y$$

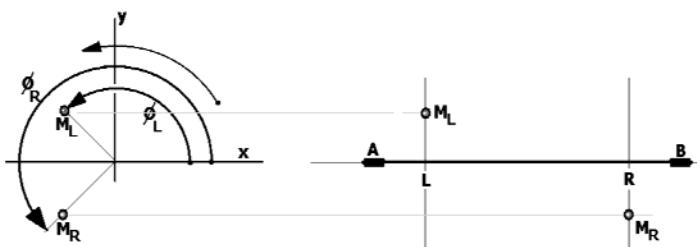


Figura 3.53: equilibrado in situ.

En la figura anterior, se supone que existen los desequilibrios desconocidos M_L y M_R en los planos de corrección izquierdo y derecho, respectivamente. Las magnitudes de estos desequilibrios son M_L y M_R y se localizan en los ángulos ϕ_R y ϕ_L a partir de la referencia de la rotación. Una vez que se hayan determinado estos desequilibrios, bastará con localizar sus negativos en los planos izquierdo y derecho para lograr el equilibrado.

Los desequilibrios giratorios M_L y M_R producen perturbaciones en los cojinetes A y B. Los equipos comerciales para equilibrado “in situ” permiten medir las amplitudes y los desfasajes angulares de estas perturbaciones. Se usará la notación $X = X/\Phi$, con los subíndices apropiados, para designar estas amplitudes.



En el equilibrado “in situ”, se llevan a cabo tres ensayos (**Método de las tres carreras**):

- PRIMER ENSAYO. Se miden las amplitudes $X_A = X_A / \varphi_A$ y $X_B = X_B / \varphi_B$ en los cojinetes A y B, debidas sólo a los desequilibrios originales $M_L = M_L / \varphi_L$ y $M_R = M_R / \varphi_R$.
- SEGUNDO ENSAYO. Se agrega la masa de ensayo $m_L = m_L / \theta_L$ al plano de corrección de la izquierda y se miden las amplitudes $X_{AL} = X_{AL} / \varphi_{AL}$ y $X_{BL} = X_{BL} / \varphi_{BL}$ en los cojinetes izquierdo y derecho (A y B), respectivamente.
- TERCER ENSAYO. Se elimina la masa de ensayo $m_L = m_L / \theta_L$ y se añade la masa de ensayo $m_R = m_R / \theta_R$ en el plano de corrección del lado derecho, midiéndose nuevamente las amplitudes en los cojinetes: $X_{AR} = X_{AR} / \varphi_{AR}$ y $X_{BR} = X_{BR} / \varphi_{BR}$.

(En las pruebas anteriores, el término “masa de ensayo” significa lo mismo que desequilibrio de ensayo, si se utiliza una distancia unitaria desde el eje de rotación).

Para desarrollar las ecuaciones para el desequilibrio se define primero el concepto de *rigidez compleja*:

Se entiende como tal, a la amplitud que resultaría en cualquiera de los cojinetes debida a un desequilibrio unitario ubicado en la intersección de la marca de referencia giratoria (desfase nulo) y uno de los planos de corrección. Por tanto, es necesario encontrar las rigideces complejas (A_L, B_L) y (A_R, B_R) debidas a un desequilibrio unitario ubicado en la intersección de la marca de referencia giratoria y los planos L y R, respectivamente. Conocidas las rigideces, y de



acuerdo con los tres ensayos descritos anteriormente, se podrían escribir las siguientes de ecuaciones complejas:

$$X_{AL} = X_A + A_L m_L$$

$$X_{BL} = X_B + B_L m_L$$

$$X_{AR} = X_A + A_R m_R$$

$$X_{BR} = X_B + B_R m_R$$

Realizados los tres ensayos, las rigideces serán las únicas incógnitas en estas ecuaciones:

$$A_L = (X_{AL} - X_A) / m_L$$

$$B_L = (X_{BL} - X_B) / m_L$$

$$A_R = (X_{AR} - X_A) / m_R$$

$$B_R = (X_{BR} - X_B) / m_R$$

Una vez determinadas las rigideces, y de acuerdo con la definición de rigidez compleja, del primer ensayo se tiene:

$$X_A = A_L M_L + A_R M_R$$

$$X_B = B_L M_L + B_R M_R$$

Y resolviendo simultáneamente este par de ecuaciones, pueden determinarse los desequilibrios incógnitas en ambos planos de equilibrado:

$$M_L = \frac{X_A B_R - X_B A_R}{A_L B_R - A_R B_L}$$

$$M_R = \frac{X_B A_L - X_A B_L}{A_L B_R - A_R B_L}$$



3.4.2.12. Máquinas de equilibrado estático.

Una máquina de equilibrado estático sirve para ver, como su propio nombre indica, si una pieza está equilibrada estáticamente o no, y en caso de no estarlo, calcular la magnitud y la localización del desequilibrio, es decir, sirve para medir el desequilibrio. Estas máquinas sirven sólo para calcular desequilibrios de piezas cuyas dimensiones axiales sean muy pequeñas, como por ejemplo: engranes, levas, poleas, ruedas, ventiladores, volantes, impulsores...

A veces, se puede considerar que la masa de las piezas está concentrada en un solo plano, luego a estas máquinas se les suele llamar máquinas de equilibrado en un solo plano.

Se suele utilizar un péndulo apoyado en un pivote, sobre el que se pone la pieza. Se utilizan amortiguamientos para evitar el balanceo del péndulo. Éste se inclinará un ángulo y bajará lógicamente por la dirección radial en la que se encuentre el desequilibrio, como podemos ver en la figura. Luego la dirección de la inclinación nos dará la ubicación del desequilibrio y el ángulo la magnitud.

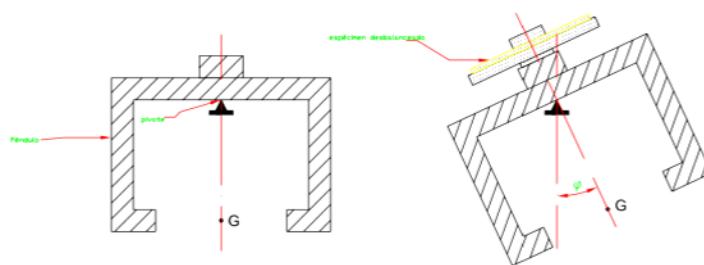


Figura 3.54: Máquina de equilibrado estático.

Para hacer correctamente las mediciones del desequilibrio, se monta sobre la plataforma de la máquina de desequilibrio un nivel universal como el de la figura.

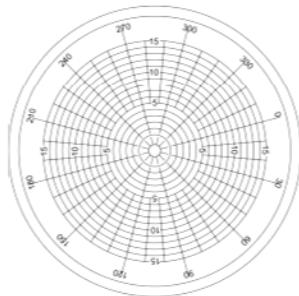


Figura 3.55: nivel universal que se pone sobre la plataforma de las máquinas de equilibrado, para medir el desequilibrio.

Una burbuja colocada en el centro, se mueve a la vez que el desequilibrio y mostrará la ubicación y la magnitud de la corrección del mismo.



4. Estudio del proceso a realizar con el banco de pruebas.

4.1. Recopilación y análisis de datos.

4.1.1. Inspección visual.

La recopilación de la información es necesaria antes del análisis.

El usuario debe tener en claro los conceptos de los fenómenos de las vibraciones, para el correcto análisis y posterior diagnóstico. Además deberá inspeccionar manualmente el estado de los componentes a analizar.

Primero el usuario debe realizar una inspección visual con los siguientes objetivos:

- Verificar las conexiones eléctricas, estado de los conductores o interruptores para evitar una posible descarga eléctrica.
- Inspeccionar las protecciones de los componentes ya sean eléctricos o mecánicos, haciendo hincapié en aquellos sectores y elementos donde exista transmisión de fuerza para evitar el peligro de atrapamiento.
- Comprobar el estado de las bases del conjunto, para asegurarse de que esté fuertemente anclado, identificar las posibles solturas existentes, ruidos anormales o exagerados, algún tipo de fuga, etc.

Lo más importante es la comunicación previa del estado de la maquina con el personal que la opera y personal de mantenimiento, entre otros, ya que son ellos los que interactúan frecuentemente con el equipo, y si es posible, el usuario debe de solicitar la información histórica del equipo para una comparación de datos.



4.1.2. Análisis de datos.

El análisis de datos consta de dos etapas: adquisición de datos e interpretación de éstos. Se requiere de toda la información necesaria del equipo que se desea monitorear, por ejemplo la determinación de las características de diseño y funcionamiento de la maquina: tipo de rodamientos, velocidades de giro, condiciones y tipos de apoyo, potencias del equipo, condiciones de carga, acoplamientos, factor de potencia, tensión nominal, puntos de medición, etc.

4.1.3. Condiciones previas.

Antes de comenzar con los experimento es muy importante considerar que las mediciones deben realizarse cuando el motor y los descansos principales ya han alcanzado sus temperaturas normales de trabajo y con la máquina funcionando bajo condiciones específicas (por ejemplo de velocidad, voltaje, flujo, presión y carga) y que sean similares a las condiciones en las mediciones pasadas para determinar la tendencia en el tiempo, si ya se efectúa con anterioridad.

4.1.4. Determinación de posición y dirección.

Para lograr los objetivos, es necesario cumplir rigurosamente los siguientes procedimientos a fin de obtener los resultados esperados del monitoreo y de este modo tomar la mejor decisión.

- a) Ubicar los puntos de muestreo.
- b) Determinar la dirección en que se realizará la medida.
- c) Marcar y preparar la superficie.



a) Ubicar los puntos de muestreo.

Esto es imprescindible, ya que se debe ubicar un punto representativo de la vibración de la máquina. Las fuerzas son transmitidas generalmente a través de los rodamientos y sus carcasa a la cimentación de la máquina. Es por ello que los puntos de medición deben estar ubicados en las carcasa de rodamientos o puntos donde sea más probable un fallo por acoplamiento, equilibrio, y puntos donde se transmitan las fuerzas vibratorias.

Cabe destacar que las protecciones, los paneles, cubiertas y partes consideradas menos rígidas, no son adecuados como puntos de medición.

b) Determinar la dirección en que se realizará la medida.

Las fuerzas debidas al desequilibrio giran con el eje y por ello ocasionan vibraciones radiales, las que actúan en todas las direcciones del plano de rotación. Las vibraciones axiales actúan, como su nombre indica, en la dirección longitudinal del eje, y son generalmente producidas por mala alineación, ya sea por acoplamientos mal montados, ejes torcidos, etc. Lo normal es tomar lecturas en tres direcciones en cada punto de medición (vertical, horizontal y axial).

Las direcciones vertical y horizontal son mediciones radiales, las que nos indican:

- Lectura vertical, entrega información sobre la debilidad estructural.
- Lectura horizontal, es representativa de las condiciones de equilibrio.





Figura 4.1: Sentidos principales en una medición.

c) Marcar y reparar la superficie.

Los puntos de medición deberán quedar muy bien establecidos, a fin de no inducir a errores en las próximas mediciones, ya que se debe realizar una comparación entre las medidas de cada periodo, para evaluar la tendencia de las vibraciones. El sensor se debe sujetar en una superficie plana y lisa. Si fuese necesario se debe alisar la superficie para tener un buen contacto del elemento de medición.

4.2. Localización del proceso.

Los ensayos tendrán lugar en espacios acondicionados para la realización de los mismos, dispuestos de las tomas de corriente necesarias, sistemas de seguridad y elementos de control suficientes para el desarrollo de las prácticas por parte de un número adecuado de usuarios, de tal forma que se tenga libre acceso a la máquina, tanto al uso como a la visión de la misma durante su funcionamiento, posibilitando la toma de datos y mediciones suficientes para el desarrollo de los experimentos.



4.3. Mantenimiento.

El mantenimiento debe ser mínimo y hay que tener en cuenta que el banco funcionará ocasionalmente, de forma más continuada en el periodo lectivo.

El mantenimiento lo realizará el personal autorizado, sistematizando obligatoriamente los siguientes aspectos:

1. Comprobación de conexiones.
2. Comprobación de sistemas de seguridad.
3. Comprobación de integridad de componentes.
4. Calibraciones.
5. Lubricación.
6. Reparación o sustitución de elementos dañados.

Todo ello deberá ser registrado periódicamente en un documento de registro estandarizado, indicando la información de las anomalías observadas, el proceso de mantenimiento llevado a cabo y los datos de la persona o personas encargadas del mismo, fechando y firmando el documento de registro.

4.4. Capacitación de los usuarios.

El banco será de carácter docente, por lo que la capacitación de los usuarios se prevé mínima en muchos casos, teniendo que ser supervisado su uso por el personal docente.

Previamente se facilitará a los usuarios un pequeño manual con las características y metodología del proceso práctico, remarcando las pautas mínimas de seguridad.



4.5. Requerimientos de control.

Sabido es que, hoy día, la mayor parte de los procesos industriales hacen uso de energía calórica, la electricidad y las piezas en movimiento, completándose la pequeña parte restante con procesos químicos y nucleares.

La proporción en que estos agentes participan en el desarrollo industrial ha variado según la época y seguirá variando a medida que pase el tiempo, pero todos ellos tienen un denominador común, caracterizado por el riesgo a que se exponen las personas que han de manejarlos o que se encuentran en sus proximidades. Ello hace necesario un sistemático control de los mismos, a fin de convertirlos, de fuerzas libres de la naturaleza, en instrumentos de servicio para las necesidades del hombre.

Este control no siempre puede ser completo, por la dificultad de realizarlo o bien por los descuidos humanos que inevitablemente se han de producir, por lo que resulta absolutamente necesario establecer una barrera con el fin de evitar las lesiones que el contacto entre los mismos puede producir. Estas barreras entre el peligro y sus posibles víctimas son los dispositivos de protección.

Estos dispositivos de protección pueden adoptar múltiples formas, según cuál sea el peligro del que nos hayan de proteger, y varían desde las sencillas barreras de protección, hasta los complejos sistemas de seguridad electromecánicos, pasando por la lógica formación al usuario, encaminada a concienciar al mismo de la importancia de los métodos de prevención y seguridad.

El propósito básico de resguardar las máquinas es el de proteger y prevenir contra lesiones, a causa de:

- Contacto directo con las partes móviles de una máquina.



- Trabajo en proceso (coceo en una sierra circular, rebabas de una máquina herramienta, salpicadura de metal caliente o de substancias químicas, etc.).
- Fallo mecánico.
- Fallo eléctrico.
- Fallo humano a causa de curiosidad, celo, distracción, fatiga, indolencia, preocupación, enojo, enfermedad, temeridad deliberada, etc.

Una condición o exposición mecánica peligrosa, es aquella que ha causado o pudiera causar una lesión. Si se conoce un medio de proteger tal condición o exposición, no hay razón válida para no usarlo. La ausencia de lesiones en la operación de una máquina sin resguardos o parcialmente resguardada, durante un período de tiempo, no es prueba de que las partes móviles de la máquina no sean peligrosas.

Las partes de las máquinas y herramientas en las que existan riesgos mecánicos deberán disponer de protecciones eficaces, tales como cubiertas, pantallas, barandas y otras, que cumplirán los siguientes requisitos:

1. Eficaces por su diseño.
2. De material resistente.
3. Facilitarán el desplazamiento para el ajuste o reparación.
4. Permitirán el control y engrase de los elementos de las máquinas.
5. Su montaje o desplazamiento sólo podrá realizarse intencionalmente.
6. No constituirán riesgos por sí mismos.
7. Constituirán parte integrante de las máquinas.
8. Actuarán libres de entorpecimiento.
9. No interferirán, innecesariamente, al proceso productivo normal.
10. No limitarán el área visual operativa.
11. Dejarán libres de obstáculos dicha área.
12. No exigirán posiciones ni movimientos forzados.



13. Protegerán eficazmente de las proyecciones.

La siguiente es una lista de normas a seguir que incluye información sobre la evaluación de riesgos:

- ANSI B11.TR3: Evaluación de riesgos y reducción de riesgos – Guía para calcular, evaluar y reducir riesgos asociados con máquinas herramienta.
- AS 4024.1301-2006: Principios de la evaluación de riesgos
- CSA Z432-04: Protección de maquinaria.
- IEC/EN 62061/61508: “Seguridad de maquinaria: seguridad funcional de sistemas de control relacionados con la seguridad eléctrica, electrónica y electrónica programable”.
- EN ISO 13849-1: Seguridad de las Máquinas - Partes de los sistemas de mando relativas a la seguridad.
- ISO TR 14121-2: Evaluación de riesgos: orientación práctica y ejemplos de métodos.
- ISO 14121: “Principios de la evaluación de riesgos”
- ISO 12100: “Seguridad de la máquina – Principios básicos”. Contiene orientación que se aplica de manera más global.
- ISO 2631: “Evaluación de la exposición del cuerpo humano a las vibraciones”.

4.5.1. Prácticas seguras.

La falta de aceptación e implantación de los principios de correcto resguardo de las máquinas, puede emanar de la creencia de que un resguardo parcial o hecho en casa, hará suficientemente bien el trabajo, o de la reticencia a invertir el dinero adicional que requieren los resguardos integrales. Ninguna de estas razones tiene validez.

Las desventajas de los resguardos provisionales son obvias. Por ejemplo, obligan al operador a estar constantemente alerta a fin de compensar su condición inadecuada.



Aún más, un resguardo provisional o endeble, es casi seguro que se dañará y se haría ineficaz, algunas veces en un período corto después de su instalación, y en otras ocasiones, intencionadamente por el personal.

Ordinariamente es tan fácil instalar un resguardo eficaz como lo es usar uno con protección limitada únicamente. Un resguardo completamente eficaz es aquel que elimina total y permanentemente el riesgo y que puede resistir el manejo y el uso y desgaste normales.

El mejor resguardo es el que suministra el fabricante de la máquina. Durante muchos años, la mayoría de los fabricantes de maquinaria estándar han diseñado resguardos de primera clase aplicables a sus equipos, de los que puede disponerse cuando se especifican en una orden de compra. Los resguardos del fabricante son diseñados para formar parte integral de la máquina y siendo por lo tanto superiores a los resguardos hechos en casa, tanto en apariencia como para su conveniente acomodo.

Hay ciertos principios que debieran observarse, y son los siguientes:

1. La colocación de las máquinas debiera permitir suficiente espacio para un mantenimiento y reparación fáciles, y para el material que llega y sale procesado.
2. Las áreas de trabajos de las máquinas debieran marcarse, así como los pasillos o zonas de almacenaje.
3. Las máquinas debieran estar colocadas de modo que el operador no esté expuesto al tránsito del pasillo. Si no es posible tal colocación, debiera instalarse un barandal sólido para protección del operador.
4. Debieran tenerse disponibles bastidores o depósitos para las herramientas y dispositivos necesarios en la operación.
5. No debiera permitirse que cajas, cuñas y otros arreglos provisionales sustituyan los asientos.



6. Debiera evitarse la acumulación en el suelo, de desperdicios, rebabas, virutas y polvo. Tales desechos debieran ponerse directamente en depósitos especiales suministrados con tal objeto, y debieran vaciarse tales depósitos cuando se hallen llenos.
7. Todo resguardo necesario debiera estar colocado en la máquina cuando ésta se compre o, al menos, antes de que sea puesta en funcionamiento.
8. La iluminación adecuada es otro factor importante en la prevención de accidentes. La iluminación insuficiente interfiere la eficiencia y exactitud de la operación de las máquinas y contribuye a las causas de accidentes por maquinaria.

Aunque la automatización ha eliminado o reducido notablemente la exposición a los riesgos mecánicos y de manejo de materiales, los principios básicos de resguardo del equipo deben ser aún aplicados en los procesos de operación simples. Estos principios son:

1. Eliminar técnicamente el riesgo en el trabajo.
2. Resguardar el riesgo.
3. Educar al personal para que use los resguardos que se suministren.

El resguardar el equipo es de elemental importancia para la eliminación de los accidentes causados por máquinas, pero los resguardos solos no son suficientes. De aquí que el personal que trabaja cerca de equipo mecánico o el operador de una pieza de maquinaria, debe mantener un saludable respeto por los resguardos.

Básicamente, si el trabajo de un empleado es operar una pieza de equipo mecánico, debiera instruirse en todas las precauciones de seguridad relacionadas con la operación segura de la máquina, antes de que se le permita manejarla. Esto se aplica también a los



operadores experimentados, al menos hasta que el supervisor esté seguro de que dichos operadores conocen los riesgos involucrados.

Lo mismo se aplica al personal que no opera una máquina pero que trabaja cerca de equipo mecánico. Los procedimientos debieran establecerse positivamente a fin de que no haya un mal entendimiento, y la supervisión debiera ser tal, que no tolere ninguna desviación de las siguientes prácticas de trabajo seguro:

1. Ningún resguardo debiera ajustarse o quitarse por ninguna razón, por nadie, a menos que: se tenga permiso específico dado por el supervisor, que la persona interesada se halle específicamente preparada y que el ajuste de la máquina se considere una parte normal de su trabajo.
2. Ninguna máquina debiera ser puesta en marcha a menos que los resguardos se hallen en su lugar y en buenas condiciones.
3. Siempre que se quiten los resguardos o dispositivos para hacer reparaciones o ajustes o dar servicio al equipo (lubricación y mantenimiento), debiera cortarse la corriente al equipo, poner candado al interruptor principal y colocar en él una tarjeta de aviso.
4. No debiera permitírselle al personal trabajar en equipo mecánico o cerca de él cuando use corbatas, ropa suelta, relojes, anillos u otros objetos similares.
5. Además es conveniente que el usuario pueda disponer de Equipos de Protección Individual para el manejo del banco:
 - Zapatos de seguridad en forma permanente.
 - Guantes.
 - Protección visual.
 - Overol o ropa adecuada.

Por último en el momento de las pruebas, se debe mantener la precaución con la manipulación del equipo y la fragilidad de los elementos de medición.



Una vez que se han reducido al máximo los riesgos mediante el diseño y mediante la protección, deberá repetirse la evaluación de riesgos para comprobar que no se han introducido nuevos riesgos (por ejemplo, las protecciones eléctricas pueden introducir peligros de enganches) y para estimar que se han reducido los riesgos hasta un nivel aceptable. Incluso después de realizar varias veces el procedimiento de evaluación y de reducción de riesgos, es posible que existan riesgos residuales.

Excepto en el caso de máquinas diseñadas según una norma específica, el diseñador es quien deberá determinar si el riesgo residual es tolerable o si deben tomarse más medidas de seguridad y ofrecer información sobre dichos riesgos residuales, mediante letreros de advertencia, instrucciones de uso, etc. Las instrucciones además deberán especificar las medidas necesarias, como el uso de equipos de protección individual (EPI) o procedimientos de trabajo especiales, pero todo ello no es tan fiable como las medidas implementadas por el diseñador.

Es extremadamente importante que todo el personal interesado sea instruido en los peligros y procedimientos de operación involucrados. En muchos casos, los controles de interconexión pueden instalarse de tal manera que cualquier operador de una máquina puede cerrarlos y evitar que sean accionados de nuevo hasta que todos los demás operadores estén fuera de peligro.



4.6. Normativa.

Se ha creado una diversa gama de normas estándar y recomendaciones, para especificar el requerimiento operacional de los rotores, entre las cuales se destacan las siguientes:

- ISO : “International Standards for Organization”.
- ANSI : “American National Standards Institute”.
- BS : “BRITISH Standards”.
- VDI : “German Standards Institution”.
- API : “American Petroleum Institute”.
- UNE : “Norma Española”, etc.
- ISO 1925: “Vibraciones Mecánicas – vocabulario, equilibrado”.
- ISO 1940/1 - VDI 2060: “Recomendación para evaluación de vibraciones mecánicas de máquinas”.
- ISO 2372 - VDI 2056: “Vibraciones mecánicas de máquinas con una velocidad de funcionamiento comprendida entre 600 y 1200 rpm”.
- ISO 10816: “Vibración Mecánica - Evaluación de máquinas por medición en partes no rotatorias”.
- ISO 20806: “Equilibrado de rotores in-situ”.

A parte de todas las normas de seguridad y prevención enumeradas en el apartado anterior y aquellas que se tomen como referencia específica para selección de componentes o utilización de los mismos.

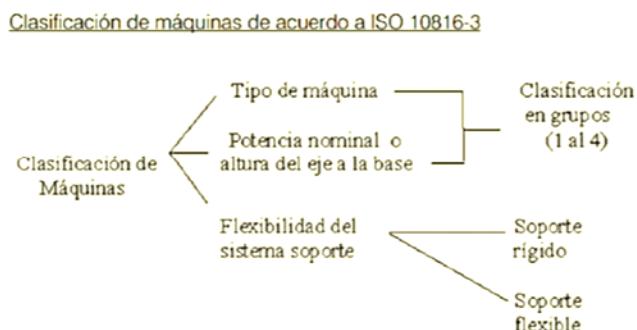
Se expondrán a continuación los elementos clave de algunas de las normas referidas, para su posterior uso en el proceso práctico a desarrollar en este proyecto.



4.6.1. Niveles de vibraciones según la norma ISO 10816.

Una guía de referencia para distinguir entre lo que puede entenderse como un funcionamiento normal o admisible de la máquina y un nivel de alerta lo constituyen normas como la ISO 10816. Esta norma proporciona guías para aceptación de la amplitud de vibración para maquinaria rotativa operando desde 600 hasta 12000 rpm. Los criterios son sólo aplicables para vibraciones producidas por la propia máquina y no para vibraciones que son transmitidas a la máquina desde fuentes externas.

CLASIFICACIÓN DE MÁQUINAS DE ACUERDO A ISO 10816-3.



CLASIFICACIÓN POR GRUPOS:

- **GRUPO 1:**

Máquinas rotatorias grandes con potencia nominal sobre 300 kW.
Máquinas eléctricas con altura de eje $H \geq 315$ mm.

- **GRUPO 2:**

Máquinas rotatorias medianas con potencia nominal entre 15 y 300 kW, inclusive. Máquinas eléctricas con altura de eje entre 160 y 315 mm.



○ GRUPO 3:

Bombas con impulsor multipaletas y con motor separado (flujo centrífugo, axial o mixto) o con potencia sobre 15 kW.

○ GRUPO 4:

Bombas con impulsor multipaletas y con motor integrado (flujo centrífugo, axial o mixto) con potencia sobre 15 kW.

CLASIFICACIÓN POR FLEXIBILIDAD DEL SISTEMA SOPORTE:

○ SOPORTE RÍGIDO:

Si la primera frecuencia natural del sistema máquina/soporte, en la dirección de la medición es más alta que su principal frecuencia de excitación (generalmente, la frecuencia de rotación) por lo menos en 25%, entonces el soporte se puede considerar rígido en esa dirección.

○ SOPORTE FLEXIBLE:

Serán flexibles, todos los sistemas que no estén dentro de la definición anterior.

NOTA: Según la definición de soporte rígido, es posible que un sistema sea rígido en una dirección y flexible en otra.

CLASIFICACIÓN DE CONDICIÓN DE MÁQUINAS:

Todas las normas de evaluación de la severidad vibratoria de máquinas rotatorias estudiadas definen cuatro zonas de evaluación. Éstas se establecen con el fin de permitir una evaluación cualitativa de la vibración de una máquina dada y, además, entregan guías sobre las posibles acciones a tomar:

○ Zona A: (Buena)

La vibración de las máquinas nuevas puestas en servicio normalmente está dentro de esta zona, condición óptima.



- Zona B: (Satisfactoria)

Máquinas con vibración en esta zona se consideran aceptables para operación a largo plazo sin restricción.

- Zona C: (Insatisfactoria)

Máquinas dentro de esta zona se consideran insatisfactorias para operación continua a largo plazo. Generalmente la máquina puede continuar operando hasta que llegue a la detención programada para reparación.

- Zona D: (Inaceptable)

Los valores de vibración dentro de esta zona son considerados de suficiente severidad para causar daño a la máquina.

4.6.2. Límites de error (tolerancias) que se aplican para rotores rígidos, según la norma ISO 1940.

EVALUACIÓN DE LA MAGNITUD DE LA VIBRACIÓN. VALORES LÍMITES ENTRE LAS ZONAS DE EVALUACIÓN:

Este criterio es el que debe de utilizarse cuando no se dispone de información del comportamiento vibratorio histórico de los equipos a evaluar, por ejemplo, instalaciones nuevas o que estén incorporando esta técnica de análisis a sus plantas. Los valores límites para zonas de evaluación se encuentran dados en la tabla 4.1. Para usar estas tablas, debe considerarse el valor más alto medido en las direcciones radiales y la vibración axial de cualquier descanso de la máquina.



Velocidad RMS Mm/s	Grupo 1		Grupo 2		Grupo 3		Grupo 4		Grupo 5	
	Tipo de soporte		Tipo de soporte		Tipo de soporte		Tipo de soporte			
	Rígido	Flexible	Rígido	Flexible	Rígido	Flexible	Rígido	Flexible		
0,18 – 0,28										
0,28 – 0,45										
0,45 – 0,71	A	A	B	C	B	C	B	C	A	
0,71 – 1,4									B	
1,4 – 1,8										
1,8 – 2,3	B	B	C	D	D	D	C	B	C	
2,3 – 2,8										
2,8 – 3,5										
3,5 – 4,5	C	C	D	D	D	D	C	D	D	
4,5 – 7,1										
7,1 – 11,0	D	D	D	D	D	D	D	D	D	
Sobre 11,0										

Tabla 4.1: Rangos de severidad vibratoria para diferentes clases de máquinas con velocidad de rotación sobre 600 rpm.

SEVERIDAD DEL DESEQUILIBRIO DINÁMICO:

Todo rotor posee un desequilibrio residual. La aplicación de una técnica matemática y de un equipo de medición para reducir el desequilibrio a sus más bajos límites de vibración, muchas veces resulta inapropiado y muy costoso, debido a eso surgen normas que satisfacen los requerimientos para asegurar el buen funcionamiento de estos elementos, en donde se conjuga el compromiso técnico y el económico.

Estas normas consideran elementos esenciales que habrán de tomarse en cuenta antes de seleccionar los criterios de aceptación del desequilibrio residual, algunas de estas consideraciones son:

- Geometría propia del elemento rotatorio.
- Velocidad de giro.
- Masa inercial del elemento.
- Planos de corrección.

Existen diversas normas para la obtención de límites de error (tolerancias) del desequilibrio residual, todas estas aplican de acuerdo a las características indicadas anteriormente.



RELACIÓN ENTRE DESEQUILIBRIO PERMITIDO Y LA MASA DEL ROTOR:

El valor permisible residual U_{Per} de un rotor de masa m en términos específicos, están dados por la siguiente fórmula:

$$U_{Per} = e_{Per} \cdot m$$

Si se considera que existen n geometrías de rotores, se puede establecer el caso especial donde todo desequilibrio presente en un rotor pueda ser reducido al sistema equivalente de un único desequilibrio, localizado en un plano transversal a lo largo de la flecha axial asumiendo un desequilibrio igual a cero, se considera entonces que el e_{Per} es un equivalente del desplazamiento permisible del centro de masa del rotor al eje axial de la flecha.

GRADOS DE CALIDAD RELATIVOS A LA VELOCIDAD DE SERVICIO Y DESEQUILIBRIO ESPECÍFICO:

La experiencia muestra que en general, para rotores del mismo tipo de e_{Per} , varía inversamente a la velocidad del rotor en el intervalo de velocidad mostrado en el diagrama 4.1, en donde para un determinado grado de calidad la relación está dada por la siguiente fórmula:

$$e_{Per} \cdot \omega = Constante$$

Donde: ω es la velocidad angular del rotor a la máxima velocidad de servicio.

Esta relación demuestra que, para un rotor geométricamente similar y girando a perímetros de velocidad semejantes, los esfuerzos en rodamientos y rotores son los mismos. La tabla de grados de calidad está basada en esta relación.



Cada grado equilibrado de calidad es mostrado en el diagrama 4.1 y contiene un intervalo de desequilibrio específico permisible, desde un límite inferior cero hasta un límite superior dado por la magnitud del producto de ($e_{Per} \cdot \omega$) expresado en mm/s. Los grados de calidad son designados de acuerdo al producto de la conexión. Si el producto de $e_{Per} \cdot \omega$ es igual a 630 mm/s, el grado de calidad de equilibrado es designado G 630.

Los grados de equilibrado están separados uno respecto de otro por un factor de 2,5 veces. Un grado fino puede ser necesario en algunos casos, especialmente cuando se requiere alta precisión de equilibrado.

Calidad Balanceo Grados G	$e_{Per} \omega$ mm/s	Tipos de Rotor Ejemplos Generales
G 4000	4 000	Juego de ejes montados en motores marinos diesel lentos con diferente número de cilindros.
G 1600	1 600	Juego de ejes rígidos montados a maquinaria de dos ciclos.
G 630	630	Juegos de ejes rígidos montados en maquinaria de cuatro ciclos y rotores flexibles en motores diesel marinos.
G 250	250	Rotores rígidos rápidos, motores diesel de cuatro cilindros.
G 100	100	Rotores rápidos diesel con seis o más cilindros, gasolina o diesel para camiones y locomotoras.
G 40	40	Ruedas y aros de automóviles compactos.
G 16	16	Ejes de transmisión automotrices, partes de máquinas agrícolas y trituradoras.
G 6.3	6,3	Ejes de transmisión de requisitos especiales, rotores de maquinaria de procesamiento, envasadoras centrífugas, abanicos, volantes, bombas centrífugas, armaduras estándar de motores eléctricos, máquinas en general.
G 2.5	2,5	Turbinas, soplores, generadores, armaduras de tamaño mediano y grande para requisitos especiales, bombas con unidad motriz de turbina.
G 1	1	Rotores de motores de reacción y sobre-cargados, unidades motrices de grabadoras y tocadiscos.
G 0.4	0,4	Armaduras, ejes y molduras de máquinas esmeriladoras de precisión.

Tabla 4.2: Calidad del grado de desequilibrio para varios grupos de rotores rígidos, según ISO 1940/1 y ANSI S2.19

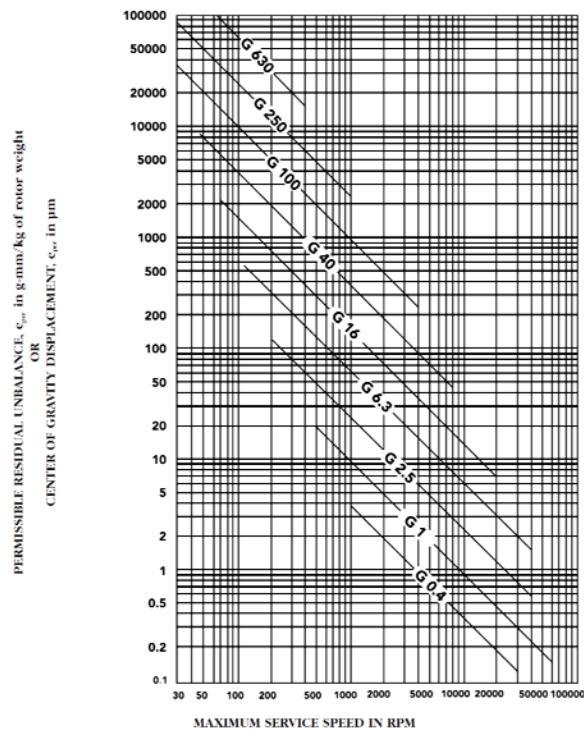


Diagrama 4.1: Desbalance residual permisible.

Límites para grados de calidad del desequilibrio residual de acuerdo a ISO 1940 y ANSI S2.19



4.7. Condiciones ambientales.

El laboratorio debe asegurar que las condiciones ambientales no invaliden los resultados o afecten adversamente la calidad requerida de cualquier medición.

4.8. Calibración.

La efectividad de las calibraciones en la industria depende del uso de procedimientos de calibración apropiados, que tengan en cuenta todos los factores de influencia en el resultado de medición, así como de su correcta aplicación.

El laboratorio debe tener un programa y un procedimiento para la calibración de sus patrones y procesos de referencia.

4.8.1. Manejo de los elementos de calibración.

Los instrumentos se deben manejar siguiendo las instrucciones del fabricante. Para los instrumentos electrónicos es muy recomendable considerar:

- El ajuste previo de la escala:

El ajuste de la escala es un procedimiento que de manera sistemática realiza el propietario del instrumento. El proveedor del servicio de calibración debería realizarlo de la misma forma.

- Los criterios para la estabilidad de la indicación:

Los instrumentos con indicación electrónica tienen especificado un tiempo de estabilidad de la indicación y cuentan con señalización apropiada para indicar el momento en que la indicación es estable. Sin embargo, pudiera ser una práctica de los laboratorios evaluar el tiempo



de estabilidad de la indicación durante la calibración siguiendo otros procedimientos.

4.9. Requerimientos del proceso.

En este apartado se definen las especificaciones del proceso y los componentes del mismo, detallando de manera iterativa sus características más concretas. Así pues, partiendo de lo más general, será necesario:

- Una selección de componentes que se adecúen a los requerimientos mínimos para la utilización del banco.
 - o Debe posibilitar la generación de vibraciones suficiente para el análisis.
 - o Integración de elementos comerciales para abaratar costes y facilitar diseño.
 - o Aprovechamiento, si fuera posible, de los elementos e instalaciones ya existentes.
- El banco debe soportar, al menos: un motor, eje rotor, volantes de inercia con masas adicionales, sensores y equipos de adquisición de datos:
 - o Permanente alineamiento entre ejes de rotores: conductor y conducido.
 - o Diámetro suficiente del eje como para no provocar deformaciones no deseadas.
 - o Debe ser posible la toma de datos en los apoyos y zonas críticas.
- Variar la magnitud de la fuerza lateral que actúa sobre el rotor:
 - o Excitación de desequilibrio (cargas laterales) mediante variación del peso y del ángulo de fase en las diferentes etapas del rotor (variación de la fuerza lateral).



- El desequilibrio de masas debe poder hacerse en cualquier volante y en un amplio rango de ángulos de fase.
 - Debe posibilitar el equilibrado.
 - Posibilitar el desplazamiento axial de los volantes de inercia.
 - Se debe poder llevar a cabo tanto la adición como la eliminación de masas a partir de posición cero.
- Transmitir par al rotor conducido:
- Emplear una fuente motriz eléctrica con variación de velocidad.
 - Acople mecánico elástico entre motor y eje.
 - Se debe garantizar que las frecuencias naturales del sistema estén en un rango que pueda ser alcanzado por el motor.
 - Asimismo, se debe asegurar que se produzcan amplitudes de vibración perceptibles a los dispositivos de adquisición de datos.
- Sistemas de seguridad:
- Detención del movimiento del sistema rotor.
 - Protección al usuario.

4.9.1. Pruebas a realizar por el banco.

La operación de equilibrado implica el cambio de la distribución de masa del rotor para prevenir la aparición de las fuerzas centrífugas desequilibrantes, y con ellas las fuerzas de reacción en los apoyos que giran con la velocidad angular de giro del rotor durante su rotación. Estas fuerzas no se pueden eliminar por completo, sino que se limitarán para que estén dentro de unos valores permisibles.

El diagnóstico preciso del desequilibrio y diferenciado de otros problemas de la máquina puede realizarse con la ayuda de medidas de vibración cercanas a los apoyos de los ejes.



4.9.1.1. Parámetros de inicio.

Se realizará un arranque inicial de la máquina hasta alcanzar la velocidad de trabajo. Una vez lograda y estabilizado el sistema se procederá a la medición de los siguientes parámetros:

- Velocidad y frecuencia de trabajo.
- Desequilibrio inicial (sin carga), determinando el grado de calidad de equilibrado en cada caso.

Teniendo en cuenta además, los siguientes datos, que serán determinados a través de mediciones establecidas o suministrados por los proveedores:

- Dimensiones de los componentes del banco y disposición en el mismo.
- Características mecánicas de los componentes del banco.

4.9.1.2. Determinar el grado de calidad de equilibrado.

En este apartado se presentan unas normas existentes para ayudar a seleccionar los grados de equilibrado que pueden aplicarse a los rotores que se requieran equilibrar. Se debe tener en cuenta que el no ajustarse "a lo necesario" puede suponer quedarse corto en la calidad y el rotor vibre, o bien pasarse de calidad lo cual será beneficioso para el rotor pero habrá tenido un coste muy alto sin ser necesario.

Se debe tener en cuenta que definir el grado de precisión de equilibrado es esencial para que las máquinas funcionen correctamente, sin vibraciones, y con el menor coste posible; esto depende en gran medida del tipo de rotor y si éste es una pieza



simple o un conjunto, además influyen las revoluciones de trabajo real y su tamaño y forma.

En la tabla 4.2., se presenta la norma ISO 1940 para los grados de desequilibrio basados en unos códigos G. La norma ISO 1940 utiliza un conjunto de criterios para clasificar el grado de vibración aceptado: un motor diesel de baja velocidad tiene un grado más burdo que un esmeril de velocidad alta. Los grados más finos requieren equilibrar el rotor en sus propios rodamientos y bajo las condiciones de operación. El grado de calidad se representa en mm/s que es la unidad que representa la velocidad de desplazamiento de la excentricidad del eje del rotor, provocada por el desequilibrio; esta velocidad es teórica y representa la rotación de la masa en el espacio libre y no representa el comportamiento real del eje.

Calidad Balanceo Grados G	$e_{per \omega}$ mm/s	Tipos de Rotor Ejemplos Generales
G 4000	4 000	Juego de ejes montados en motores marinos diesel lentos con diferente número de cilindros.
G 1600	1 600	Juego de ejes rígidos montados a maquinaria de dos ciclos.
G 630	630	Juegos de ejes rígidos montados en maquinaria de cuatro ciclos y rotores flexibles en motores diesel marinos.
G 250	250	Rotores rígidos rápidos, motores diesel de cuatro cilindros.
G 100	100	Rotores rápidos diesel con seis o más cilindros, gasolina o diesel para camiones y locomotoras.
G 40	40	Ruedas y aros de automóviles compactos.
G 16	16	Ejes de transmisión automotrices, partes de máquinas agrícolas y trituradoras.
G 6.3	6,3	Ejes de transmisión de requisitos especiales, rotores de maquinaria de procesamiento, envasadoras centrífugas, abanicos, volantes, bombas centrífugas, armaduras estándar de motores eléctricos, máquinas en general.
G 2.5	2,5	Turbinas, sopladores, generadores, armaduras de tamaño mediano y grande para requisitos especiales, bombas con unidad motriz de turbina.
G 1	1	Rotores de motores de reacción y sobrecargados, unidades motrices de grabadoras y tocadiscos.
G 0.4	0,4	Armaduras, ejes y molduras de máquinas esmeriladoras de precisión.

Tabla 4.2: Grado de tolerancia permisible según norma ISO 1940.



El grado de desequilibrio se determina mediante la siguiente expresión:

$$m_0e = \frac{9549 \cdot G_{\text{número}} \cdot m}{n}$$

Donde:

m_0e es el desequilibrio permitido en g·mm.

$G_{\text{número}}$ es el grado de tolerancia permisible.

m es la masa en kg.

n es la frecuencia de giro en revoluciones por minuto.

Algunos autores consideran que la norma ISO 1940 es muy conservativa, está basada en las técnicas que se disponían en el año de elaboración de la norma, 1966. Por este motivo, se recomienda equilibrar con el grado menor siguiente al recomendado por la norma ISO, es decir si la norma ISO 1940 recomienda un grado G40, realice el equilibrado con el grado G16.

PROCDCEIDIMIENTO:

1. Seleccionar el tipo de rotor según Tabla 4.2., (norma ISO 1940). Nos dará la equivalencia de calidad del equilibrado ($G_{\text{número}}$).
2. Calcular el desequilibrio permitido según la expresión anterior. Tener en cuenta la recomendación expuesta.

TABLA 1, PARA TOMA DATOS:

Masa rodillo a equilibrar (kg)	
Frecuencia de giro (r.p.m.)	
Grado de desequilibrio permisible (m_0e) según ISO 1940 (g·mm)	



$$m_0e = \frac{9549 \cdot G_{\text{número}} \cdot m}{n}$$

3. A continuación hay que buscar, en la parte inferior del Gráfico 4.1., las r.p.m. a partir de las cuales se deseé analizar el trabajo del motor y desplazar la vista hacia arriba hasta encontrarse con la línea inclinada de G ; desde este punto se desplaza hacia la izquierda donde se encuentran las unidades mínimas admisibles en $\frac{g}{mm \cdot Kg}$.

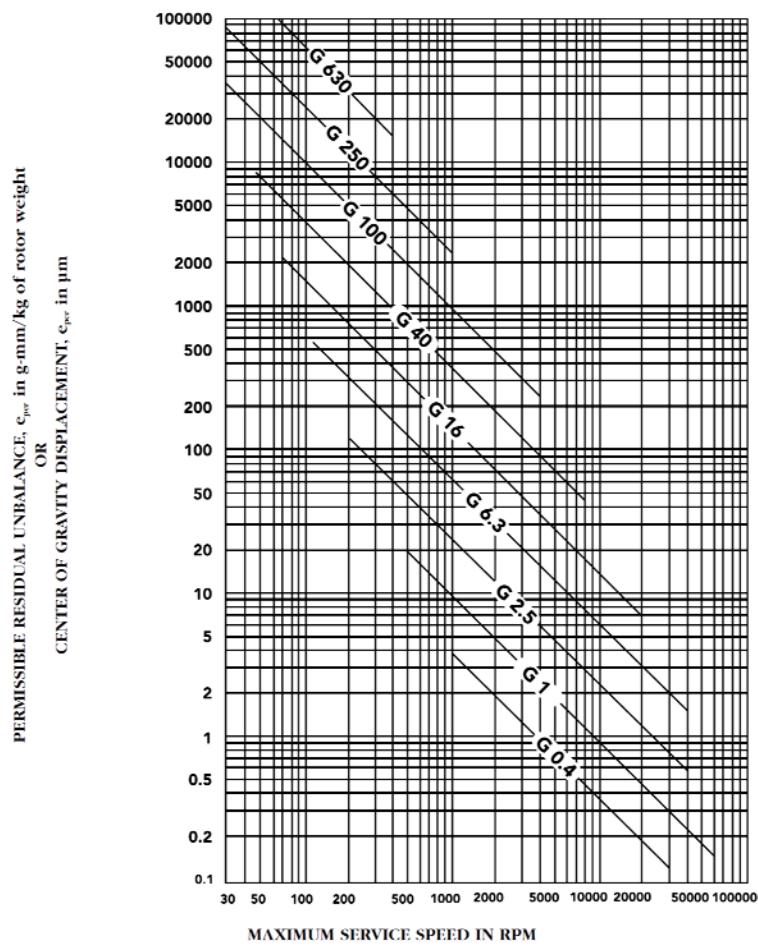


Gráfico 4.1: Gráfico de unidades mínimas admisibles.

4. Despues se debe realizar el cálculo con la fórmula siguiente para obtener el desequilibrio máximo admisible (en g).



$$\text{Desequilibrio admisible} = \frac{um \cdot m(kg)}{r(mm)}$$

Esta cantidad calculada se refiere al total del desequilibrio del rotor, es decir que la suma (o resta) de todos los planos no debe superar dicha cantidad. Por tanto se deberá equilibrar por debajo.

Si corresponden la mitad por cada plano, en caso de que hubiese dos discos, se debe equilibrar cada uno de ellos por debajo de esta cantidad (x/n° discos), generalmente un 15% inferior al permitido calculado ya que a la hora de realizar una verificación, generalmente sólo se permitirá un margen máximo del 15% superior a la cantidad calculada. Estos márgenes se contemplan para compensar las diferencias existentes entre utilajes especialmente si se realiza la verificación en una máquina diferente a la utilizada para equilibrar.

La tolerancia de equilibrado, en el taller, es un dato que normalmente debe constar en los planos de construcción de cualquier rotor y normalmente se expresa en g/cm o g/mm y éste dato es el que debemos tener en cuenta en el momento de equilibrar.

4.9.1.3. Equilibrado en un plano.

Las fuerzas de desequilibrio de interés se deben a las aceleraciones de masas en el sistema. El requisito para el equilibrado estático es simplemente que la suma de todas las fuerzas en el sistema móvil (incluidas las fuerzas iniciales de d'Alembert) debe ser cero.



$$\sum F - ma = 0$$

Otro nombre para el equilibrado estático es el de equilibrado en un solo plano, lo que significa que las masas que generan las fuerzas iniciales están, o casi, en el mismo plano. En esencia, es un problema bidimensional. El común denominador es que todos los dispositivos deban ser cortos en la dirección axial en comparación con la dirección radial, y por tanto se puede considerar que existen en un solo plano.

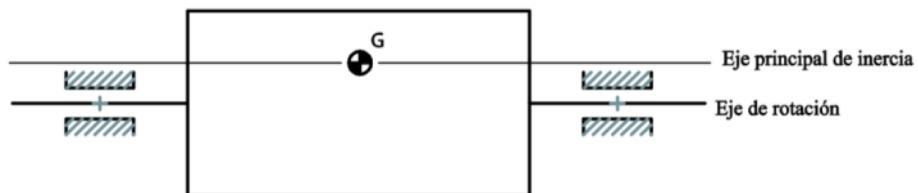


Figura 4.3: Desequilibrio estático.

Como ya se ha señalado anteriormente, el equilibrado en un plano implica colocar o sacar un peso de corrección en un solo plano para lograr corregir el desequilibrio. Este método es aplicable siempre en rotores delgados y rotores de mayor longitud que presenten desequilibrio puramente estático.

4.9.1.3.1. Proceso de equilibrado genérico. En un plano.

Se trataría pues de disponer el banco de ensayos de tal manera que sólo hubiese un plano de desequilibrio sobre el que variar las masas de prueba. A una distancia conocida de ambos apoyos.

Se realizaría una medición inicial de la vibración sin adicionar contrapeso. Teniendo en cuenta la medición inicial, comprobar la permisividad en función de lo establecido según la norma ISO 10816.



Tras comprobar que el desequilibrio inicial se encuentra dentro de los límites admisibles, se procedería a desequilibrar el sistema, en nuestro caso, añadiendo masas de prueba al disco de inercia. Se tratará de colocar un perno de prueba (con masa conocida) en una posición determinada del disco.

Se arrancaría el sistema hasta alcanzar la velocidad de trabajo inicial (según lo expuesto en la tabla 3.1., no deberíamos alcanzar una velocidad superior a 1000 rpm). Lograda esta velocidad se realizarán las observaciones con respecto a la rotación del eje y también se escucharía el ruido generado en el funcionamiento de los componentes del descanso del eje.

Lo adecuado será dejar en funcionamiento el sistema durante un tiempo prudencial para facilitar la estabilidad del mismo, en cuanto a vibraciones residuales y de componentes se refiere.

Se deberán tomar mediciones en diferentes condiciones de trabajo, variando la velocidad del motor y las masas de desequilibrado.

La corrección requiere, en primer lugar, la obtención de la magnitud y posición del desequilibrio. Estos datos se obtendrían analizando las reacciones producidas en los apoyos, a través de un sistema de obtención de datos que permita exportarlos y tratarlos posteriormente a través de un sistema informático.

Para el análisis de dichas condiciones pueden utilizarse cualquiera de los métodos explicados en el apartado 3.4.2. *Métodos de equilibrado*, correspondientes a la metodología de corrección para desequilibrio en un plano.



La variación de masa introducida deberá producir el mismo desequilibrio, pero en dirección opuesta al desequilibrio original. El objetivo es hacer coincidir el centro de gravedad del rotor con el eje de giro.

En este ensayo se deben analizar las distintas amplitudes de vibración que se producen al efectuar distintos desequilibrios de masa, analizar el ruido que el desequilibrio produce en los descansos del eje y observar el movimiento que se produce en el eje cuando existe esta condición y compararlo cuando el eje se encuentra funcionando en condiciones totalmente normales.

Como conclusión, el usuario podrá determinar en qué afecta la velocidad operacional para poder detectar de mejor o peor manera el desequilibrio y en qué afecta a la amplitud de la vibración; también podrá determinar cómo se ve afectada la amplitud de la vibración a medida que se aumenta la cantidad de masa a los rotores para aumentar el desequilibrio; otra conclusión que deberá extraer el usuario a parte de las características que le demuestren un desequilibrio de masa en una máquina, es en qué dirección es más conveniente montar los instrumentos para apreciar las señales que el desequilibrio ocasiona.

4.9.1.4. *Equilibrado en dos o más planos.*

El equilibrado en dos planos resulta un poco más complicado que el equilibrado en un plano y en algunas ocasiones no entrega los resultados esperados en forma inmediata. Esto depende de la respuesta a las fuerzas de cada rotor en particular.

Cuando las masas no equilibradas yacen en más de un plano, la resultante del desequilibrio es una fuerza y un momento. A esta condición se le conoce como desequilibrio dinámico y solo puede ser corregida con una prueba dinámica, la que corresponde a hacer girar



el rotor a una velocidad similar a la de trabajo, con el fin de simular esta condición, a través de una máquina capaz de proporcionar tanto el peso de la masa correctora, como su posición en cada plano.

El equilibrado en dos planos tiene mejores resultados cuando la rigidez relativa de los descansos es débil en comparación con el rotor. Esto es, cuando el rotor es rígido y los descansos son flexibles pero no resonantes. Así, si esta relación cambia, también cambian los resultados del equilibrado.

El equilibrado dinámico requiere que se satisfagan dos criterios: la suma de las fuerzas debe ser cero (equilibrado estático) y la suma de los momentos también debe ser cero.

$$\sum \mathbf{F} = 0$$

$$\sum \mathbf{M} = 0$$

Estos momentos actúan en planos que incluyen el eje de rotación del ensamble, como los planos XZ e YZ en la figura 4.4. La dirección o eje del vector momento es perpendicular al eje de rotación del ensamble.

Cualquier objeto o ensamble rotatorio que sea relativamente grande en la dirección axial, en comparación con la dirección radial, requiere equilibrado dinámico para su equilibrado completo. Es posible que un objeto esté equilibrado estáticamente, pero no dinámicamente.

Considérese el ensamble mostrado en la figura 4.4. Dos masas iguales están en radios idénticos, a 180° rotacionalmente alejadas, y separadas a lo largo de la longitud del eje. La suma de fuerzas $-ma$ generadas por su rotación siempre será cero. Sin embargo, en la



vista lateral, las fuerzas de inercia forman un par que gira junto con las masas alrededor del eje. Este par oscilante provoca un momento en el plano de la bancada que levanta y deja caer alternadamente los extremos izquierdo y derecho del eje.

El común denominador entre los dispositivos a estudio debe ser que su masa puede estar desigualmente distribuida tanto rotacionalmente alrededor de su eje como longitudinalmente a lo largo de su eje.

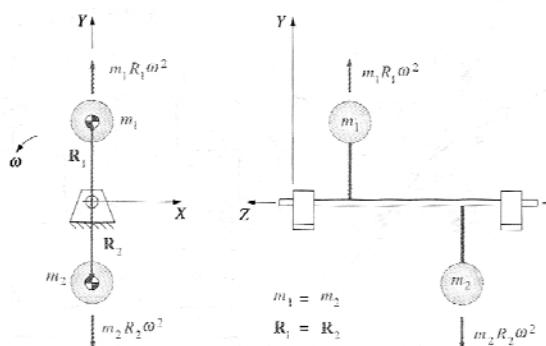


Figura 4.4: Fuerzas desequilibradas-momento desequilibrado.

Siempre es recomendable equilibrar primero estáticamente todos los componentes individuales que integran el ensamble, pues esto reducirá la cantidad de desequilibrio dinámico que debe corregirse en el ensamble final y deducirá el momento de flexión sobre el eje.

4.9.1.4.1. Proceso de equilibrado genérico. En dos o más planos.

Se trataría de disponer el banco de ensayos con dos discos separados una distancia determinada entre si y de los apoyos respectivamente, a lo largo del eje.

Se realizaría una medición inicial de la vibración sin adicionar masas de prueba. Teniendo en cuenta la medición

inicial, comprobar la permisividad en función de lo establecido según la norma ISO 10816.

Tras comprobar que el desequilibrio inicial se encuentra dentro de los límites admisibles, se procedería a desequilibrar el sistema, en nuestro caso, añadiendo masas de prueba a los discos de inercia, en función de la disposición con la que se quieran realizar los experimentos, según las posibles tipologías descritas en el apartado 3.1.4.1.5. *Combinaciones del desequilibrio dinámico.* Se trataría de colocar pernos de prueba (con masa conocida) en diferentes posiciones parametrizadas sobre los discos, de tal manera que provoquen los desequilibrios esperados.

Al igual que en el apartado anterior, se arrancaría el sistema hasta alcanzar la velocidad de trabajo inicial (superior a 1000 rpm). Lograda esta velocidad se realizarán las observaciones con respecto a la rotación del eje y también se escucharía el ruido generado en el funcionamiento de los componentes del descanso del eje.

Lo adecuado será dejar en funcionamiento el sistema durante un tiempo prudencial para facilitar la estabilidad del mismo, en cuanto a vibraciones residuales y de componentes se refiere.

Se deberán tomar mediciones en diferentes condiciones de trabajo, variando la velocidad del motor, las masas de desequilibrado, las combinaciones de desequilibrio y las posiciones de los discos, en función de los datos que se deseen obtener.

La corrección requiere, en primer lugar, la obtención de la magnitud y posición del desequilibrio. Estos datos se obtendrían



analizando las reacciones producidas en los apoyos, a través de un sistema de captación de dicha información que permita exportarla y tratarla posteriormente a través de un sistema informático.

El análisis deberá ser estático y dinámico, en cuanto a que deberán estudiarse no sólo el equilibrio de fuerzas, sino el de momentos. Además se deberá incluir el efecto cruzado producido en el desequilibrio, repitiendo el proceso hasta obtener resultados admisibles.

Para el análisis de dichas condiciones pueden utilizarse cualquiera de los métodos explicados en el apartado 3.4.2. *Métodos de equilibrado*, correspondientes a la metodología de corrección para desequilibrio en dos o más planos.

De forma similar al apartado anterior, el objetivo es hacer coincidir el centro de gravedad del rotor con el eje de giro.

En este ensayo se deben analizar las distintas amplitudes de vibración que se producen al efectuar distintos desequilibrios de masa, analizar el ruido que el desequilibrio produce en los descansos del eje y estudiar el movimiento que se produce en el eje cuando existe esta condición, comparándolo con el funcionamiento del eje funcionando en condiciones totalmente normales.

Por conclusiones el usuario podrá determinar en qué afecta la velocidad operacional para poder detectar de mejor o peor manera el desequilibrio y en qué afecta a la amplitud de la vibración; también podrá determinar cómo se ve afectada la amplitud de la vibración a medida que se aumenta la cantidad de masa a los rotores, así como los momentos producidos por las



masas desplazadas, para aumentar el desequilibrio; otra conclusión que deberá extraer el usuario a parte de las características que le demuestren un desequilibrio de masa en una máquina, es en qué dirección es más conveniente montar los instrumentos para apreciar las señales que el desequilibrio ocasiona.

4.9.2. Tratamiento de las medidas tomadas en los ensayos.

Se proporciona una serie de elementos de análisis de los datos obtenidos, para estudiar las diferentes relaciones entre los parámetros que intervienen en el proceso.

El siguiente gráfico muestra la relación entre desplazamiento, velocidad y aceleración para un nivel de vibración fijo de 2.54 mm/s. Los ejes están en escala logarítmica. El eje Y indica el nivel de vibración mientras el eje X indica la frecuencia. Indica que a baja frecuencia se produce muy poca vibración en aceleración, mientras que la amplitud del desplazamiento es mucho mayor. Ocurre lo contrario a mayores frecuencias.

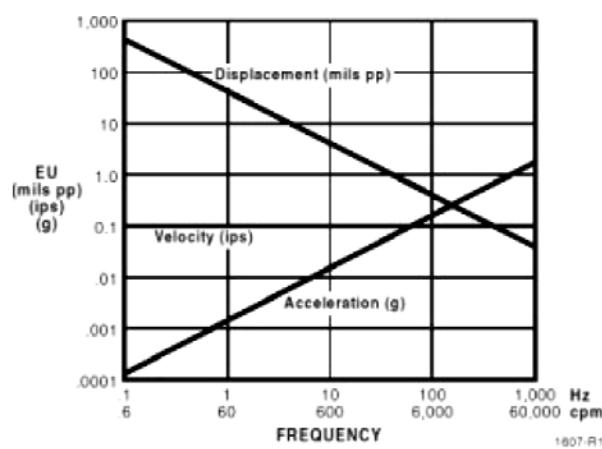


Figura 4.5: relación desplazamiento-velocidad-aceleración.



Esto nos da gran información ya que la velocidad tiene una buena respuesta frente a todo el rango de frecuencia (recordemos que todos los sensores tienen límites físicos y electrónicos, y necesitan ser montados correctamente).

Este gráfico también indica que les pasa a las medidas cuando son integradas de aceleración a velocidad o de velocidad a desplazamiento. La información de baja frecuencia se amplifica, mientras que la de alta frecuencia se reduce.

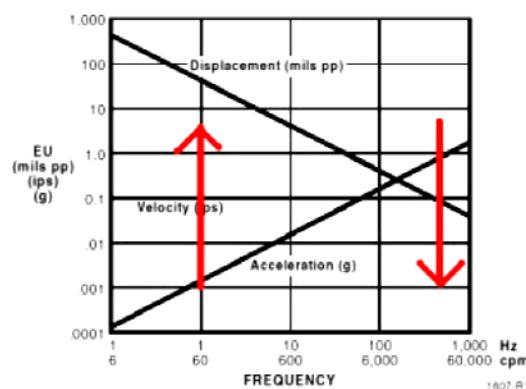


Figura 4.6: relación desplazamiento-velocidad-aceleración.

Se pueden realizar análisis más completos, teniendo en cuenta las siguientes fórmulas:

$$V = 2P_{if}D = \frac{P_{if}A}{2}$$

$$A = 2P_{if}V = (2P_{if})2D$$

Donde

D= Desplazamiento, valor pico (mm).

F = Frecuencia (Hz ó CPS).

V = Velocidad (mm/seg).

A = Aceleración (mm/seg²).

NOTA: Todos los valores son valores pico.



Multiplicar por 0.707 para obtener valores RMS, ó por 2 para valores pico-pico, en base a lo estudiado en el apartado 3.2.1.3.2.
Análisis de vibraciones en el dominio del tiempo.



5. Diseño conceptual. Selección de componentes.

5.1. Especificaciones de diseño. Requerimientos mínimos de cada subsistema.

No existe una fórmula o procedimiento estándar para determinar la configuración de un sistema. En este proyecto el planteamiento es el de fundamentarse en diseños existentes a fin de evaluar cómo se resolvieron problemas similares de diseño y combinar lo mejor de esos diseños para dar solución a nuestro problema en particular.

Aunque muchos de los factores que se citan a continuación no se han tenido en cuenta por sobrepasar el alcance del proyecto, la idea general del análisis debería partir de las siguientes variables:

- Factores de diseño: resistencia, confiabilidad, propiedades físico-químicas, corrosión, desgaste, fricción, procesamiento, utilidad, costo, seguridad, peso, duración, ruido, esterilización, forma, tamaño, flexibilidad, control, rigidez, acabado superficial, lubricación, mantenimiento, volumen, normas y estándares, factores de seguridad, responsabilidad legal.

- Variables cuantitativas:

- o Potencias y capacidades típicas o estándares.
- o Velocidades, fuerzas y pares típicos de operación.
- o Dimensiones básicas: área en planta (teniendo en cuenta no sólo el área neta que ocupa la máquina, sino también necesidades de tránsito y mantenimiento), altura máxima, elevación desde el suelo; longitud de bancada mínima, distancias entre ejes, diámetros de volteo, amplitudes de giro...



- Rangos típicos de variables de proceso: presión, temperatura, flujo, nivel, densidad, humedad...
- Consumos específicos de electricidad.
- Número de operarios.
- Vida útil, frecuencia de utilización y tiempos de operación.

- Variables cualitativas:

- Tipos de máquinas existentes.
- Fuentes típicas de potencia.
- Elementos de transmisión típicos.
- Mecanismos funcionales.
- Materiales de construcción.
- Disposición estructural de la máquina.
- Necesidades de control y automatización.
- Necesidades de elementos de protección estructural, funcional, eléctrica...
- Requerimientos de ensamble, instalación, operación y mantenimiento.

Lo más adecuado será analizar primero los subsistemas funcionales o actuadores, porque todos los demás elementos de la máquina deben supeditarse al cumplimiento de la función principal de la máquina.

Luego se seguiría con las fuentes de potencia, los sistemas de transmisión, el subsistema estructural, los sistemas de protección y control, y por último los sistemas de medición y tratamiento de datos.

Comenzaremos pues con la elección inicial de un motor que cumpla unos requerimientos mínimos generales, sin conocer a priori los parámetros concretos del resto de componentes dependientes; tras la elección previa se procederá a seleccionar el siguiente componente, en base al orden de análisis establecido y unos parámetros generales.



Partimos del planteamiento de:

- 1 motor.
- 2 soportes con rodamientos.
- 1 eje rotor y 2 discos de desequilibrio.
- Pernos y tuercas como masas de desequilibrio.
- 1 acople flexible.
- Bancada.
- Sistema de captación de datos.
- Sistema de tratamiento de datos.
- Sistemas de seguridad.

En lo siguiente se hará la selección y se justificarán las especificaciones de los elementos y componentes, partiendo de los aspectos fundamentales a tener en cuenta para una primera elección, que se verán influidos por los requerimientos generales anteriormente comentados, así como los específicos de los componentes con los que se relacionen directamente.

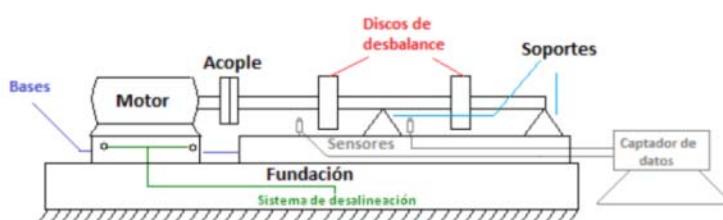


Figura 5.1: Esquema general del diseño.

Para definir dimensiones y pesos del sistema, partiremos de un diseño comercial ofertado por el fabricante alemán G.U.N.T., especializado en equipos para la educación en ingeniería.



Se trata de un kit para el diagnóstico de máquinas que puede ser utilizado para simular ciertos tipos de defectos y estudiar sus efectos en el espectro de vibraciones.

El equipo básico *PT 500* permite realizar prácticas de medición de vibraciones (medición del desplazamiento y la velocidad de las vibraciones y de la aceleración en el margen de tiempo-frecuencia). Además se pueden realizar prácticas de equilibrado de rotores rígidos en funcionamiento y de alineación de árboles.



Figura 5.2: Equipo básico PT 500 del fabricante G.U.N.T.

5.1.1. Motor.

Aspectos fundamentales a tener en cuenta para la elección del motor:

- Corriente con la que vamos a trabajar. Sistema trifásico o monofásico.
- Voltaje con el que se cuenta en las instalaciones.
- Frecuencia y rango de velocidades a alcanzar.
- Carga a mover por el motor y potencia necesaria para desarrollar dicho trabajo.
- Tipo de arranque y picos de carga.
- Condiciones de servicio:
 - o Frecuencia con la que se usará el motor y tiempo de trabajo aproximados.



- Aspectos indirectos derivados de otros componentes:
 - o Utilización de variador de velocidad.
 - o Sistemas de frenado (velocidad máxima soportable).
 - o Tipo de sujeción al banco de trabajo.
- Otras variables específicas significativas:
 - o Grado de protección mecánico (IP). Condiciones propias del ambiente: contaminación, presencia de agentes químicos, utilización en lugares abiertos o cerrados.
- Otras variables generales significativas:
 - o Precio.
 - o Seguridad.

Aunque algunos criterios de elección no se exponen, si se han tenido en cuenta o se han especificado en los requerimientos iniciales, lo cual no exime de realizar un pequeño análisis previo para fundamentar los descartes iniciales.

Así podemos desarrollar la elección de un motor eléctrico frente a un motor de combustión, destacando que el motor eléctrico presenta una serie de ventajas frente al de combustión como son:

- A igual potencia, su tamaño y peso son más reducidos.
- Se pueden construir de cualquier tamaño.
- Tienen un par de giro elevado y según el tipo de motor, prácticamente constante.
- Su rendimiento es muy elevado (entre el 75% - 92%, aumentando el mismo a medida que se incrementa la potencia de la máquina).
- Este tipo de motores no emite contaminantes.

Tras esta introducción, seguiremos desarrollando el análisis de características para motores eléctricos como inductor de nuestro sistema.



Al seleccionar un motor, lo primero que se debe considerar es la velocidad de rotación y el esfuerzo de torsión requeridos por el motor. La potencia del motor será entonces una consecuencia de los dos factores anteriores.

El motor que llevará este banco no requiere de una gran potencia debido a que no existe una carga considerable, todos los elementos que el banco lleva montados y a los que el motor debe proveer de movimientos serán livianos y ejercerán muy poca carga por lo que el motor a montar debe tener una potencia baja y alcanzar altas velocidades (aproximadamente 2000 rpm).

La carga total máxima aproximada a mover por el motor sería la suma de las masas del acoplamiento, eje, discos, pernos y tuercas y sistemas de fijación de los discos. Utilizando como referencia todos los proyectos similares estudiados (*ver Bibliografía*) y tomando como sistema elemental el especificado en la figura 5.2; para unas masas aproximadas de referencia de: eje 1,5 kg, dos discos 1,5 kg/u, un acoplamiento 0,5 kg, 6 pernos montados de 0,025 kg/u, estaríamos hablando de una carga estática total aproximada (todos los elementos posibles montados) de unos 6-7 kg.

Así mismo, el par máximo a desarrollar por el motor no será elevado, pues el diámetro exterior de los discos de desequilibrado tampoco debería serlo, en función de los bancos de pruebas estudiados.

El motor debe cumplir con la función de introducir la energía necesaria para que el sistema rote alcanzando las frecuencias naturales. Por consiguiente, lo ideal sería que el motor pueda cumplir con un amplio rango de velocidades de giro que cubra las primeras frecuencias naturales y además deje un margen por encima y por debajo de éstas para que se pueda notar el efecto de su cercanía en condiciones de operación.



La carga es la que define la potencia y velocidad del motor.

Es conveniente hacer un estudio detallado de cuál será el momento de inercia, la curva Par-Velocidad de la carga. Estos puntos nos ayudan a definir cómo será el comportamiento dinámico del motor y cuáles serán los tiempos de arranque. No obstante, estos resultados sólo se consiguen de forma experimental.

El momento de inercia afecta directamente al arranque de la máquina, el cual es vencido gracias al gran par de arranque de los motores de inducción, dicho par es superior al par nominal en varias unidades. Pero cuanto mayor sea el momento de inercia, mayor será el par de arranque necesario y más tiempo tardará la máquina en alcanzar la velocidad nominal asignada y por tanto la corriente será elevada durante más tiempo. Como el momento de inercia depende del peso del rotor, podemos decir que cuanto mayor sea el motor más elevado será el momento de inercia, la relación peso/momento de inercia es prácticamente una relación lineal. Consecuentemente, el par de arranque necesario previsiblemente para nuestro motor no debería ser excesivamente elevado, pues el peso total del rotor es reducido.

La curva de par-velocidad del motor de inducción nos da varios valores importantes de información sobre la operación de los motores de inducción:

- El par inducido del motor es cero a velocidad síncrona.
- Es aproximadamente lineal entre vacío y plena carga.
- Hay un par máximo posible que no se puede exceder, que es dos o tres veces el par nominal a plena carga del motor.
- El par de arranque del motor es un poco mayor al par a plena carga.



Es ideal conocer las condiciones de la carga durante la especificación del motor, pues el comportamiento varía, dependiendo de ésta.

La velocidad va en función de la frecuencia (hz) y de los pares de polos. En el mercado las velocidades más comunes son 1500 o 3000 rpm, de forma que un motor de 2 pares de polos a 50hz alcanzaría 1500rpm y uno de 1 par de polos a 50hz alcanzaría 3000rpm.

Las potencias están estandarizadas y más o menos van de medio CV en medio CV, así tenemos 0.75 kw, 1.1 kw, 1.5kw, 2,2 kw, 3kw, etc. Esto se debe elegir en función de la carga que tenga que mover el motor. En nuestro caso, la valoración es que con uno de 0,75kw (1CV) sería suficiente. Teniendo en cuenta que a más potencia motor más caro y variador más caro.

Toda máquina consume más potencia de la que entrega, por lo que es importante que consideremos el término de eficiencia. La potencia que el motor consume y no convierte en potencia de salida son pérdidas. La eficiencia o rendimiento es una medida de qué porcentaje de energía desperdicia una máquina.

De esta forma, cuanto mayor eficiencia, menor desperdicio y consecuentemente menores costes de operación. Contrariamente, cuanta menor eficiencia, mayor desperdicio y mayores costes. En un solo motor, tal vez no sea notorio, pero para una industria que tenga 100 o 200 motores, la eficiencia es un punto muy importante a considerar. En nuestro caso, y teniendo en cuenta que el sistema cuenta con un único motor, la eficiencia no será significativa respecto a otros parámetros.

La capacidad de sobrecarga del motor será también un factor a valorar, pues el ciclo de carga puede exigir al motor que en ciertos



momentos suministre mayor potencia de su potencia nominal (o normal). Esta capacidad es conocida como Factor de Servicio (FS).

El grado de protección IP determina el grado de protección (mecánico) o de encerramiento del motor.

Los siguientes son los más comunes:

- IP21: Protegido contra contacto con los dedos, contra ingreso de cuerpos sólidos mayores que 12 mm y contra gotas verticales de agua.
- IP22: Protegido contra contacto con los dedos, contra ingreso de cuerpos sólidos mayores que 12 mm y contra gotas de agua hasta una inclinación de 15° con la vertical.
- IP55: Protegido completamente contra contacto, contra acumulación de polvos nocivos y contra chorros de agua en todas las direcciones.

El motor no se instalará expuesto a ambientes químicos agresivos o lugares donde se almacenen productos inflamables, además el uso del mismo debe ir precedido de unas pautas mínimas de seguridad expuestas por personal docente, por lo que la protección no debería ser excepcional respecto a la esencial para su manejo por personal no cualificado, siendo adecuado un IP55 como opción.

En este tipo de instalaciones se acostumbra a que los motores sean aptos para el arranque estrella-tríangulo, con el objetivo de que la red no se desestabilice por las altas corrientes consumidas durante el arranque directo. De esta forma, para las potencias mencionadas los motores estándar en nuestro país tienen doce cables de conexión. Esta característica les hace aptos para funcionar prácticamente en cualquier red, pero es importante tener bastante precaución en las conexiones, pues con mayor cantidad de uniones a realizar, se puede presentar



mayor cantidad de errores. Esto debe evitarse durante la etapa de instalación.

Las principales características que identifican una red eléctrica son la tensión (voltaje) y frecuencia. En España (así como en Europa) la tensión normalizada es 230/400v; 50 Hz.

La tensión de alimentación debe ser de 230/400 v, de esta forma conectándolo en triángulo sería compatible con cualquier red doméstica (contando con el variador, claro).

Uno de los momentos más críticos para el motor, la red y la carga es el arranque.

El arranque es el periodo en el que el motor hace la transición desde su estado de reposo hasta su velocidad de régimen. Para la red, la mejor condición de arranque es aquella en que este tiempo de transición es el mínimo posible y la corriente consumida es la mínima posible. Para el motor, la mejor condición de arranque es la que garantiza el menor calentamiento. Para la carga, la mejor condición es aquella que garantiza los menores desgastes mecánicos. En general, el tipo de arranque de cada aplicación debe ser analizado adecuadamente para lograr el mejor equilibrio entre las tres partes mencionadas previamente.

Existen los siguientes tipos de arranque:

1. Directo: el motor tendrá una corriente de arranque normal (hasta ocho veces la corriente nominal) y un par de arranque normal.
2. Estrella-Triángulo: la corriente y el momento torsor se reducen a la tercera parte (hasta tres veces la corriente nominal).
3. Por Autotransformador: el autotransformador es fabricado para entregar al motor una tensión menor de la nominal. Esta tensión puede estar entre el 30% y el 70% dependiendo de la



aplicación. La corriente y el par variarán en proporción cuadrática a la tensión de alimentación.

4. Arranque electrónico suave: en este método, el arrancador alimenta el motor con una tensión reducida y gradualmente aumenta la tensión hasta la tensión de régimen. El comportamiento inicial de la corriente y el torque será idéntico al método 3, pero el comportamiento durante todo el periodo de transición dependerá de la manera como el arrancador suave sea controlado.
5. Variador de velocidad (o variador de frecuencia): mediante este método, se logra limitar la corriente de arranque a valores de hasta dos veces la corriente nominal, mientras se obtiene un par de arranque adecuado para cualquier aplicación. Además, la transición será la más suave posible de todos los métodos. Mecánicamente, es la mejor forma de hacer la operación, además de que permite realizar control de velocidad preciso, gracias a los avances de la electrónica de potencia y control. En los primeros tres métodos se da una transición brusca desde el reposo hasta su velocidad de régimen. En los métodos 2 y 3, adicionalmente se da una transición desde el estado de tensión reducida a tensión plena. En el método 4, se logra una transición menos brusca, pero aún con algunos saltos, pues lo que se está controlando es la tensión de alimentación. En el método 5, se logra una transición mucho más suave, pues se está controlando efectivamente la velocidad del motor y de la carga.

Puesto que la utilización de un variador de frecuencia es la opción más adecuada, se planteará su uso para llevar a cabo el arranque del motor, así como la variación de velocidad posterior; de no ser factible, se adoptaría la opción de arranque estrella-triángulo, por lo que la



elección de las características del motor deberán posibilitar dicho arranque.

En cuanto al tipo de fijación, las distintas opciones del mercado nos hacen decantarnos entre motores “con patas” o motores “de brida”. En nuestro caso, el montaje más sencillo es a través de un motor con patas, que proporcionará mayor simplicidad en el montaje y posibilitará la posterior movilidad del motor sobre la bancada para modificar la estructura del sistema. Habrá que tener en cuenta la altura del subconjunto eje-discos para poder disponer de un mecanismo regulador de la altura del motor o en todo caso un elemento adaptador para conseguir las dimensiones adecuadas, siendo primordial la alineación de elementos del rotor.

Una de las principales características del motor, el régimen eléctrico de funcionamiento, requiere de un estudio más exhaustivo de las posibilidades más comunes que ofrece el mercado, así pues, se presenta una pequeña comparativa de los sistemas trifásicos frente a los monofásicos, que ayudará a decantarse en la elección.

En contraposición a los motores monofásicos, la potencia en KVA de un motor trifásico es aproximadamente 150% mayor.

Otra ventaja es la posibilidad de disponer de dos tensiones, una más elevada o de línea y otra más reducida o de fase. Las tensiones normalizadas para la distribución a los usuarios finales para aplicaciones generales, son de 220V y 380V. Ambas tensiones, se pueden transportar utilizando las 3 fases y el neutro, conectando el generador en estrella, esto supone un mayor margen de trabajo que los motores monofásicos.

Además la potencia proporcionada por un sistema trifásico nunca cae a cero por lo que la potencia enviada a la carga es siempre la misma. La línea trifásica alimenta con potencia constante y no pulsada, como en el caso de la línea monofásica. Esto supone que la salida de



los sistemas trifásicos es mucho más estable que la de los monofásicos.

Una alimentación monofásica puede obtenerse de los circuitos trifásicos pero trifásica no puede obtenerse de un motor monofásico, posibilitando una mayor adaptabilidad del motor a posteriores montajes o aplicaciones.

El factor de potencia de los motores monofásicos es pobre en relación a los motores trifásicos equivalentes.

Los amperajes que manejan los motores monofásicos son más altos que los que manejan los motores trifásicos, por lo tanto, el gasto energético a la larga es mayor, teniendo en cuenta además, que habrá bajones de voltaje en la instalación monofásica que podría dañar otros aparatos conectados a la misma, como componentes electrónicos, ordenadores, etc.

Son más sencillos y necesitan menos mantenimiento que los monofásicos.

Más específicamente, dentro del universo de motores eléctricos, el motor asincrónico de rotor en cortocircuito (motor de "jaula de ardilla") es el más común y de uso más generalizado por diversas razones:

- Bajo costo.
- Bajo mantenimiento.
- Fácil de adquirir.
- Alto grado de protección.
- Pocos componentes.
- Robusto.

Por carecer de chispas internas, puede instalarse en ambientes de riesgo. Con el avance de la electrónica de potencia, hoy en día es el motor más práctico para realizar aplicaciones en donde se requiere variación de velocidad, llegando incluso a desplazar el motor de corriente continua.



Esta será pues nuestra opción: un motor trifásico de corriente alterna, asíncrono de rotor en cortocircuito (motor de "jaula de ardilla").

En todo caso, si esta opción no fuese asumible, un motor eléctrico de corriente alterna, a pesar de que funciona a una velocidad de giro dependiente de la frecuencia de la red eléctrica (60 Hz, constante), puede cumplir con esta función. Los motores eléctricos CA se pueden encontrar en un amplio rango de potencias suministradas, y en tamaños compactos.

El problema de la necesidad de un rango de velocidades de giro en un motor CA se puede solucionar si se utiliza, además del motor, un variador de frecuencia que permita al motor eléctrico de velocidad constante, variar las velocidades dentro de un rango permisible.

Además de toda la información anteriormente descrita, se tendrán en cuenta las siguientes normas, referentes al uso de máquinas eléctricas rotativas:

Normas y prescripciones

Título	IEC	DIN/EN
Especificaciones generales de máquinas eléctricas rotativas	IEC 60034-1, IEC 60085	DIN EN 60034-1
Determinación de pérdidas y del rendimiento de máquinas eléctricas rotativas	IEC 60034-2	DIN EN 60034-2
Dimensiones de montaje y potencias normalizadas	IEC 60072 sólo dimensiones	DIN EN 50347
Arranque de máquinas eléctricas rotativas	IEC 60034-12	DIN EN 60034-12
Designación de conexiones y sentido de giro para máquinas eléctricas rotativas	IEC 60034-8	DIN EN 60034-8
Denominación de formas constructivas, instalación y situación de la caja de conexiones	IEC 60034-7	DIN EN 60034-7
Entrada de cables en la caja de conexiones	–	DIN 42925
Protección térmica incorporada	IEC 60034-11	DIN EN 60034-11
Límites de ruido en máquinas eléctricas rotativas	IEC 60034-9	DIN EN 60034-9
Tensiones normalizadas IEC	IEC 60038	DIN IEC 60038
Clases de refrigeración de máquinas eléctricas rotativas	IEC 60034-6	DIN EN 60034-6
Vibraciones mecánicas	IEC 60034-14	DIN EN 60034-14
Límites de vibraciones	–	DIN ISO 10816
Tipos de protección de máquinas eléctricas rotativas	IEC 60034-5	DIN EN 60034-5

Tabla 5.1: normas referentes al uso y mantenimiento de máquinas eléctricas rotativas.



Selección de componente:

En función de lo expuesto en el apartado anterior y las posibilidades aconsejadas por el fabricante elegido, en este caso ABB Motors and Generators, se propone partir de un *motor 3GAA 082 214-ASE*.

Se trata de un motor trifásico de corriente alterna, *tipo M2AA80D-4*, asíncrono de rotor en cortocircuito (motor de "jaula de ardilla"), con una potencia útil de 0,75 kW y una velocidad nominal de 1500 rpm, dispone de 4 polos y trabaja a una frecuencia de 50 Hz, posibilita la conexión en triángulo en redes de 230 v y en estrella en redes de 400 v y tiene un grado de protección mecánico o de encerramiento IP-55.

El resto de características técnicas pueden consultarse también en el Anexo I.

Habrá que tener en cuenta una magnitud importante llamada *deslizamiento*, que afecta directamente a la velocidad real que alcanzará el motor.

Los motores de inducción son asíncronos porque el rotor gira más despacio que el campo magnético estatórico (Nr). La diferencia porcentual entre estas velocidades se llama deslizamiento (S) y nos aporta información interesante sobre el comportamiento del motor. El deslizamiento por tanto es:

$$S(\%) = \frac{N_S - N_R}{N_S} 100$$

Donde:

S: deslizamiento en %.

N_S : velocidad de sincronismo en rpm.

N_R : velocidad del rotor en rpm.



Número de polos	N_s rpm	N_r rpm	S %
2	3000	2950	1,6
4	1500	1450	3,3
8	750	700	6,6
10	600	550	8

Tabla 5.2: deslizamientos nominales típicos en función del número de polos del motor a frecuencia 50Hz.

En el caso de un motor de cuatro polos significa que el rotor gira un 3,3 % más despacio que el campo magnético del estator.

La velocidad del rotor (N_r) y el deslizamiento (S) evolucionan al revés; a menos velocidad, más deslizamiento y viceversa.

Un deslizamiento elevado, implica que el rotor del motor gira a una velocidad lenta; sin embargo el campo magnético estatórico, siempre gira a la velocidad de sincronismo.

Así pues, la velocidad real del rotor elegido será de 1450rpm, valor que será necesario tener en cuenta para posteriores cálculos.

En todo caso, de no poderse adquirir este componente, se seleccionaría un motor de similares características, para ello pueden consultarse otros fabricantes o distribuidores como son: ELMEQ, HERGOROS, KELVIN, SELMETRON, SEW-EURODRIVE, SIEMENS O VASCAT, entre otros.

5.1.2. Conjunto Eje-Discos.

Para la elección de los subcomponentes de este apartado se tendrán en cuenta, al mismo tiempo, las dimensiones propuestas, tanto del acoplamiento, como del eje, los discos y los sistemas de fijación, puesto que los valores dimensionales de unos componentes determinan la definición de los de los otros, necesarios en este caso para su elección final.



5.1.2.1. Acoplamiento.

Aspectos fundamentales a tener en cuenta para la elección del acoplamiento:

- Momento máximo aportado por el motor.
- Velocidades esperadas.
- Tamaños del eje del motor y el rotor.
- Tamaño del acoplamiento.
- Desalineación a soportar.
- Capacidad de absorción de vibraciones.
- Generación de calor debido a la resistencia aerodinámica.
- Lubricación del acoplamiento.
- Condiciones de servicio:
 - o Frecuencia con la que se usará el motor y tiempo de trabajo aproximados.
 - o Frecuencia de contacto de los usuarios con el equipo → uniones eje-rotor.
- Otras variables generales significativas:
 - o Precio.
 - o Seguridad.

Básicamente los acoplamientos se clasifican en dos tipos, los rígidos y los flexibles:

- **Acoplamientos rígidos:**

Los acoplamientos rígidos se diseñan para unir dos ejes en forma apretada de manera que no sea posible que se genere movimiento relativo entre ellos.

Este diseño es deseable para ciertos tipos de equipos en los cuales se requiere una alineación precisa de dos ejes que puede lograrse; en tales casos el acople debe diseñarse de tal forma que sea capaz de transmitir el momento en los ejes.



Los acoplamientos rígidos deben emplearse sólo cuando la alineación de los dos ejes puede mantenerse con mucha precisión, no solo en el momento en que se instalan, sino también durante la operación de las máquinas.

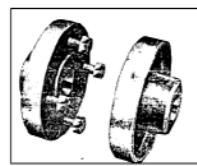
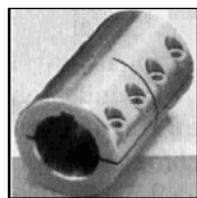


Figura 5.3: Acoplamientos rígidos de manguito o con prisionero.

Figura 5.4: Acoplamientos rígidos de platillos.

Figura 5.5: Acoplamientos rígidos. Por sujeción cónica.

- **Acoplamientos flexibles:**

Los acoplamientos flexibles son diseñados de tal manera que sean capaces de transmitir momento con suavidad, en tanto permiten cierta desalineación axial, radial o angular.

Dependiendo del método utilizado para absorber la desalineación, los acoplamientos flexibles pueden dividirse en:

- 1.- Acoplamientos de elementos deslizantes.
- 2.- Acoplamientos de elementos flexibles.
- 3.- Combinación de acoplamientos deslizantes y flexibles.

1.- Acoplamientos de elementos deslizantes:

Estos tipos de acoplamientos absorben la desalineación por deslizamiento entre dos o más de sus componentes. Este deslizamiento y las fuerzas generadas por el momento de torsión transmitido generan desgaste. Para dar lugar a una vida adecuada, estos acoplamientos se lubrican o se emplean elementos hechos de plástico de baja fricción. Los acoplamientos de este tipo tienen dos mitades en virtud de que cada par deslizante de elementos puede absorber solo desalineación angular; se necesitan dos de estos pares para acomodar la desalineación paralela. Se puede

comprender mejor este hecho si se supone que cada par de elementos deslizante es una junta articulada.

Estos acoplamientos se subdividen en:

a) *Acoplamientos del tipo de engranaje.*

Estos acoplamientos constituyen el diseño más universal; pueden fabricarse casi para cualquier aplicación desde unos cuantos caballos de potencia hasta miles de ellos (desde menos de 1 rpm hasta más de 20.000 rpm). Para una aplicación determinada un acoplamiento de engranaje suele ser más pequeño y más ligero que el de otro tipo. Estos acoplamientos pueden utilizarse en máquinas con árboles acoplados cerrados o para grandes separaciones entre los árboles conectados. Por otra parte requieren lubricación periódica (cada seis meses) debido a que el lubricante es sometido a grandes fuerzas centrífugas, son rígidos respecto a la tracción y son más caros que otros tipos de acoplamientos.

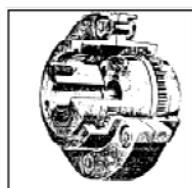


Figura 5.6: Acoplamientos flexibles de engranaje.

b) *Acoplamientos de cadena.*

Los acoplamientos de cadenas sobresalen por su sencillez. Todo lo que se necesita son dos ruedas dentadas y un trozo de cadena doble. Por lo general se utiliza a baja velocidades, excepto cuando se les agrega una cubierta especial, metálica o de plástico, para contener el lubricante de lo contrario sería expulsado por la acción de las fuerzas centrífugas. Este tipo se utiliza en aplicaciones acopladas cerradas.

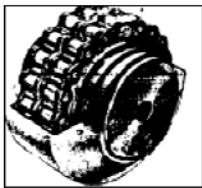


Figura 5.7: Acoplamientos flexibles de cadenas.

c) *Acoplamiento de rejilla de acero*

Este tipo de acoplamiento es semejante, en muchos aspectos al de engranaje, siendo éste más rígido respecto a la torsión que el de rejilla.



Figura 5.8: Acoplamiento de rejilla de acero.

2.- *Acoplamientos de elementos flexibles.*

Estos acoplamientos absorben la desalineación por la flexión de uno o más de sus componentes. Con el tiempo esta flexión puede hacer que falle el elemento el cual deberá remplazarse. Resulta evidente que cuanto menor sea la desalineación que deba absorber el acoplamiento, menor será la flexión que deben sufrir los elementos pudiendo así obtenerse un servicio más largo sin problemas.

Dependiendo del material utilizado del elemento flexible, los acoplamientos se pueden dividir en dos tipos:

- Con elemento metálico.
- Con elemento elastómero.

Aquellos con *elemento metálico* sólo pueden absorber desalineación en cada punto de flexión. Para absorber desalineación paralela (no alineación), un acoplamiento necesita dos elementos flexibles. Cuanto mayor sea la distancia entre los elementos, mayor será la no alineación que pueda absorber el acoplamiento.



Con unas cuantas excepciones no se puede utilizar a altas velocidades. El paquete de discos múltiples ofrece la ventaja de un sistema redundante y el acoplamiento puede funcionar incluso después de que han fallado uno o más discos. Sin embargo el remplazar discos debe hacerse con el paquete como un todo, en vez de remplazar sólo los discos quebrados.

Una desventaja de este tipo, es que toleran muy poco error en el espaciamiento axial de las máquinas.

Por otra parte esta desventaja se convierte en ventaja cuando se requiere un acoplamiento con flotación limitada en los extremos, como es el caso con los motores con cojinete de manguito, cuyo funcionamiento se apoya en su centrado magnético y no tienen cojinetes de empuje.

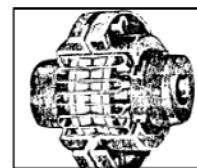
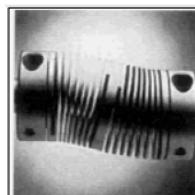


Figura 5.9: Acoplamiento flexible de fuelle helicoidal. **Figura 5.10:** Acoplamiento flexible direccional.

Aquellos con *elemento elastómero*, sólo pueden absorber la no alineación de uno de los elementos. Están diseñados para máquinas acopladas que estén próximas entre sí; sin embargo si se utilizan con un buje especial para centrar, pueden aplicarse en los casos en que existen separaciones grandes entre ejes.

Se analizarán los tipos más populares:

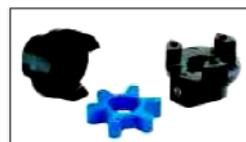


Figura 5.11: Acoplamiento flexible de manguitos de goma.

Figura 5.12: Acoplamientos flexibles de quijada de goma.

Figura 5.13: Acoplamiento flexible de disco flexible.

3.- Acoplamientos especiales o articulados:



Figura 5.14: Junta eslabonada de desplazamiento lateral.

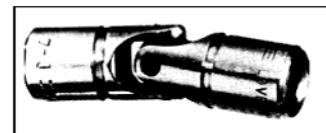


Figura 5.15: Junta universal.

La selección del acople es crítica para este diseño dado que será una pieza que estará sometida a cargas fluctuantes de flexión y torsión debido a la desalineación y al desequilibrio.

NOMBRE	DESALINEACIÓN TOLERADA AXIAL	DESALINEACIÓN TOLERADA ANGULAR	DESALINEACIÓN TOLERADA PARALELA	DESALINEACIÓN TOLERADA TORSIONAL	CONSIDERAR
Acoplamientos rígidos	Grande	Ninguna	Ninguna	Ninguna	Se exige alineación perfecta.
Manguito de goma	Moderada	Ligera	Ninguna	Ninguna	
De disco flexible	Ligera	Ligera	Ligera	Ligera o ninguna	Capacidad de absorber impacto. Sin juego.
Helicoidal de fuelle	Ligera	Grande	Moderada	Ninguna	Gran capacidad de par torsor.
Quijadas de goma	Ligera	Ligera	Ligera	Moderada	Gran absorción de impacto.
Tipo Falk	Ligera	Ninguna	Ninguna	Moderada	Gran absorción de impacto.
De cadena	Ligera	Ninguna	Ninguna	Ninguna	Gran absorción de impacto.
De engranaje	Grande	Ligera	Ligera	Ninguna	Gran capacidad de par torsor.
De fuelle metálico	Ligera	Grande	Moderada	Ninguna	Falla por fatiga.
Junta eslabonada lateral	Ninguna	Ligera	Grande	Ninguna	No hay cargas laterales en los ejes.
Junta universal	Ninguna	Grande	Grande	Ninguna	La junta lateral es de velocidad variable.
Junta universal Rzepa	Ninguna	Grande	Ninguna	Ninguna	Posee velocidad constante.
Junta lateral Oldham	Ninguna	Ligera	Grande	Ninguna	

Tabla 5.3: Resumen características de algunos acoplamientos.

Los acoplamientos tienen por función prolongar líneas de transmisión de ejes o conectar tramos de diferentes ejes, estén o no alineados entre sí.



Es un hecho real que siempre habrá alguna desalineación entre un eje impulsor y un eje impulsado, por lo cual deben procurarse “acoplamientos flexibles”, por ello seleccionaremos para nuestro proyecto un acoplamiento de este tipo.

El propósito fundamental de los acoplamientos flexibles es transmitir el par de torsión requerido desde el eje impulsor al impulsado y compensar el desalineamiento angular, paralelo o una combinación de ambos, con numerosas funciones complementarias como proporcionar desplazamiento axial y así mismo restringirlo.

Tal vez los acoplamientos flexibles son las partes peor tratadas de cualquier maquinaria, tanto por lo que respecta al tiempo de selección como al de instalación. A través de una apropiada selección del acoplamiento y de un buen procedimiento de alineación pueden evitarse altos costos de mantenimiento y pérdida de tiempo en la producción.

Diferentes tipos de acoplos pueden absorber diversas faltas de alineación, la selección de aquel que absorba la desalineación mayor no siempre es la mejor elección; ya que a veces se produce una desalineación mayor por una reducción en la potencia transmitida o una reducción en la vida útil de los acoplamientos. Los catálogos de los fabricantes enumeran información de diseño del cual se podrá elegir el acoplamiento más apropiado.

Por lo general los acoplamientos se suministran como parte de cualquier equipo nuevo, en vez de tener que seleccionar un acoplamiento nuevo, solo debe enfrentarse la necesidad de remplazar uno viejo, o alguna parte de él. Suponiendo que el fabricante del equipo haya seleccionado el tipo y tamaño correcto del acoplamiento, se generan pocos problemas. Sin embargo, hay casos en que los acoplamientos no duran la vida útil esperada, o bien se compra una pieza nueva sin el impulsor y debe seleccionarse un acoplamiento. El proceso no es sencillo, porque no existe aplicación en que solo un tipo sería el adecuado.



El par nominal es el factor principal de dimensionado de los acoplamientos de los ejes y de las máquinas directamente conectadas a ellos.

El par nominal a transmitir está en función de la potencia a transmitir y de la velocidad de rotación:

$$C(Nm) = \frac{9735 \cdot P(KW)}{n(rpm)}$$

En nuestro caso, la velocidad máxima de rotación del motor será de 1450 rpm., teniendo en cuenta el deslizamiento del mismo. Por lo tanto, el par nominal a transmitir por el acoplamiento sería:

$$C = \frac{9735 \cdot 0,75}{1450} = 5,03Nm$$

En la determinación del par nominal del acoplamiento, hay que tener en cuenta:

- Las irregularidades del par debidas a los diferentes tipos de máquinas motrices y receptoras (K1).
- Las frecuencias de arranque (K2).
- El número de horas de funcionamiento por día (K3).

El producto K de estos tres coeficientes K1, K2 y K3, se denomina coeficiente de seguridad o factor de carga, y se obtiene de las siguientes tablas:



Máquina motriz			Máquina receptora	Ejemplos de máquinas receptoras
Motor electr. y turbina	Máq. de piston 4 a 6 cilind.	1 a 3 cilind.		
1	1,2	1,4	① Marcha regular Inercia muy pequeña	•Eje de reenvío •Generador de alumbrado •Línea de ejes •Bombas centrifugas •Ventilador centrífugo ...
1,2	1,4	1,7	② Marcha irregular Inercia pequeña	•Agitador de líquidos •Cinta transportadora •Ascensor •Máquinas herramientas rotativas para madera y metales •Máquinas textiles ligeras •Plegadoras •Bombas de engranajes •Bombas de paletas •Ventiladores ...
1,4	1,7	2	③ Marcha irregular Inercia media	•Agitador de líquidos cargados •Compresor rotativo •Transportadora de rodillos •Desmenuzadoras •Hornos rotativos •Máquinas para maderas (desbastadora, sierra de cinta...) •Máquinas para imprimir •Mezclador •Montacargas •Punzonadora •Bomba centrífuga para líquidos cargados ...
1,7	2	2,4	④ Marcha irregular Inercia media De golpes medios	•Hormigonera •Molino de percusión •Molino de bolas •Compresor de pistón con volante de inercia •Transportador de cadena •Grua •Laminador de metales ligeros •Máquinas de molino harinero •Martillo pilón •Telar •Bomba de pistón con volante de inercia •Cepilladora de metales •Tornos elevadores •Ventiladores de mina ...
2	2,4	2,8	⑤ Marcha irregular Inercia importante De golpes importantes	•Molino de martillos •Calandra (de caucho, textil...) •Compresor de pistón con pequeño volante de inercia •Desfibradora de madera •Excavadora •Laminador •Bomba de pistón con pequeño volante de inercia •Prensa forjadora •Prensa para fabricación de papel •Tamiz vibrante ...
2,4	2,8	3,3	⑥ Marcha irregular Inercia muy importante De golpes muy importantes	•Compresor de pistón sin volante de inercia •Triturador •Generador de soldadura •Laminador pesado •Prensa de mamostería •Bomba de pistón sin volante de inercia ...

Tabla 5.4: Coeficiente K1 para máquina motriz y receptora.

Según máquina motriz - máquina receptora Ver cuadro K1	NUMERO DE ARRANQUES POR HORA				
	1	10	30	60	120
①	1	1,2	1,3	1,5	1,6
② ③	1	1,1	1,2	1,3	1,4
④ ⑤ ⑥	1	1,05	1,1	1,2	1,2

Tabla 5.5: Coeficiente K2 para frecuencia de arranque.

Número de horas de funcionamiento diario	0 - 2	2 - 8	8 - 16	16 - 24
Coeficiente K3	0,9	1	1,1	1,2

Tabla 5.6: Coeficiente K3 para N° de horas de funcionamiento diario.

En nuestro caso:

- Según Tabla 5.4. → Considerando una marcha irregular, inercia media → K1=1,2
- Según Tabla 5.5. → Considerando un número de arranques por hora de 10 → K2=1,1



- Según Tabla 5.6. → Considerando un número de horas de funcionamiento diario de entre 0 y 2 → K3=0,9

Así pues, el coeficiente de seguridad o factor de carga quedaría:

$$K = K1 \cdot K2 \cdot K3 = 1,2 \cdot 1,1 \cdot 0,9 = 1,19$$

OBSERVACIÓN: Hay que evitar un coeficiente de seguridad excesivo, porque podría seleccionarse un acoplamiento sobredimensionado o demasiado rígido.

Par nominal del acoplamiento = Par nominal a transmitir x Coeficiente de seguridad

Finalmente tendríamos:

$$\text{Par nominal del acoplamiento} = 5,03 \cdot 1,19 = 5,98 \text{ Nm}$$

La potencia nominal a transmitir es la que tiene la máquina impulsora expresada en KW ó Caballos de potencia. En nuestro caso 0,75KW.

La velocidad de rotación expresada en rpm, es la que tiene la máquina motriz y debe ser inferior a la velocidad máxima del acoplamiento. En nuestro caso 1450 rpm.

En general, los acoplamientos pueden soportar velocidad de hasta 10000 rpm, valor superior a velocidades de los motores eléctricos y como opción viable, los acoplamientos elastómeros pueden transmitir potencias de hasta 2000 KW.

La elección de un acoplamiento con el tamaño correcto es muy importante, para hacerlo es necesario conocer no sólo la potencia y velocidades requeridas, sino también la severidad del servicio que



debe absorber, es decir, será necesario aplicar un factor de corrección o de servicio.

Si el tamaño no es relevante para el criterio de selección, entonces se puede considerar el precio. Pero el precio del acoplamiento por sí solo no es buena guía; debe considerarse el costo total, incluyendo el mantenimiento, las partes de reemplazo, pérdida de la producción, etc.

Aunque los acoplamientos representan un porcentaje pequeño del costo total de una pieza de la maquinaria, pueden causar tantos problemas como cualquier elemento del resto del equipo, si no se seleccionan apropiadamente.

Ventajas y desventajas de los diferentes acoplamientos.

Ventajas:

- Como resultado de una innovación en tecnología y del avance en materiales, los acoplamientos de elastómero logran menor esfuerzo ante una gran desalineación, reducen las cargas de momento reducido en el rodamiento debidas al acoplamiento, y reducen las cargas debidas a acoplamientos desequilibrados y de alta confiabilidad.
- Los acoplamientos flexibles con elementos metálicos pueden trabajar incluso después que han fallado uno o más discos.
- Los acoplamientos de tipo elastómero son capaces de absorber vibraciones que pudieran afectar a las máquinas.
- La duración de un acoplamiento depende en gran medida de la alineación del equipo, razón por la cual la alineación se ha convertido en un tema crucial; sin embargo, los nuevos acoplamientos flexibles permiten una desalineación de 1 a 3 grados.



Desventajas:

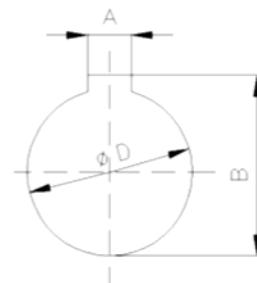
- Los acoplamientos flexibles para ejes como los de engranes y cadena, requieren una constante verificación de su sistema de lubricación, debido al movimiento deslizante.
- Los acoplamientos con discos múltiples requieren para el reemplazo de un disco, cambiar el sistema como un todo, ya que no pueden reemplazarse sólo los discos quebrados.
- En los acoplamientos de engranes bajo fuerzas centrífugas la grasa tiende a separarse en aceite y jabón.
- Los acoplamientos de alta velocidad se lubrican continuamente a través de un flujo de aceite permanente que ocasiona intrínsecamente un problema de acumulación de sedimentos.
- Los del tipo elastómeros son afectados por los agentes contaminantes del medio en el que se encuentran, provocando un envejecimiento prematuro.
- Cuando los acoplamientos rotan a alta velocidad en cajas de protección estancas, cortan el aire y este corte produce una generación de calor significativa.
- Los del tipo metálico son afectados por oxidaciones, razón por la cual no son recomendables en instalaciones expuestas a la adversidad del clima.
- Los acoplamientos con elastómeros en su interior (mixtos), no son inspeccionables visualmente, ya que están cubiertos por un cuerpo metálico que no permite la libre visualización del núcleo.
- Eventualmente pudiese existir un cierto desaprovechamiento de energía al utilizar núcleos con elastómeros, ya que éstos son capaces de absorber dicho rendimiento motriz, durante el proceso de transmisión de potencia.



Selección de componente:

Si el acople no es suministrado con la adquisición del motor, se deberán especificar al menos las siguientes características:

- Dimensiones de ejes (motriz y conducido): ver imagen.
- Potencia motor.
- Velocidad eje.
- Pico de par máximo.
- Y como datos no esenciales:
 - o Horas de servicio.
 - o Arranques/paradas.
 - o Condiciones ambientales.
 - o Espaciado entre ejes.



Teniendo en cuenta además los estándares comerciales ofertados por el fabricante elegido.

En nuestro caso:

- Dimensiones:
 - o Eje motriz:
 - A=6 mm
 - B=21,5 mm
 - D=19 mm
 - o Eje inducido:

Partiremos una vez más del eje base de dimensiones definidas en el banco de referencia de la figura 5.2., cuyo diámetro es $D=20$ mm, considerando además que el diseño inicial propuesto será de un eje "liso" de diámetro constante para el montaje.

- Potencia motor =0,75 KW.



- Velocidad eje =1450 rpm.
- Pico de par máximo =5,98 Nm.
- Y como datos no esenciales:
 - o Horas de servicio: se valoró para el motor un rango entre 0-2h diarias como máximo.
 - o Arranques/paradas: se valoró para el motor un valor de 10 arranques como máximo.
 - o Condiciones ambientales: no se instalará expuesto a ambientes químicos agresivos o lugares donde se almacenen productos inflamables.
 - o Espaciado entre ejes: se montaría en función de las posibilidades del acoplamiento, siendo suficiente la superficie de bancada para dichos ajustes.

Según la Tabla 5.4., y partiendo del planteamiento de que desalineación tolerada (axial, angular, paralela y torsional) será ligera, valoraríamos como adecuado un acoplamiento de disco flexible, por los requerimientos que a priori demandaría el sistema.

En función de lo expuesto en el apartado anterior y las posibilidades aconsejadas por el fabricante elegido, en este caso la empresa estadounidense LOVEJOY, se propone partir de un *acoplamiento SS075*.

Se trata de un acoplamiento flexible con disco flexible de tipo mordaza estándar, de diámetro interior máximo 22 mm y que soporta un par nominal máximo de 10,17 Nm, con una velocidad máxima de trabajo de 11.000 rpm.

El resto de características técnicas pueden consultarse también en el Anexo I.



En todo caso, si no pudiera adquirirse este componente, se seleccionaría un acoplamiento de similares características, para ello pueden consultarse otros fabricantes o distribuidores como son: WITTENSTEIN, MARTIN, NBK, HKH o REXON, entre otros.

5.1.2.2. Eje y fijaciones.

Aspectos fundamentales a tener en cuenta para la elección del eje y sistemas derivados:

- Velocidad de giro del eje.
- Elementos que debe soportar.
- Potencia o el par torsional que debe transmitir el eje.
- Sistema de transmisión del momento torsor a los discos.
- Sistema de fijación de los discos.
- Aspectos indirectos derivados de otros componentes:
 - o Acople al motor.
 - o Ubicación de los cojinetes que soportaran al eje.
- Otras variables generales significativas:
 - o Precio.
 - o Seguridad.

El material de mayor uso para la fabricación de ejes y árboles es el acero, que debido a sus propiedades mecánicas es un material sencillo de fabricar a la vez que posee una buena resistencia a la flexión y la torsión.

Los aceros utilizados para la fabricación de ejes y árboles se denominan aceros para maquinaria y son generalmente aceros de baja aleación.

La selección del acero vendrá dada por su resistencia mecánica, dependiente del tipo de aleación que tenga, el tratamiento térmico y otros factores como la dureza superficial y el acabado.



Lo ideal sería utilizar un acero destinado a la fabricación de elementos mecánicos de responsabilidad y resistencia medias, aptos para ejes poco cargados y mecanizado simple, que no vayan a estar sometidos a esfuerzos directos.

Al tratarse de un equipo ligero y sencillo, bastaría con utilizar un acero no enriquecido, que siempre será más económico. Este tipo de aceros se emplean en la construcción de ejes y piezas de maquinaria en general, que no exijan elevadas características mecánicas. Una de sus principales características es la poca dificultad que existe para adquirirlos, en diferentes formas comerciales.

La mayoría de los árboles o ejes de una máquina, (que no posean requerimientos especiales de resistencia ni peso), se fabrican con aceros finos de construcción al carbono (grupo F1100).

A efectos de deflexión, tienen la misma rigidez los aceros aleados que los aceros al carbono, por tanto procuraremos utilizar estos últimos para reducir costes.

El diseño del mismo debería posibilitar la introducción y movimiento de los discos, de forma sencilla, así como su fijación a lo largo del mismo, por lo tanto el mecanizado tendrá que basarse en una sección constante, cuyo grado de acabado no debería ser excesivamente bueno.

En caso de que deba solicitarse el diseño completo del eje, pues las soluciones comerciales o la carencia de ejes reutilizables así lo requiera, el procedimiento adecuado para el diseño de un eje es el siguiente:

- 1º Determinar la velocidad de giro del eje.
- 2º Determinar la potencia o el par torsional que debe transmitir el eje.



- 3º Determinar los componentes de transmisión de potencia, que se montarán sobre el eje, y especificar el lugar requerido para cada uno.
- 4º Especificar la ubicación de los cojinetes que soportaran al eje.
- 5º Proponer la forma general de los detalles geométricos para el eje, considerando la forma de posición axial en que se mantendrá cada elemento, y la forma en que vaya a efectuarse la transmisión de potencia de cada elemento al eje.
- 6º Determinar la magnitud del par torsional que se desarrolla en cada punto del eje. Se recomienda preparar un diagrama de par torsional.
- 7º Determinar las fuerzas que obran sobre el eje.
- 8º Determinar la distribución de momentos flectores en el eje.
- 9º Seleccionar el material con el que se fabricará el eje y especificar su condición: estirado en frío y con tratamiento térmico, entre otras.
- 10º Determinar un esfuerzo de diseño adecuado, contemplando la forma de aplicar la carga (uniforme, choque, repetida e invertida u otras más).
- 11º Analizar cada punto crítico del eje, para determinar el diámetro mínimo aceptable del mismo, en ese punto, y para garantizar la seguridad frente a las cargas en ese punto.
- 12º Especificar las dimensiones finales para cada punto en el eje.

Selección de componente:

En base al *Manual de ejes y árboles de transmisión de potencia de la Universidad Industrial de Santander*, las especificaciones descritas en la norma UNE-36011-12 (*Aceros finos de construcción al carbono*) y el resto de aspectos considerados en el apartado anterior, tomaremos como referencia un eje de acero F1140.

Para facilitar la elección y mecanizado del mismo, así como del acople, sistemas de fijación y discos de desequilibrio, se plantea que

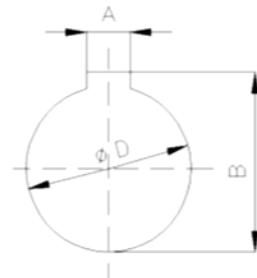


los extremos del eje dispongan de las medidas anteriormente planteadas para el acople mecánico, siendo el diámetro exterior del eje de 20 mm a expensas de las posibilidades según los estándares industriales.

De este modo tendremos:

- Dimensiones eje motriz:

- A=6 mm.
- B=21,5 mm.
- D=19 mm.



- Dimensiones eje inducido:

- Extremos para el acople (Lext=40 mm)
 - A=6 mm.
 - B=21,5 mm.
 - D=19 mm.
- Diámetro exterior=20 mm.
- L total eje=500 mm.

El mecanizado se realizaría bajo pedido a una empresa de mecanizado, en nuestro caso a la empresa aragonesa LAEF S.L., a partir de elementos normalizados comerciales disponibles en el mercado, correspondiendo las anteriores medidas al planteamiento inicial del banco de pruebas de la Figura 5.2.

Pueden consultarse también las siguientes empresas de mecanizado: RAYN, MECANIZADOS SAMPER, SMZ, CONSTRUCCIONES MECÁNICAS ARAGONESAS, S.A.; MECANIZADOS CARDIEL o FIASA, S.L.; entre otras.

Este eje debe ser capaz de soportar los esfuerzos máximos producidos por las masas anexas y los elementos inductores, no obstante, se analizarán dichos aspectos en apartados siguientes, pues se desconocen las dimensiones de los elementos desequilibrantes.

En los proyectos analizados, las dimensiones del conjunto rotor son similares a las propuestas en este proyecto, por lo que a priori se cumplirían los cálculos previsibles de superación de esfuerzos y cargas. No obstante, se analizarán las cargas estáticas a las que estaría sometido a priori el eje, con este dimensionamiento inicial.

A continuación se determinarán las cargas aproximadas a las que estará sometido el eje, para su posterior selección, proponiendo un montaje inicial, de tal forma que los elementos rotores estén a 100 mm de distancia entre centros y además a 100 mm del centro de los descansos.

- Fuerzas en el eje por el peso aproximado del mismo:

En base a las dimensiones previamente propuestas tenemos una longitud aproximada de 500 mm, asumiendo además que el diámetro del mismo es de 20 mm y el material con el que se fabricará es acero F1140, se tiene que:

$$P_e = \gamma_{ac} \frac{\pi(d)^2}{4} l = 7850 \frac{\pi(0,02)^2}{4} 0,5 = 1,23Kg = 12,07 N$$

Donde:

γ_{ac} es el peso específico aproximado del acero (kg/m^3).

d es el diámetro del eje (m).

l es la longitud del eje (m).

- Fuerzas en el eje por el peso de los rotores:

Debido a que este eje tendrá montado en si dos discos de aluminio a través de los cuales se realizará el desequilibrio y asumiendo que el diámetro de éstos será de $D=160$ mm se tiene que:

$$P_{R1} = P_{R2} = \gamma_{al} \frac{\pi(d)^2}{4} e = 2830 \frac{\pi(0,16)^2}{4} 0,03 = 1,71Kg = 16,78 N$$



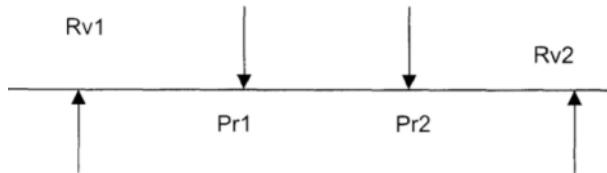
Donde:

γ_{al} es el peso específico aproximado del aluminio (kg/m^3)

d es el diámetro del eje (m).

l es la longitud del eje (m).

Con el diagrama de fuerzas verticales siguiente y sin considerar fuerzas horizontales significativas:



$$\Sigma F = 0; (R_{V1} + R_{V2}) = (P_{R1} + P_{R2} + P_e) = 4,65 \text{ Kg} = 45,63 \text{ N}$$

$$\Sigma M = 0; (10 \cdot P_{R1}) + (20 \cdot P_{R2}) + (15 \cdot P_e) = (30 \cdot R_{V2})$$

$$R_{V1} = R_{V2} = 2,325 \text{ Kg} = 22,81 \text{ N}$$

Estos valores serán útiles para posteriores aproximaciones a cálculos de componentes.

Para comprobar la idoneidad del diámetro seleccionado habrá que realizar un análisis de los estados de carga dinámicos, una vez que se definan de manera más concreta el resto de componentes del conjunto rotor.

5.1.2.3. Sistema de fijación eje-cubo.

En los equipos rotatorios, el esfuerzo torsor se transmite normalmente de los ejes a los cubos del acoplamiento a través de chavetas, lengüetas o ejes nervados; de elementos de unión por



fricción o de una combinación de ambos. Algunos aspectos que se deben considerar además al seleccionar la conexión de interfaz son: la facilidad de montaje y desmontaje, la fiabilidad de la conexión, la cantidad de momento que se puede transmitir, y las condiciones en campo.

Existen en el mercado multitud de soluciones de unión entre eje-cubo, siendo las fundamentadas en elementos de fricción las que más posibilidades ofrecen para nuestro montaje, ya que se disminuye al máximo el mecanizado complejo del eje, se evita la realización de chaveteros que reducen la resistencia del eje y se aumenta la movilidad de los discos sobre el eje. Además se economiza el gasto al simplificar el mecanizado del eje y los discos, facilitando también el montaje y desmontaje continuo.

Las características más importantes del sistema de fijación pueden ser la precisión del posicionamiento y la buena concentricidad. La unión no debe dañar las superficies de contacto y debe ser fácil de desmontar.

Selección de componente.

En función de la información aportada por los diferentes proveedores consultados y la información expuesta en el apartado anterior, el sistema de fijación seleccionado será del tipo *acoplamiento autoblocante*. Estos conectan sólidamente los cubos a los ejes empleando un apriete mecánico sin ranurado para transmitir par o para resistir el empuje axial. Este apriete mecánico utiliza la tensión del tornillo del dispositivo de bloqueo de eje, convertida en presión radial, a través de un plano inclinado. Esta presión expande el dispositivo de bloqueo de eje para eliminar la holgura entre el cubo y el eje. El dispositivo de bloqueo de eje utiliza la conexión de fricción entre el dispositivo de bloqueo de eje y el eje/cubo para crear



una conexión sin retroceso. Esta conexión puede desconectarse fácilmente para quitar el apriete mecánico.

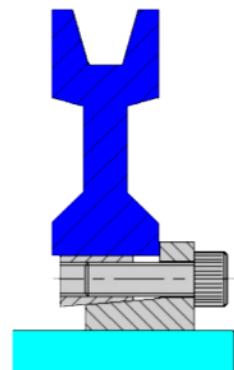


Figura 5.18: conexión eje-cubo mediante acoplamiento autoblocante.

En nuestro caso, se ha elegido un *dispositivo CN55-02 20x28* de la empresa española *SADI S.L.*, apto para soportar y transmitir pares de intensidad media-alta, posibilitando la conexión con ejes de diámetro reducido, diseñado para facilitar el montaje y desmontaje, autocentrante y económico.

Para determinar las dimensiones concretas del dispositivo, que condicionarán el posterior diseño de los discos de desequilibrado, debemos tener en cuenta las siguientes consideraciones:

El eje y el cubo no requieren tolerancias particularmente reducidas. El fabricante sugiere para ejes con diámetro hasta 38 mm una tolerancia máxima de h6/H7.

El factor de servicio del dispositivo:

horas / día	Tipo de carga			
	Uniforme	Sobrecargas ligeras	Sobrecargas medias	Sobrecargas pesadas
4	1	1.2	1.6	2
8	1.2	1.5	2	2.5
16	1.5	1.8	2.2	2.8
24	1.8	2.2	2.5	3

Tabla 5.7: factor de servicio para acoplamiento autoblocante SADI S.L.



En nuestro caso, considerando un funcionamiento máximo de 4 horas/día, con sobrecargas ligeras, tendríamos un factor de servicio 1,2.

Teniendo en cuenta un coeficiente de forma $f = 1$, según la Tabla 5.8.

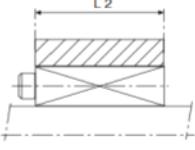
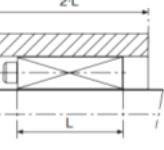
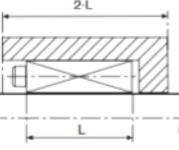
Cubo sin centraje	Cubo sin centraje	Cubo con centraje
		
$f = 1$ Longitud del cubo = L2	$f = 0.8$ Longitud del cubo = 2L2	$f = 0.6$ Longitud del cubo = 2L2

Tabla 5.8: coeficiente de forma para acoplamiento autoblocante SADI S.L.

Consultando la tabla de Factor K, factor por el que se debe multiplicar el diámetro exterior del acoplamiento autoblocante para obtener el diámetro exterior mínimo del cubo, (facilitada por el fabricante y disponible en el Anexo I), podremos definir las dimensiones del dispositivo:

- Acoplamiento autoblocante serie CN 55-02 20x28.
- Coeficiente de forma = 1.
- Presión ejercida sobre el cubo $P_1 = 12,4 \text{ daN/mm}^2$ (según tabla CN 55-02 20x28).
- Límite elástico del cubo 15 daN/mm².
- Factor K resultante = 2,35.

Por consiguiente, el diámetro exterior mínimo del cubo es:

$$d_{ext\ min} = K \times D = 2,35 \times 28 = 65,8 \text{ mm}$$

Comprobando así, que las dimensiones previas elegidas para los discos, son admisibles.



En todo caso, si no fuera posible la adquisición de dicho componente, se seleccionaría un sistema de fijación de similares características, para ello pueden consultarse otros fabricantes y proveedores, como son: BEA, BIKON, BONFIX, CLAMPEX, CONEX o KTR, entre otros.

5.1.2.4. Discos de desequilibrado.

Aspectos fundamentales a tener en cuenta para la elección de los discos y elementos anexos:

- Dimensiones del eje.
- Montaje. Sistema de fijación al eje.
- Sistema de colocación de las masas de desequilibrio.
- Sistema de transmisión del momento torsor.
- Peso total del conjunto de elementos.
- Velocidad de trabajo.
- Grado de desequilibrio deseable.
- Condiciones de servicio:
 - o Frecuencia con la que se moverán los discos de su posición respecto al eje.
- Otras variables generales significativas:
 - o Precio.
 - o Seguridad.

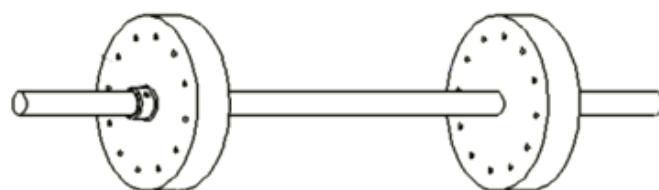


Figura 5.16: ejemplo de montaje Eje-Rotor.



Los discos de desequilibrado deberían ser livianos y de dimensiones que cumplan la condición definida para rotores rígidos, de relación L/D, en el apartado 3.4. *Equilibrado*. Por esta razón, y en base a diferentes sistemas estudiados, se elegirá el aluminio como material adecuado para la fabricación de los mismos.

El diámetro interior de estos elementos estará supeditado a la estandarización de los elementos comerciales de fijación, fundamentalmente.

Para lograr el desequilibrio en los discos se han analizado varios proyectos similares que proporcionaban diferentes formatos de construcción de los discos, como:

- Perforaciones roscadas ciegas a ambos lados de la superficie del disco.
- Perforaciones roscadas ciegas en la superficie perimetral del disco.
- Acanaladuras (en forma de cola de milano o T) en toda la circunferencia de los discos.
- Perforaciones transversales a una única distancia radial.
- Sistemas de pernos y arandelas como masas desequilibrantes.

Proponiendo finalmente una disposición con orificios dispuestos de manera radial y simétrica, y varias perforaciones transversales cada cierta variación angular de igual valor.

Esta disposición proporciona mayores posibilidades de equilibrado a la hora de añadir masas o variar la posición en las mismas, provocando además, con la elección adecuada de pernos y tuercas, un desequilibrio lateral mínimo.



Selección de componente.

En base a diferentes documentos estudiados, entre los que destacan el *PFC de Cristian Abarca Ovalle de la Universidad de Talca-Chile*, el *PFC de Iván Rafael Rojas Valera de la Universidad Simón Bolívar* o el *Manual de ejes y árboles de transmisión de potencia de la Universidad Industrial de Santander*, se plantea un diseño con el siguiente dimensionamiento inicial:

- Dimensiones:
 - o Espesor =30mm
 - o Dint =28mm (Dimensión correspondiente al diámetro exterior del sistema de unión propuesto en el apartado 5.1.2.3. *Sistema de fijación eje-cubo*).
 - o Dext =160mm
 - o d pernos= 9mm

Estas dimensiones se tomarán como referencia para la posterior elección del sistema de fijación.

Se trataría de discos de aluminio ($\rho_{AL} = 2700 \text{ Kg/m}^3$), con 36 perforaciones para la colocación de pernos dispuestas de la siguiente manera:

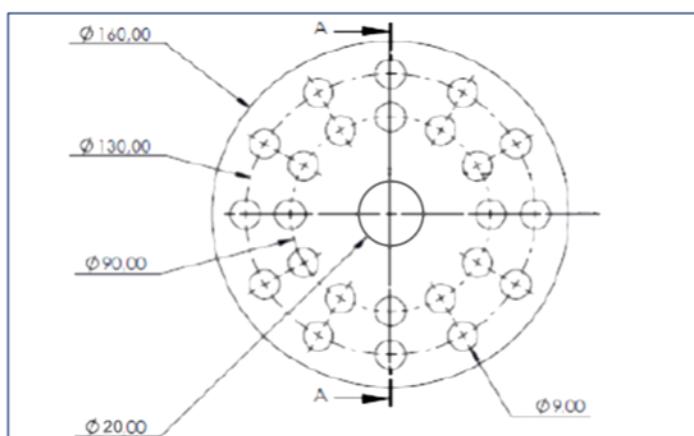


Figura 5.17: configuración inicial de las perforaciones en los discos de desequilibrado para disposición de masas.



En función de estos datos, la masa aproximada de cada disco se podría calcular mediante:

$$\rho_{AL} = \frac{m}{V} = \frac{m}{\pi r^2 h}$$

Teniendo que:

$$m = \rho_{AL} \cdot \pi r^2 h = 2700 \cdot 3,14 \cdot 0,08^2 \cdot 0,03 = 1,63 \text{ Kg}$$

Respetando una diferencia razonable para el peso aproximado de 1,5Kg que se tomó como referencia para la selección del motor.

Un dato relevante para posteriores cálculos será el tipo de aleación del aluminio utilizado en la fabricación de los discos, pues el límite elástico del mismo condicionará la elección del sistema de fijación a utilizar.

En nuestro caso seleccionaremos una aleación de aluminio para forjado, de la serie 6xxx, utilizada para perfiles y estructuras en general.

Concretamente se utilizará una aleación 6060, que es una aleación comercial general y es la de uso más extendido.

Su límite elástico es:

$$\sigma = 150 \text{ N/mm}^2$$

Puesto que este tipo de elementos no se ofertan con este diseño estandarizado, se encargará su mecanizado, bajo pedido, a una empresa especializada en el sector, en nuestro caso a la empresa aragonesa LAEF S.L., a partir de elementos normalizados comerciales disponibles en el mercado, solicitando el acabado del orificio interior en función de los requerimientos del sistema de fijación del disco al eje rotor.

Pueden consultarse también las siguientes empresas de mecanizado: RAYN, MECANIZADOS SAMPER, SMZ, CONSTRUCCIONES MECÁNICAS ARAGONESAS, S.A.; MECANIZADOS CARDIEL o FIASA, S.L.; entre otras.



5.1.2.5. Masas de desequilibrado.

Se debería disponer de elementos de sencillo montaje en los orificios dispuestos en los discos de inercia, que redujeran al máximo el posible desequilibrio lateral en los mismos, es decir que se dispusieran equilibradamente a ambos lados del disco. Una opción adecuada es la utilización de pernos con tuercas que sobresalieran de la superficie de los discos a ambos lados de los mismos de manera similar, en peso y volumen.

Deberemos buscar ahora un tipo de pernos que se adapten a la configuración elegida. Considerando un peso máximo aproximado de 0.025 Kg por perno-tuerca, como se hizo en la elección del motor.

Las fórmulas para el cálculo de la masa de prueba provienen de ecuaciones desarrolladas para el equilibrado de rotores de turbinas donde el rotor pasa a través de velocidades críticas y que consideran que éste no debe producir una fuerza equivalente dinámica al 10% del peso estático del rotor. Lo anterior queda traducido en la siguiente expresión:

$$W_{pr} = 9,09(1000^2) \frac{W_r}{N^2 r}$$

Donde:

W_{pr} = peso de prueba (g).

W_r = peso del rotor (kg).

N = velocidad del rotor (rpm).

R = radio del peso de pruebas (cm).

Para la mayoría de los equipos que trabajan entre 1200 y 3600 rpm esta fórmula es usualmente simplificada a:

$$W_{pr} = 30 \frac{W_r}{R}$$



Teniendo que, si consideramos un peso total del rotor (eje, sistemas fijación y discos) de 7Kg y un radio exterior de colocación de masas de 8cm, el peso máximo de prueba para conseguir desequilibrio sería:

$$W_{pr} = 30 \frac{7kg}{8cm} = 26,25g$$

Respetando el peso aproximado valorado para las masas inicialmente de unos 25g/u.

Selección de componente.

En función de lo expuesto en el apartado anterior y las posibilidades aconsejadas por el fabricante elegido, en este caso la empresa española FATOR, se propone partir de un conjunto de elementos destinado a ajustar al máximo el equilibrado del sistema. Proponiéndose:

- 6 tornillos de cabeza hexagonal, parcialmente roscados M8 – L35 – 18,2 g/u. Según Normas ISO 4014, DIN 931. Ver documentación Anexo I.
- 6 tuercas hexagonales de seguridad con anillo plástico M8 – 5,1 g/u. Según Normas ISO 7043, DIN 985. Ver documentación Anexo I.
- 6 tuercas hexagonales bajas M8 – 3,2 g/u. Según Normas ISO 4035, DIN 439-B. Ver documentación Anexo I.
- 24 arandelas planas M8 – 1,8 g/u. Según Normas ISO 7089, DIN 125-A. Ver documentación Anexo I.

Respetando el dimensionamiento propuesto de inicio para los discos y suponiendo la realización de orificios pasantes en los discos de, al menos L = 30mm y Diámetro = 9mm.



En todo caso, si no pudiera disponerse de dichos componentes, se seleccionaría un conjunto de elementos desequilibrantes de similares características, para ello pueden consultarse otros fabricantes o distribuidores, como son: LANEKO S.A.L., PASCUAL CHURRUCA S.A. o SEGUR S.A., entre otros.

5.1.3. Variador de velocidad.

Aspectos fundamentales a tener en cuenta para la elección del variador de velocidad:

- Tipo de carga: Par constante, par variable, potencia constante, cargas por impulsos.
- Tipo de motor: De inducción rotor jaula de ardilla o bobinado, corriente y potencia nominal, factor de servicio, rango de voltaje.
- Rangos de funcionamiento: Velocidades máximas y mínimas. Verificar necesidad de ventilación forzada del motor.
- Par en el arranque: Verificar que no supere los permitidos por el variador. Si supera el 10% del par nominal es conveniente sobredimensionar al variador.
- Momento torsor de partida nominal.
- Momento torsor máximo.
- Consideraciones de la red: microinterrupciones, fluctuaciones de tensión, armónicas, factor de potencia, corriente de línea disponible, transformadores de aislación.
- Aspectos indirectos derivados de otros componentes:
 - o Consideraciones de la aplicación: protección del motor por sobretemperatura y/o sobrecarga, contactor de aislación, bypass, rearranque automático, control automático de la velocidad.
- Otras variables generales significativas:
 - o Condiciones ambientales: temperatura ambiente, humedad, altura, tipo de gabinete y ventilación.



- Precio.
- Seguridad.

El variador de velocidad es en un sentido amplio un dispositivo o conjunto de dispositivos mecánicos, hidráulicos, eléctricos o electrónicos empleados para controlar la velocidad giratoria de maquinaria, especialmente de motores.

La maquinaria industrial generalmente es accionada a través de motores eléctricos, a velocidades constantes o variables, pero con valores precisos. No obstante, los motores eléctricos generalmente operan a velocidad constante o casi-constante, y con valores que dependen de la alimentación y de las características propias del motor, los cuales no se pueden modificar fácilmente.

Para lograr regular la velocidad de los motores, se emplea un controlador especial que recibe el nombre de variador de velocidad. Un variador de velocidad puede consistir en la combinación de un motor eléctrico y el controlador que se emplea para regular la velocidad del mismo.

La regulación de la velocidad de rotación también se puede alcanzar de las siguientes formas: con motores de polos commutables, motores de anillos rozantes, modificando la frecuencia de los motores de rotor de jaula, mandando en el circuito de campo o del inducido en las máquinas de corriente continua, con máquinas trifásicas de colector y, finalmente, mediante la conexión de cascada. No obstante, para el desarrollo del proyecto sólo se considerará la opción de utilizar un tipo de variador de velocidad, como ya se explicó en la selección del motor.

A parte de los variadores mecánicos e hidráulicos existen los del tipo, eléctrico-electrónicos, los cuales competen para este proyecto:



Variadores eléctrico-electrónicos:

Existen cuatro categorías de variadores de velocidad eléctrico-electrónicos:

- a) Variadores para motores de CC.
- b) Variadores de velocidad por corrientes de Eddy.
- c) Variadores de deslizamiento.
- d) Variadores para motores de CA (también conocidos como variadores de frecuencia).

Los variadores eléctrico-electrónicos incluyen tanto el controlador como el motor eléctrico, sin embargo es práctica común emplear el término variador únicamente al controlador eléctrico.

a) Variadores para motores de CC:

Estos variadores permiten controlar la velocidad de motores de corriente continua serie, derivación, compuesto y de imanes permanentes. Los variadores de velocidad son dispositivos que permiten variar la velocidad de un motor controlado eléctricamente. Para el caso de cualquiera de las máquinas anteriores se cumple la siguiente expresión:

$$V_t = K \cdot F_m \cdot N_m$$

Donde

V_t es el Voltaje terminal (V).

K es la constante de la máquina.

F_m es Flujo magnético producido por el campo (Wb).

N_m Velocidad mecánica (rpm).

Despejando la velocidad mecánica, se obtiene:

$$N_m = \frac{V_t}{K \cdot F_m}$$



Entonces, de la anterior expresión puede observarse que la velocidad mecánica de un motor de CC es directamente proporcional al voltaje terminal (V_t) e inversamente proporcional al flujo magnético (F_m), el cual a su vez depende de la corriente de campo (I_f). Aprovechando esta situación, es que este tipo de variadores puede controlar la velocidad de un motor de CC: controlando su voltaje terminal, o bien, manipulando el valor de la corriente de campo.

b) Variadores por corrientes de Eddy:

Un variador de velocidad por corrientes de Eddy consta de un motor de velocidad fija y un embrague de corrientes de Eddy. El control de la velocidad de salida de este tipo de variadores generalmente se realiza por medio de lazo cerrado, utilizando como elemento de retroalimentación un tacómetro de CA.

c) Variadores de deslizamiento:

Este tipo de variadores se aplica únicamente para los motores de inducción de rotor devanado. En cualquier motor de inducción, la velocidad mecánica (N_m) puede determinarse mediante la siguiente expresión:

$$N_m = \frac{120 \cdot f \cdot (1 - s)}{P}$$

Donde s es el deslizamiento del motor, cuyo valor oscila entre 0 y 1. De esta forma, a mayor deslizamiento, menor velocidad mecánica del motor. El deslizamiento puede incrementarse al aumentar la resistencia del devanado del rotor, o bien, al reducir el voltaje en el devanado del rotor. De esta forma es que puede conseguirse el control de la velocidad en los motores de



inducción de rotor devanado. Sin embargo, este tipo de variadores es de menor eficiencia que otros, razón por la cual en la actualidad tiene muy poca aplicación.

d) Variadores para motores de CA:

Los variadores de frecuencia permiten controlar la velocidad tanto de motores de inducción (asíncronos de jaula de ardilla o de rotor devanado), como de los motores síncronos mediante el ajuste de la frecuencia de alimentación al motor.

Cuando se trata de motores de inducción, se tiene, como ya se ha visto:

$$N_m = \frac{120 \cdot f \cdot (1 - s)}{P}$$

Como puede verse en la expresión anterior, la frecuencia y la velocidad son directamente proporcionales, de tal manera que al aumentar la frecuencia de alimentación al motor, se incrementará la velocidad de la flecha, y al reducir el valor de la frecuencia disminuirá la velocidad del eje. Por ello es que este tipo de variadores manipula la frecuencia de alimentación al motor a fin de obtener el control de la velocidad de la máquina

Estos variadores mantienen la razón Voltaje/Frecuencia (V/Hz) constante entre los valores mínimo y máximos de la frecuencia de operación, con la finalidad de evitar la saturación magnética del núcleo del motor y además porque el hecho de operar el motor a un voltaje constante por encima de una frecuencia dada (reduciendo la relación V/Hz) disminuye el par del motor y la capacidad del mismo para proporcionar potencia constante de salida.



Además de la principal ventaja que es el gran ahorro de energía obtenido, los variadores de frecuencia aportan otras ventajas, que no dejan de ser importantes:

- Control mejorado de caudal y presión.
- Control de la aceleración.
- Distintas velocidades de operación para cada fase del proceso.
- Corrección del factor de potencia del motor.
- Eliminación de la energía reactiva.
- Arranque suave de los motores.
- No es necesario arranques “estrella-tríangulo” en motores de gran consumo.
- Menor mantenimiento.
- Eliminación de ruidos por vibraciones.
- Permitir operaciones lentas para fines de ajuste o prueba.
- Control del par motor.

En el mercado, los variadores vienen preparados para un uso intensivo industrial, por lo que, para nuestro proyecto, primará el coste económico frente a las posibilidades que ofrezca, pues con unas características mínimas se cumplirían con creces los objetivos del proyecto a desarrollar.

Se debería tener en cuenta que trabaje con alimentación monofásica, ya que así se podrá alimentar a 230v monofásicos, dando una salida trifásica de 230v. Posibilitando así la utilización de cualquiera de estos dos sistemas de conexión, en caso de requerirse.

Selección de componente:

En función de lo expuesto en el apartado anterior y las recomendaciones del fabricante elegido, en este caso *ABB Motors and*



Generators, se propone partir de un convertidor de frecuencia tipo ACS150-01E-04A7-2.

Se trata de un dispositivo para el control de motores de inducción de CA, con un potenciómetro integrado con el que se podrá variar la velocidad, así como reducir la misma hasta lograr la parada, gracias a un sistema de frenado integrado, constituyendo así mismo un elemento de seguridad.

Trabaja en un rango de potencia trifásica y de tensión, 200 a 240V $\pm 10\%$, 0,37 a 2,2KW o 380 a 480V $\pm 10\%$, 0,37 a 4KW, con un factor de potencia 0,98.

El resto de características técnicas pueden consultarse también en el Anexo I.

Este dispositivo ha sido facilitado por el fabricante del motor seleccionado, siendo el óptimo para su funcionamiento y cumpliendo con los requerimientos solicitados, en función del motor adquirido.

En todo caso, de no poder adquirirse el componente indicado, se seleccionaría un variador de similares características, para ello pueden consultarse otros fabricantes o distribuidores, como son: SIEMENS, SCHNEIDER ELECTRIC, OMRON o MITSUBISHI, entre otros.

5.1.4. Soportes.

Aspectos fundamentales a tener en cuenta para la elección de los apoyos:

- Cargas que soportarán los rodamientos.
- Velocidad de trabajo del conjunto motor.
- Rígidez.
- Capacidad de permitir desequilibrio.
- Condiciones de servicio:
 - o Frecuencia con la que se usará el banco de pruebas.
- Aspectos indirectos derivados de otros componentes:
 - o Tipo de sujeción al banco de trabajo.



- Ubicación de los sistemas de medición.
- Otras variables específicas significativas:
 - Fricción que soportarán.
 - Espacio disponible.
 - Desalineación a la que estarán expuestos.
 - Precisión necesaria.
 - Funcionamiento silencioso
 - Desplazamiento axial.
 - Montaje y desmontaje.
 - Soluciones de sellado y lubricación.
- Otras variables generales significativas:
 - Precio.
 - Seguridad.

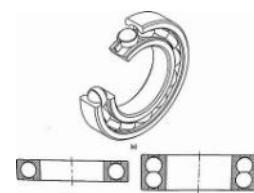
Los soportes estarán constituidos, por un lado, por rodamientos que permitan el giro rotor, soportando unas determinadas condiciones, y por otro lado, por soportes para éstos, que permitan la fijación y colocación en la bancada.

Comencemos pues por la elección de los rodamientos adecuados.

Tipos de rodamientos.

- Rodamientos rígidos de bolas.

Tienen un campo de aplicación amplio. Son de sencillo diseño y no desmontables, adecuados para altas velocidades de funcionamiento, y además requieren poco mantenimiento.



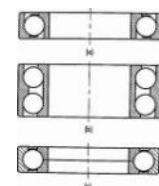
Los rodamientos rígidos de bolas pueden soportar cargas radiales medianas, así como cargas axiales. Tienen un bajo rozamiento y se pueden producir con una alta precisión y en variantes de trabajo silencioso. Este tipo de rodamiento es preferido por consiguiente, para motores eléctricos de tamaño pequeño y medio, como es nuestro caso.

- Rodamientos de bolas a rótula.

Tienen dos hileras de bolas con un camino de rodadura esférico común en el aro exterior del rodamiento. Esta última característica hace que el rodamiento sea autoalineable, permitiéndose desviaciones angulares del eje respecto al soporte. Indicados para aplicaciones en las que se pueden producir desalineaciones o deformaciones del eje.

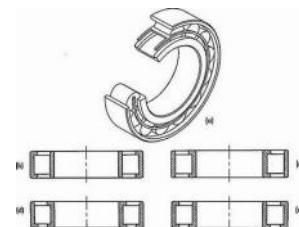
- Rodamientos de bolas con contacto angular.

Tienen los caminos de rodadura de sus aros interior y exterior desplazados entre sí respecto al eje del rodamiento. Son particularmente útiles para soportar cargas combinadas.



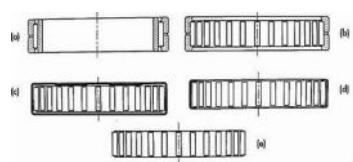
- Rodamientos de rodillos cilíndricos.

Tienen la misma función que los rodamientos rígidos de bolas, es decir, absorber cargas puramente radiales. No obstante, su capacidad de carga es mucho más elevada. Son desmontables y existe una gran variedad de tipos, siendo la mayoría de ellos de una sola hilera de rodillos con jaula.



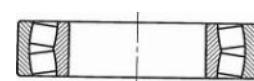
- Rodamientos de agujas.

Se caracterizan por tener los rodillos finos y largos en relación con su diámetro, por lo que se les denomina agujas. Tienen gran capacidad de carga y son especialmente útiles en montajes donde se dispone de un espacio radial limitado.



- Rodamientos de rodillos a rótula.

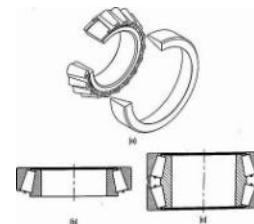
Están compuestos por dos hileras de rodillos con un camino de rodadura esférico común sobre el



aro exterior. Cada uno de los caminos de rodadura del aro interior está inclinado formando un ángulo con el eje del rodamiento. Son autoalineables, pueden soportar cargas radiales y cargas axiales, y tienen una gran capacidad de carga.

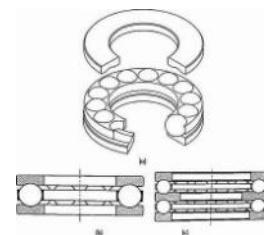
- Rodamientos de rodillos cónicos.

Tienen los rodillos dispuestos entre los caminos de rodadura cónicos de los aros interior y exterior. El diseño de estos rodamientos los hace especialmente adecuados para soportar cargas combinadas. Su capacidad de carga axial depende del ángulo de contacto, cuanto mayor es el ángulo, mayor es la capacidad de carga axial del rodamiento.



- Rodamientos axiales a bolas.

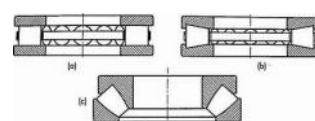
Pueden ser de simple efecto o de doble efecto. Los de simple efecto son adecuados para absorber cargas axiales y fijar el eje en un solo sentido, y pueden soportar cargas radiales pequeñas.



Los de doble efecto son adecuados para absorber cargas axiales y fijar el eje en ambos sentidos. Sin embargo no soportan cargas radiales.

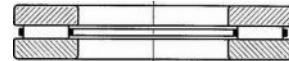
- Rodamientos axiales de rodillos.

Pueden ser de rodillos cilíndricos o de rodillos cónicos, son adecuados para disposiciones que tengan que soportar grandes cargas axiales. Se suelen emplear cuando la capacidad de carga de los rodamientos axiales de bolas es inadecuada. Son capaces de soportar cargas radiales y de absorber desalineaciones de los ejes.



- Rodamientos axiales de agujas.

Pueden soportar grandes cargas axiales y requieren de un espacio axial mínimo. Son rodamientos de simple efecto y sólo pueden absorber cargas axiales en un sentido.



En el siguiente esquema se muestra, a modo de resumen, el procedimiento estándar de selección de un rodamiento:

SELECCIÓN DE UN RODAMIENTO

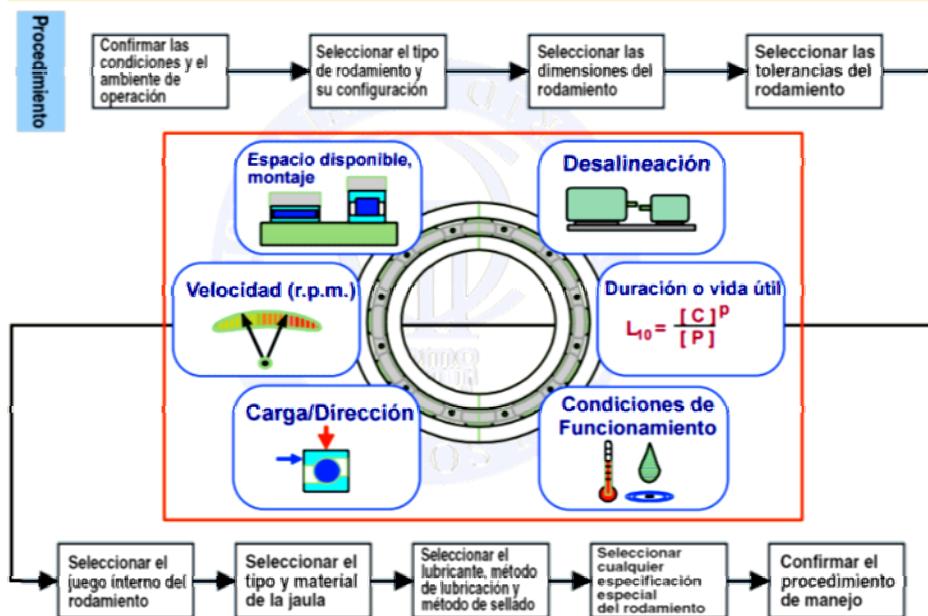


Figura 5.19: esquema resumen selección de rodamientos.

Cada tipo de rodamiento presenta propiedades características que dependen de su diseño y que lo hacen más o menos adecuado para una aplicación determinada.

En muchos casos, sin embargo, cuando se selecciona el tipo de rodamiento tienen que considerarse diversos factores y contrastarlos entre sí, razón por la cual no es posible dar unas reglas generales de selección.

Al menos una de las dimensiones principales del rodamiento viene determinada por las características del diseño de la máquina a la que va destinado. Para una dimensión determinada fija existen distintos tipos de rodamientos posibles. La elección de un tipo u otro para unas dimensiones dadas depende entonces de otros factores, como la capacidad de carga, velocidad de funcionamiento, etc.

En nuestro caso la dimensión que viene determinada por el diseño es el diámetro del eje, que corresponderá con el diámetro interior del rodamiento (teniendo en cuenta tolerancias), esta es $D = 20\text{mm}$, por lo que partiremos de esta medida para su preselección.

Hay muchos casos en que al menos una de las dimensiones principales del rodamiento, generalmente el diámetro del agujero, viene determinado por las características de diseño de la máquina a la que va destinado. Para ejes de pequeño diámetro, se pueden utilizar cualquier tipo de rodamiento de bolas, siendo los rodamientos rígidos de bolas los más comúnmente utilizados; los rodamientos de agujas son también adecuados.

Puesto que los rodamientos de agujas se suelen utilizar en los supuestos en los que el espacio de montaje es determinante, partiremos de los rodamientos rígidos de bolas para nuestro diseño, que resultan más económicos en general.

La carga y el momento son normalmente los factores más importantes para determinar el tamaño del rodamiento a utilizar. En general, para una mismas dimensiones principales, los rodamientos de rodillos pueden soportar mayores cargas de rodamientos de bolas, y los rodamientos llenos de elementos rodantes pueden soportar mayores cargas que los rodamientos con jaula correspondientes. Los rodamientos de bolas son los más usados cuando las cargas son pequeñas o moderadas; los rodamientos de rodillos son la elección más adecuadas para cargas pesadas y ejes de grandes diámetro.

Las cargas a soportar por los rodamientos dependen de la masa final del conjunto eje-discos, en principio una masa aproximada de



unos 6-7 Kg, y de la velocidad de trabajo del sistema, que no superaría las 1450 rpm. Podemos valorar que las cargas a las que se someterán los rodamientos y los soportes no serán elevadas. No obstante calcularemos más adelante los valores de carga y momento admisibles considerando un valor máximo de 10 Kg y una velocidad de 1500 r.p.m.

El tamaño de un rodamiento, al margen de las medidas requeridas por la elección del eje, puede seleccionarse inicialmente en base a su capacidad de carga comparada con las cargas que previsiblemente tendrá que soportar en servicio y las exigencias en cuanto a duración y fiabilidad requeridas para la aplicación en cuestión.

En todos los catálogos se encuentran dos valores para la capacidad de carga, la capacidad de carga estática C_0 y la capacidad de carga dinámica C. Dichas capacidades son calculadas por el fabricante de acuerdo con los métodos descritos en la norma ISO 76 e ISO 281, respectivamente.

Las cargas aplicadas sobre los rodamientos generalmente incluyen el peso de la estructura que éstos deben soportar, el peso de los elementos giratorios en sí, la potencia de transmisión de los engranajes y las correas, la carga ocasionada por el funcionamiento de la máquina donde se utilizan los rodamientos, etc. Estas cargas pueden calcularse teóricamente, pero algunas de ellas resultan difíciles de estimar. Así pues, se hace necesario corregir las estimaciones utilizando datos obtenidos empíricamente.

Las desalineaciones angulares entre el eje y el soporte pueden producirse, por ejemplo, por flexión del eje bajo la carga de funcionamiento, cuando los asientos del rodamiento en el soporte no han sido mecanizados en una sola operación o cuando los ejes están soportados por rodamientos montados en soportes separados y a gran distancia entre sí.



Los llamados rodamientos rígidos no pueden compensar desalineación alguna o su capacidad para absorber desalineaciones, sin que aparezcan sobrecargas, es muy pequeña. Por otra parte los rodamientos auto alienables, como los de bolas a rotulas, los de rodillo a rotula y los axiales de rodillo a rotula son adecuados para absorber las desalineaciones originadas bajo las cargas de funcionamiento y también los errores de alineación resultantes del mecanizado o el montaje.

La velocidad a la que puede funcionar un rodamiento está limitada por la temperatura máxima permisible de funcionamiento. Los tipos de bajo rozamiento dan lugar a una generación interna de calor escasa en el propio rodamiento y, por consiguiente, son los más adecuados para funcionar a altas velocidades.

Las máximas velocidades pueden obtenerse con los rodamientos rígidos de bolas cuando las cargas son radiales puras, y con los rodamientos de bolas con contacto angular para cargas combinadas.

Nuestro sistema estará sometido fundamentalmente a cargas radiales, siendo insignificantes las cargas axiales frente a las anteriores.

En cuanto a la rigidez de un rodamiento, esta se caracteriza por la magnitud de la deformación elástica del rodamiento cargado. En la mayoría de los casos esta deformación es muy pequeña y se desprecia, en otros casos como en husillos de máquinas herramienta la rigidez es un factor a tener muy en cuenta.

Debido a las condiciones de contacto entre los elementos rodantes y los caminos de rodadura, los rodamientos de rodillos cilíndricos o los rodillos cónicos, son más rígidos que los rodamientos de bolas. La rigidez de los rodamientos puede aumentarse aún aplicando una precarga.

Otro factor a tener en cuenta es la vida de un rodamiento, que se define como el número de revoluciones que el rodamiento puede dar



antes de que se manifieste el primer signo de fatiga en uno de sus aros o de sus elementos rodantes.

Es la llamada vida útil del rodamiento y su cálculo se realiza a través de la siguiente fórmula:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^a$$

Donde:

L_{10} se mide en millones de revoluciones.

C = Carga dinámica radial (N).

P = Carga dinámica equivalente radial (N).

a = 3 para rodamientos de bolas y a = 10/3 para rodamientos de rodillos.

CLASE DE MAQUINA	L_h
Electrodomésticos, maquinas agrícolas, instrumentos y aparatos para uso medico.	300 - 3000
Maquinas usadas intermitentemente o por cortos periodos, como: maquinas herramientas portátiles, aparatos elevadores para talleres y maquinas de construcción.	3000 - 8000
Maquinas para trabajar con alta fiabilidad de funcionamiento por cortos periodos o intermitentes tales como: ascensores y grúas para mercancías elevadas.	8000 - 12000
Maquinas para 8 horas de trabajo diario no totalmente utilizadas: transmisiones por engranes y machacadoras giratorias.	10000 - 25000
Maquinas para 8 horas de trabajo diario totalmente utilizadas, como: maquinas herramientas, maquinas para trabajar madera, maquinas para la industria mecánica general, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de imprenta, separadores y centrifugas.	20000 - 30000

Tabla 5.9: Valores prácticos de duración nominal L_h para diferentes tipos de máquinas.

Según la Tabla 5.9., la vida útil para una máquina usada intermitentemente o por cortos periodos es de entre 3000-8000h.

Se requieren rodamientos de un grado de precisión mayor que la normal para aquellas disposiciones que hayan de funcionar con rigurosas exigencias de exactitud (por ejemplo, las disposiciones de



rodamientos de los husillos de maquinas-herramientas) así como la mayoría de los casos que precisan de velocidades de funcionamiento muy elevadas. En nuestro caso se debe permitir, al menos, un grado considerable de desequilibrio, producido a velocidades no superiores a las 1500 rpm, no excesivamente elevadas.

En ciertas aplicaciones, por ejemplo, pequeños motores eléctricos de electrodomésticos y equipos de oficina, el ruido producido por el motor al funcionar constituye un factor importante y puede influir en la elección del rodamiento. Hay rodamientos rígidos de bolas especialmente fabricados para estas aplicaciones.

Otro factor determinante es el rozamiento, en lo concerniente a la generación de calor en el rodamiento y por consiguiente, de él depende la temperatura de funcionamiento. El rozamiento depende de la carga y de otros factores entre los cuales los más importantes son el tipo y tamaño del rodamiento, la velocidad de rotación y la cantidad y propiedades del lubricante.

En el desempeño dinámico de los ensayos del banco de pruebas es probable que ocurra una deflexión pronunciada del eje, entonces es recomendable emplear el diseño de un cojinete corto para evitar contacto directo de metal a metal entre el eje y los bordes de los cojinetes. Dada esta condición, los cojinetes de la instalación experimental de la investigación se diseñan como cojinetes cortos.

Como ya se ha señalado anteriormente, las condiciones ambientales no serán agresivas, en cuanto a humedad o temperatura, por lo que no se necesitarán cerramientos o protecciones especiales para los rodamientos. Además se puede añadir que el tratamiento térmico aplicado a los rodamientos de fabricación normal permite su utilización hasta una temperatura de 120°, la cual no se superaría en ningún caso durante el funcionamiento normal del banco de ensayos.



En el mercado existen soluciones integradas que unifican el rodamiento y el soporte para la ubicación en la bancada, de forma que puedan ser fácilmente dispuestos. Al mismo tiempo, dichos soportes posibilitan la fijación de los sensores de medición que se detallarán más adelante.

Desgraciadamente, los soportes comerciales para los rodamientos que ofrece el mercado no posibilitan el montaje de discos de diámetro mayor a 80mm sin variar el del eje, por lo que se considera la opción de realizar el montaje de los mismos en unos soportes que eleven los rodamientos hasta una altura al eje lo suficiente para realizar el montaje, sin que se produzcan alteraciones de diseño en el resto de componentes.

Selección de componentes:

Conociendo la carga radial F_r , la velocidad de trabajo n y el índice básico de vida L_h , podremos elegir alguno de los rodamientos disponibles en catálogo que cumpla las condiciones requeridas.

Proceso de selección (según Catálogo de selección de rodamientos, de la empresa SKF):

- *Fijar la vida útil del rodamiento:*

Según lo expuesto en el apartado anterior, la vida útil para los rodamientos de este tipo de máquinas es de $L_h = 8000$ horas (escogiendo el valor máximo del rango según la Tabla 5.9.).

Consecuentemente, la fórmula ISO anteriormente expuesta, deberá expresarse en términos destinados a rodamientos que giren a velocidad constante:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^a$$



Donde:

L_h = vida nominal en horas de servicio.

n = Velocidad de giro (rpm).

- *Seleccionar el tipo de rodamiento más adecuado para la aplicación:*

En función de lo expuesto en el apartado anterior y por recomendación del fabricante seleccionado, en este caso SKF, se selecciona previamente un rodamiento rígido de bolas, de 20 mm de diámetro interior, $C = 4,03 \text{ N}$ y $C_0 = 2,32 \text{ N}$, designación SKF: 61804.

- *Calcular la carga dinámica equivalente (P).*

Aunque en general, los rodamientos estarán sometidos a cargas combinadas, para nuestro estudio consideraremos una carga radial pura, puesto que la posible carga axial existente no sería significativa respecto a la radial.

Así pues, la carga radial que consideraremos será la correspondiente a las reacciones calculadas en el apartado 5.1.2.2. *Eje y fijaciones.*

$$R_{V1} = R_{V2} = 2,325 \text{ Kg} = 22,81 \text{ N}$$

- *Despejar la capacidad de carga (C), de la fórmula ISO:*

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^a$$

$$C = \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n \cdot P^3}{10^6}} = \sqrt[3]{\frac{8000 \cdot 60 \cdot 1500 \cdot 22,81^3}{10^6}} = 204,22 \text{ N}$$



- Con el valor C, seleccionar el rodamiento en el catálogo: (Ver Anexo I).

Tras consultar la tabla de características facilitada por el fabricante, no modificamos el rodamiento elegido, teniendo pues un rodamiento rígido de bolas de una hilera de 20 mm de diámetro interior, $C = 4,03 \text{ N}$ y $C_0 = 2,32 \text{ N}$, designación: 61804.

Como ya hemos comentado, puesto que los soportes comerciales para los rodamientos que ofrece el mercado no posibilitan el montaje de discos de diámetro mayor a 80mm sin variar el del eje o la estructura de montaje, se considera la opción de realizar el montaje de los mismos en unos soportes que eleven los rodamientos hasta una altura al centro del rodamiento de, al menos 120mm, para facilitar el montaje y desarrollo de los experimentos. Para ello se ha seleccionado un soporte semi-estándar del tipo S-BGHFSA, producido por la empresa MISUMI-EUROPE, que se adapta según modificaciones, al montaje previsto.



Figura 5.20: Ejemplo de soporte para rodamientos tipo S-BGHFSA, MISUMI-EUROPE.

El diseño del mismo se lleva a cabo según especificaciones del cliente, modificando parámetros base, según los estándares del fabricante. La viabilidad final del montaje se analizará en el apartado de integración de subsistemas.

En todo caso, si no pudieran adquirirse cualquiera de los componentes citados, se seleccionarían unos rodamientos y soportes

de similares características, para ello pueden consultarse otros fabricantes y distribuidores, como son: FAG, INA, RHP, NSK, FAG, FERSA, NTN-SNR o THK (soportes).

En caso de no seleccionar los soportes propuestos, se optaría por elegir un rodamiento con soporte disponible en el catálogo del mismo fabricante. En este caso optaríamos por un rodamiento con soporte SY 20 FM. Ver anexo I.

5.1.5. Bancada.

Aspectos fundamentales a tener en cuenta para la elección de la bancada:

- Tipo de montaje de la instalación.
- Movilidad de los componentes.
- Sistema de reducción o absorción de vibraciones.
- Cargas que soportará el sistema.
- Aspectos indirectos derivados de otros componentes:
 - o Sistemas de seguridad.
- Otras variables generales significativas:
 - o Precio.

La cuidadosa colocación de la máquina sobre una superficie exactamente plana y el buen equilibrado de las piezas a montar son condiciones indispensables para la marcha uniforme y libre de vibraciones indeseadas. Si la máquina se atornilla sobre una base que no sea plana, quedará sujeta a tensiones internas. Consecuencia de ello son las cargas adicionales que gravitan sobre los rodamientos, lo que a su vez motiva una marcha irregular y perturbaciones en los mismos.



Se sugiere también que la bancada sea pesada para proporcionar la rigidez suficiente de las bases y así garantizar que las fuerzas que se transmitan a la base no sumen vibraciones. Para no ocasionar daños a los soportes de la máquina ni al suelo se propone agregar un elemento o dispositivo que absorba las vibraciones de tal forma que las fuerzas transmitidas tengan un impacto mínimo sobre las superficies.

Deberá posibilitar la colocación de todos los componentes del sistema, facilitando el acceso a los mismos para su manejo y mantenimiento, con tres grados de libertad para posicionar el rotor horizontalmente, con facilidad de graduar altura de los rotores y poder efectuar desplazamientos axiales y laterales durante la fijación del sistema. El diseño de canales de fijación para los tornillos de sujeción es una opción que permite dichas condiciones, teniendo en cuenta que el sistema no soportará elevadas cargas de trabajo.

Para la realización de la estructura fija tenemos varias opciones de diseño. Uno de los puntos importantes es la selección del material, ya que cada material tiene unas características específicas que le hacen ser más idóneo para un determinado uso.

Para la construcción de la estructura se podrían usar perfiles de acero que soportarían perfectamente las solicitudes requeridas por el banco de pruebas. Una de las ventajas que tiene el utilizar acero es que es fácil de soldar, por lo que facilitaría el proceso de construcción del banco. Además en caso de atornillar también permite la realización de roscas si el perfil es suficientemente grueso para soportarlo.

Dentro de los aceros existen varios tipos que se adecuan a las necesidades de su función.





Figura 5.21: Ejemplo de perfiles conformados de acero.

Otra alternativa de material de diseño para las estructuras podría ser la utilización de perfiles de aluminio. Estos perfiles se pueden usar para la parte constructiva de una bancada perfectamente, en general ofrecen menos resistencia que los perfiles de acero, pero a cambio ofrecen una ligereza mayor en caso de que hayan partes móviles en la estructura o simplemente para otorgarle al banco la opción de poder desplazarse más fácilmente.



Figura 5.21: Ejemplo de perfiles conformados de acero.

Existen en el mercado soluciones comerciales estandarizadas basadas en mesas base de diferentes materiales y mecanizados, provistas de ranuras y orificios torneados para la ubicación de los distintos componentes. Este tipo de bancadas ofrece una robustez y posibilidades de montaje superiores a las conformadas a través de perfiles.



Figura 5.22: Ejemplo de mesa de acero ranurado en T.

Selección de componentes.

El peso total del sistema rotor y las protecciones no superaría los 35 Kg, sin tener en cuenta la dinámica. En base a estudios realizados en diferentes proyectos estudiados, este sistema sería asumible por elementos estructurales basados en perfiles de diferentes materiales, no obstante, y siguiendo las recomendaciones expuestas en el apartado anterior, se elige como propuesta una tipología de bancada en acero ranurada en T para el montaje de elementos de manera independiente.

La empresa fabricante elegida es ISEL y proporciona la posibilidad de adquirir una solución comercial estándar para diferentes tamaños de tornillo de anclaje y diferentes anchuras entre ranurados.

En nuestro caso se selecciona una mesa de acero tipo T-SLOT PT 25, producida de acuerdo a la norma DIN EN 12020-2, L = 1000mm, W 375 x H 20 mm.

El resto de características técnicas pueden consultarse también en el Anexo I.

Este diseño proporciona mayor estabilidad al montaje final, mejor maniobrabilidad y posibilita la movilidad del banco para adecuarlo a los espacios habilitados en los talleres o las aulas de prácticas.

También tiene en cuenta la ergonomía al facilitar la movilidad del sistema.

No obstante, puesto que no se analizará en este proyecto las cargas dinámicas a las que se someterá el sistema, es aconsejable contar con una base para la bancada de masa considerable para



absorber la carga dinámica y reducir al máximo el posible riesgo para el usuario.

El diseño supone la adaptación de elementos de apoyo como son los soportes de los rodamientos y la utilización de una plataforma de elevación del mismo tipo que la bancada base para el motor, solidaria a este. Por este motivo, se adquirirían bloques adaptadores para regular la altura y el posicionamiento de los diferentes componentes a fin de lograr la posición final en el montaje. En nuestro caso se solicitarían bajo pedido a la empresa TAU CETI Co.

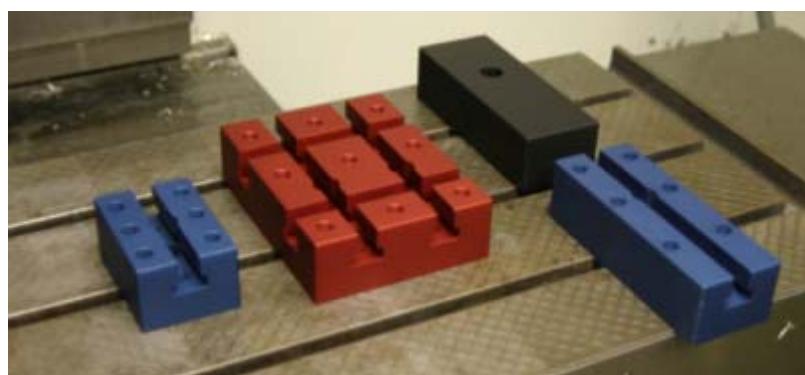


Figura 5.23: Bloques modulares ranurados en T. TAU CETI Co.

Se adquirirán además diferentes elementos de absorción de vibraciones, solidarios a la bancada, con las características, entre otras, de compensar desniveles existentes y absorber vibraciones leves-medianas.

Si la base de la bancada pudiera adaptarse a elementos ya disponibles de sustentación, que asegurasen una ergonomía adecuada, se optaría por una plancha aislante tipo GOMASOLA de espesor 5mm, proporcionada en este caso por el fabricante español VIBCON, para la absorción de vibraciones.

El resto de características técnicas pueden consultarse también en el Anexo I.

En caso de no tener posibilidad de adecuar el diseño de montaje propuesto a los espacios disponibles, se plantea el diseño de una

bancada con base de perfiles de aluminio ranurados, conformados acorde con los requerimientos dimensionales de los subcomponentes, por lo tanto se elegirían los soportes + rodamientos comentados con anterioridad del fabricante SKF. Utilizándose soportes antivibratorios de la serie VIB SP 90, del fabricante VIBCON, diseñados para el soporte elástico de todo tipo de maquinaria, que permite el cumplimiento de seguridad de maquinaria UNE ENV 1032.



Figura 5.24: Soporte antivibratorio VIB SP 90.

En todo caso, de no poder adquirirse los componentes citados, se seleccionarían una bancada de similares características a las planteadas, para ello pueden consultarse otros fabricantes como son: UNIPUNCH, CLAMPUSYSTEMS, CFM o TOMBSTONECITY, entre otros.

5.1.6. Sistemas de seguridad.

Aspectos fundamentales a tener en cuenta para la elección de los sistemas de seguridad:

- Utilización de resguardos.
- Utilización de sistemas de detención.
- Riesgo de lesión.
- Frecuencia de exposición.
- Desplazamiento para control o reparación de la instalación.
- Otras variables específicas significativas:
 - o Formación al usuario.
- Otras variables generales significativas:
 - o Precio.



Teniendo en cuenta cumplimiento de los requerimientos básicos expuestos en el apartado 4.5. *Requerimientos de control*, el diseño de nuestra instalación debería partir de las siguientes premisas de seguridad:

1. Diseño inherentemente seguro. Siempre que sea posible, el diseño debe evitar peligros.
2. En los casos en que esto no sea posible, deberán usarse dispositivos de protección adicionales.
3. Cualquier otro riesgo que no pueda eliminarse mediante los métodos anteriores deberá eliminarse mediante equipo de protección personal y/o formación técnica.

Medidas de diseño inherentemente seguro (según EN ISO 12100-2 capítulo 4).

Las normas y la legislación determinan una clara jerarquía para los controles. La principal prioridad es la eliminación de los peligros o la reducción de los riesgos hasta un nivel tolerable, mediante medidas de diseño inherentemente seguro.

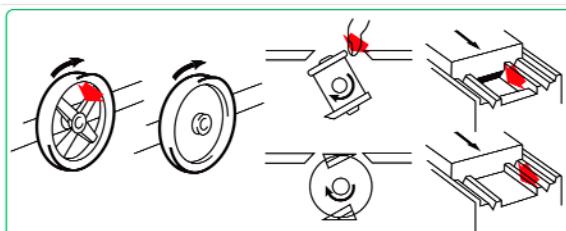


Figura 5.25: Eliminación de zonas cortantes mediante medidas de diseño inherentemente seguro.

Protección y medidas protectoras complementarias (según EN ISO 12100-2 capítulo 5).

Cuando no es posible aplicar un diseño inherentemente seguro, el siguiente paso es la protección. Esta medida puede incluir, por ejemplo, protecciones fijas, protecciones de enclavamiento, detección de presencia para evitar arranques inesperados, etc.

La protección debe evitar que las personas entren en contacto con los peligros, o bien reducir los peligros a un nivel seguro, antes de que la persona pueda entrar en contacto con ellos.

Las protecciones en sí mismas pueden ser fijas para cercar o distanciar un peligro, o bien móviles para que puedan cerrarse automáticamente o se accionen o se enclaven eléctricamente.

TIPOS DE RESGUARDOS

- Resguardo fijo: es el que se mantiene en su posición de cerrado.
- Resguardo regulable: resguardo fijo o móvil cuya regulación permanece fija durante la operación.
- Resguardo con dispositivos de enclavamiento: cuando se abre da la orden de paro a la máquina.
- Resguardo con dispositivo de enclavamiento y bloqueo: no permite su apertura hasta que se haya detenido el movimiento peligroso de la máquina.

TIPOS DE DISPOSITIVOS DE SEGURIDAD

- Mando sensitivo: es un dispositivo tal que, al dejar de ser accionado el órgano de accionamiento retorna a la posición de parada.
- Mando a dos manos: es un dispositivo de mando sensitivo que requiere como mínimo el accionamiento simultáneo de dos órganos de accionamiento (pulsadores).
- Dispositivos sensibles: son aquellos que provocan la parada de una máquina cuando una persona rebasa un límite de seguridad se distingue entre:
 - Mecánico: efectúan una detección mecánica mediante la utilización de cables, sondas, telescopicas, tarima sensible, etc.
 - No mecánico: la detección se lleva a cabo a través de medios inmateriales como barreras foto eléctricas, detectores capacitivos, detectores ultrasónicos, etc.



- Dispositivos de retención mecánica: se utilizan para retener algún elemento de la máquina (cuña, pasadores, bloques, calces, bulones, etc).
- Marcha a impulsos: dispositivos que permiten el desplazamiento limitado del movimiento de la máquina.

Los posibles riesgos del montaje sugerido en este proyecto podrían ser:

- Atrapamiento en elementos móviles.
- Proyección de elementos desequilibrantes por errores en el montaje.
- Descargas eléctricas.

Así pues, se deberán estudiar los elementos de seguridad más apropiados para eliminar o reducir al máximo los posibles riesgos citados, teniendo en cuenta los condicionantes propios de la instalación, en cuanto a recursos materiales, económicos y humanos.

En función de la normativa EN ISO 12100-2, nos centraremos en analizar los siguientes dispositivos:

- Dispositivos de seguridad – Resguardos:

Montaje de resguardos fijos o regulables en las diferentes partes giratorias del banco. Si no es posible la colocación de un resguardo integral del banco se asegurarían, al menos las partes giratorias sensibles a provocar posibles riesgos (motor, acople y conjunto eje discos).

Si es posible, los resguardos que cubren partes giratorias debieran estar interconectados con la propia máquina, a fin de que ésta no pueda operarse a menos de que el resguardo esté en su lugar.



Cuando se tiene un proyecto la instalación de resguardos, debiera consultarse a las personas específicamente interesadas en ellos. Debieran tenerse las opiniones de los operadores de las máquinas, de los supervisores, instaladores y gente de mantenimiento.

Debiera consultarse al fabricante si el resguardo que se proyecta puede cambiar el diseño original del equipo. También, debiera consultarse cualquier código pertinente antes de que se tome una acción definitiva.

Ha sido una práctica común en el diseño de resguardos para el punto de operación, el trabajar sobre la base de que cualquier abertura que no sea mayor de 1 cm. de ancho o alto (la longitud es indeterminada) es relativamente segura, ya que no permitiría la entrada de ninguna parte considerable de la mano dentro del resguardo.

En muchos casos, sin embargo, una abertura de 1 cm no es suficiente espacio para pasar el material en proceso a través de ella o bajo el resguardo. Como el ancho (o altura) de la abertura se aumenta para permitir la entrada del material, el espacio adicional permite al operador introducir suficientemente la mano dentro del resguardo.

Bajo tales condiciones ya no es posible evitar la introducción de alguna parte de la mano dentro del resguardo. El problema está en detener el movimiento de la mano dentro del resguardo a una distancia segura de la zona de peligro.

- Medidas protectoras complementarias - Parada de emergencia:

Aunque las paradas de emergencia son necesarias para todas las máquinas no se consideran un medio fundamental para la reducción de riesgos. Se consideran "medidas protectoras complementarias". Se utilizan únicamente como sistema complementario en caso de emergencia. Deben ser robustas,



fiables y estar disponibles en todas las posiciones en las que pueda ser necesario accionarlas.

La norma EN IEC 60204-1 define las siguientes tres categorías de funciones de parada:

- Categoría de parada 0: parada mediante la interrupción inmediata de la alimentación de los accionadores de la máquina (parada no controlada).
- Categoría de parada 1: una parada controlada, en la que se mantienen alimentados los accionadores para que puedan detener la máquina e interrupción de la alimentación cuando se ha obtenido la parada.
- Categoría de parada 2: una parada controlada con alimentación en los accionadores de la máquina.

*La categoría de parada 2 normalmente no se considera la indicada para paradas de emergencia.



Figura 5.26: ejemplos de dispositivos de parada de emergencia.

- Medidas protectoras complementarias – Sistemas de enclavamiento.

Interruptores de enclavamiento para detectar la posición de las protecciones móviles para el interbloqueo del control, normalmente para permitir tareas como la carga/descarga, la limpieza, la configuración, el ajuste, etc.

Se protege a los operarios al detener la máquina cuando los actuadores se accionan.

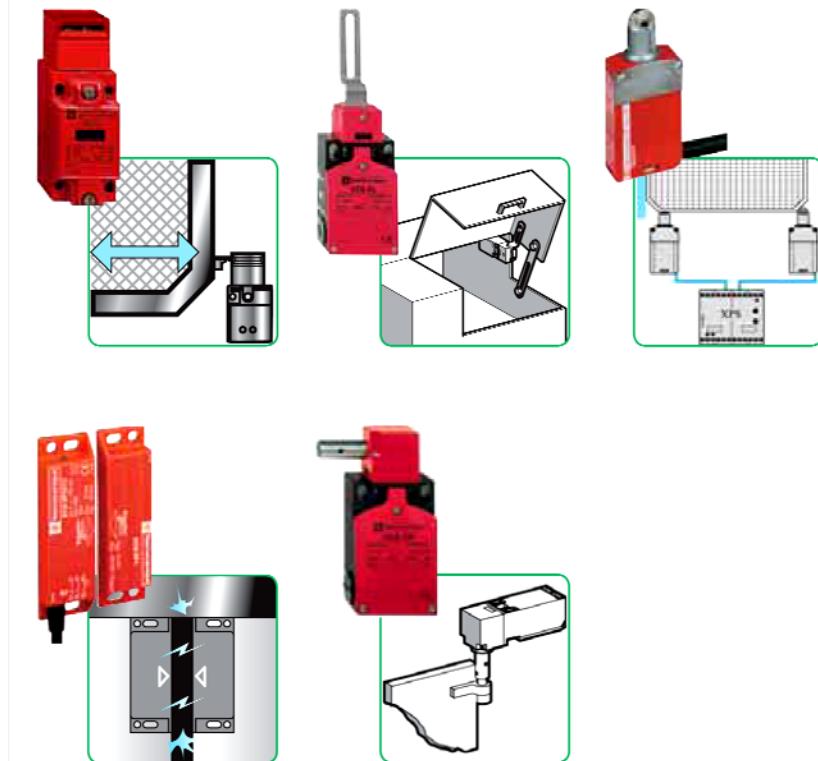


Figura 5.27: ejemplos de dispositivos de enclavamiento y bloqueo.

La Directiva Máquinas 2006/42/CE establece que un fallo en el circuito de mando -relacionado con la seguridad- no llevará a situaciones peligrosas, y que en particular la máquina no se pondrá en marcha de forma intempestiva y no se impedirá su paro una vez haya sido dada la orden de parada.

Esto significa que el fallo de un componente (un cortocircuito, un hilo suelto o un pulsador atascado, etc.) o incluso influencias externas (las interferencias eléctricas pueden destruir componentes electrónicos) no deben provocar situaciones peligrosas en la maquinaria.

Estos requisitos pueden cumplirse bien con un circuito de seguridad bicanal que incorpore una total supervisión de sus dos circuitos o bien mediante un circuito de seguridad monocanal de señal dinámica.

En ambos casos estamos hablando de relés de seguridad: ambos tipos de relés de seguridad o módulos de autocontrol son



capaces de detectar sus propios fallos y realizar en consecuencia paradas seguras de las máquinas.

Sólo cuando el riesgo a proteger es bajo o cuando la probabilidad de que ocurran ciertos fallos puede ser eliminada, pueden utilizarse circuitos con exigencias menores.

Selección de componentes:

En base a lo enumerado en el apartado 4.5. *Requerimientos de control*, y las pautas básicas de seguridad expuestas en este apartado, se propone la aplicación de diferentes medidas de seguridad concretas, además de las ya citadas.

En función de lo expuesto en el apartado anterior y las posibilidades aconsejadas por el fabricante elegido, en este caso la empresa española SAFEWORK, se propone partir de:

- Un resguardo fijo (regulable) de tipo mampara, que permanecerá fijo durante el tiempo de trabajo del sistema.

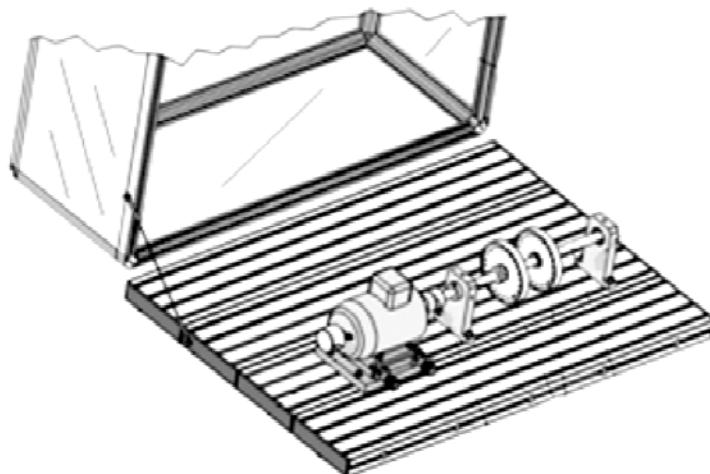


Figura 5.28: ejemplo de banco de ensayos protegido por resguardo tipo mampara.

Este dispositivo elevaría el precio considerablemente, en caso de seleccionarse a través de fabricantes de elementos de

seguridad, por lo que la propuesta es la construcción de un dispositivo tipo mampara, a partir de perfiles de aluminio y láminas de metacrilato (1 cm de espesor), de tal manera que se adecue a las dimensiones del banco.

- El siguiente elemento de seguridad que se plantea es un relé de seguridad. En nuestro caso optamos por un sistema de autocontrol universal seleccionable RT9, proporcionado por la empresa española SAFEWORK.

Se trata de un dispositivo dinámico de seguridad al que pueden conectarse el resto de dispositivos electromecánicos en un único circuito, asegurando hasta una categoría de seguridad 4, según EN954-1.

- Así mismo, se plantea adquirir del mismo fabricante los siguientes elementos de seguridad:

- Un detector magnético de seguridad JSNY7. Se trata de un sistema de enclavamiento sin contacto que se instala en la mampara de protección propuesta. La conexión a través del módulo RT9, permite alcanzar las categorías de seguridad adecuadas, tanto con un reset automático como manual externo, ambos autocontrolados, posibilitando la parada de la máquina cuando se detecta la apertura.

Se acoplaría al dispositivo de resguardo tipo mampara adaptado al banco.

- Un pulsador dinámico de emergencia SMILE, que concluye el sistema de parada de emergencia. Categoría de parada 1.

El resto de características técnicas pueden consultarse también en el Anexo I.

En todo caso, si no pudieran adquirirse los componentes citados, se seleccionaría un sistema de protección de similares características,



para ello pueden consultarse otros fabricantes o distribuidores, como son: ROCKWELL, GTG o CASTELL, entre otros.

5.1.7. Sistemas de adquisición y tratamiento de datos.

Aspectos fundamentales a tener en cuenta para la elección del sistema de adquisición de datos:

- Parámetros de detección.
- Rango de valores a medir.
- Escala de valores.
- Tratamiento posterior de los mismos.
- Sensores.
- Componentes del sistema de adquisición de datos.
- Otras variables generales significativas:
 - o Precio.
 - o Montaje.

5.1.7.1. Elementos de medición.

Aunque la utilización de sensores como acelerómetros piezoelectrinos es la más generalizada en la industria, existen otros métodos de obtención de datos a través de sistemas derivados de la obtención de otros parámetros como la tensión en apoyos, mucho más económicos y suficientes para el desarrollo del proceso práctico requerido. Además, al trabajar en bajas frecuencias, la utilización de un tipo de transductores como podrían ser los compuestos por galgas extensiométricas, cuya descripción se presentará más adelante, resulta muy apropiada.

La extensiometría es la técnica más utilizada para el análisis experimental de tensiones. Su fundamento básico es la variación de la resistencia producida en un hilo de conductor cuando se alarga o



contrae, y se emplea también en otras aplicaciones como por ejemplo la construcción de transductores.

Un cuerpo sometido a la acción de unas cargas exteriores sufrirá una serie de deformaciones (elásticas) que darán lugar a la aparición de unas tensiones y, por lo tanto, de unas fuerzas de carácter interno, que equilibren esas cargas exteriores.

En la mayor parte de los casos, las tensiones no podrán ser medidas de forma directa, pero sí podrán obtenerse a partir de las deformaciones que haya sufrido el material.

Los medidores de desplazamiento permiten evaluar las distancias que desplazan los puntos en vibración respecto de su posición natural. Un sistema elemental de este tipo sería el formado por un dispositivo mecánico tal que, colocando la cabeza de prueba sobre el punto de vibración, amplifica el desplazamiento transmitido por medio de artificios mecánicos.

Para la creación de este dispositivo se pueden utilizar galgas extensiométricas, debido a su posibilidad de medir la deformación de los objetos. La utilización de galgas extensiométricas es francamente útil en baja frecuencia. Las deformaciones producidas sobre un resistor modifican su resistencia eléctrica y estas variaciones pueden medirse. Se trata pues de un elemento sensor de desplazamientos.

Más específicamente, las galgas extensiométricas son sensores piezoresistivos, generalmente fabricados en materiales metálicos o semiconductores (silicio o germanio), cuyo objetivo es la micro medida de deformaciones en cualquier dirección y con cualquier sentido de un punto específico de la estructura, por medio del tratamiento de datos obtenido tras la variación de la resistencia eléctrica de la lámina (que se produce al someterse a un esfuerzo mecánico). Por medio del dato arrojado con esta tecnología (la deformación) y con el modelo matemático de la relación esfuerzo deformación de la ley de Hooke (*la deformación de un material elástico es directamente proporcional a la fuerza aplicada*), se



pueden deducir los esfuerzos en diferentes puntos externos e internos de la estructura, como también se puede obtener el módulo de Young y el Coeficiente de Poisson. En el proceso donde se someten las galgas a deformaciones, hay que tener precaución con no superar el límite de deformación elástico del elemento para que los resultados sean verídicos.

Centrándonos en el propio sistema, un transductor de galgas extensiométricas requiere, para su funcionamiento, que el fenómeno en estudio se convierta previamente en una deformación mecánica, es decir, la galga se monta en un elemento elástico dentro del transductor, sometido a una fuerza proporcional a la variable medida. Si la fuerza es pequeña, como por ejemplo al medir diferencias de presión pequeñas, se puede adoptar un montaje con galgas extensiométricas sin soporte, en el cuál el propio hilo de la galga actúa a la vez como elemento elástico.

En nuestro diseño no existirán tensiones elevadas, por lo que será suficiente con un montaje directo de las galgas, mediante el adhesivo adecuado.

En la actualidad, las técnicas de extensometría están basadas en el uso de bandas extensométricas fabricadas mediante técnicas de circuito impreso (Figura 5.29.).

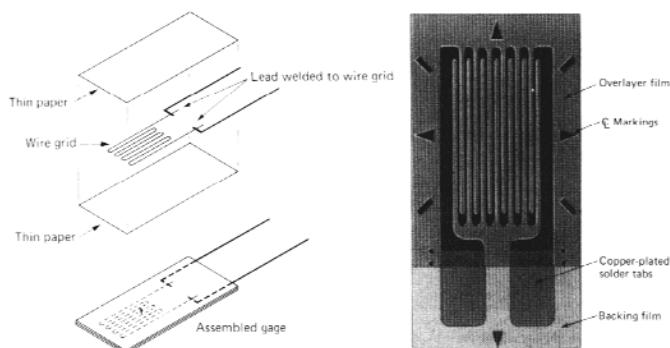


Figura 5.29: Bandas extensométricas de circuito impreso.

En este sentido, en la Figura 5.29., pueden observarse diferentes tipos de bandas extensométricas.

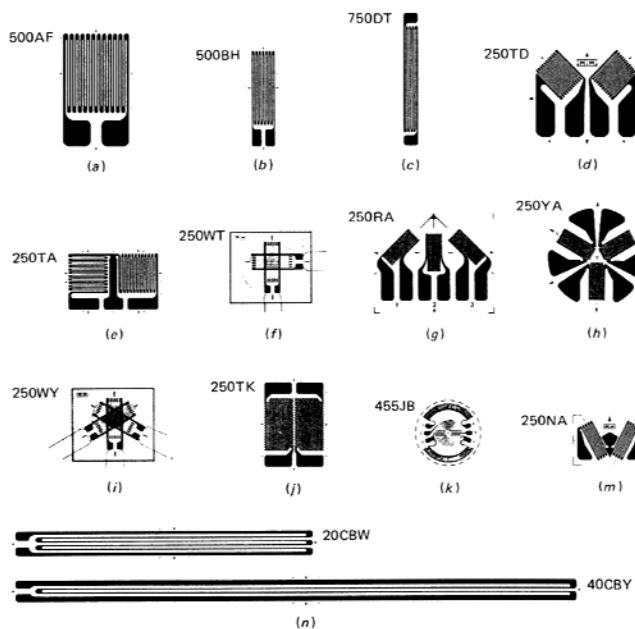


Figura 5.30: Formas típicas de bandas extensométricas: bandas simples, rosetas de 2 y tres bandas, bandas para la medida de esfuerzos a cortante, bandas para tensiones en diafragmas y bandas para la medida de tensiones en hormigón.

Uno de los factores más importantes para determinar un óptimo rendimiento de una galga extensiométrica es su longitud. Las galgas extensiométricas tienden a integrar o a promediar el área cubierta por la grilla, ya que este promedio, el de la distribución de un esfuerzo no uniforme es siempre menor que el máximo. Una galga extensiométrica que es más larga que la región de esfuerzo, indicará una magnitud de esfuerzo muy bajo.

Para tener en cuenta, como regla general y en la medida de lo posible, la longitud de una galga no debe ser mayor a la dimensión de la causa del esfuerzo, para que dicha medición sea aceptable.

Las galgas extensiométricas cuya longitud se encuentra alrededor de los 3 mm tienden a experimentar un rendimiento un tanto degradado, especialmente lo que tiene que ver con respecto a su máxima elongación, a su estabilidad bajo condiciones de esfuerzo estático y en cuanto a su durabilidad cuando éstas están sometidas



a esfuerzos cíclicos alternativos. Cuando cualquiera de estas condiciones hace que se vea disminuida la precisión de la medición en mayor medida que el promedio del esfuerzo, es necesario utilizar una galga de mayor longitud.

Cuando es necesario utilizar este tipo de galgas, vale la pena mencionar algunas ventajas que se pueden obtener con su uso:

- Su manipulación es mucho más fácil y hace que su instalación y cableado sea mucho más rápido que el de las galgas pequeñas.
- Las galgas largas tienen un mayor factor de disipación de calor, porque debido a su resistencia nominal tienen menor potencia por unidad de área de grilla.

Para nuestro sistema bastará con utilizar galgas pequeñas con la disposición adecuada, situadas en los soportes de los rodamientos.

Limitaciones del uso de las galgas:

- El esfuerzo aplicado no debe llevar a la galga fuera del margen elástico o también llamado esfuerzo de fluencia.
- La deformación de la galga.
- El incremento en la galga debe ser en la misma dirección al del soporte para evitar tensiones opuestas en lo que alineación de la galga se refiere, ya que mide en una sola dirección.
- La galga solo proporciona los datos del para las direcciones a las que la galga ha sido diseñada. Si se quiere medir en direcciones perpendiculares. se puede poner otra galga igual a 90° de la inicial, por lo tanto, una sola galga puede medir solamente una dirección.



Ventajas del uso de galgas:

- Pequeño tamaño.
- Pueden ser alimentadas con corriente continua o corriente alterna
- Tienen una excelente respuesta en frecuencias bajas.
- Son simples y adecuada en medidas estáticas y dinámicas.
- Compensación de temperatura relativamente fácil, al instalar dos galgas idénticas en brazos adyacentes elimina los efectos de temperatura en la galga medidora. Ya que al tener dos galgas, si se mide la diferencia de resistencia entre ambas, ya se descuenta con ello el efecto de la temperatura. En nuestro montaje no será necesaria la instalación de galgas en brazos adyacentes, pues la influencia de la temperatura sobre los puntos de medición será mínima.
- No son influidas por los campos magnéticos.

Desventajas del uso de galgas:

- La señal de salida es débil.
- Pequeño movimiento de la galga.
- Son afectadas por muchos factores de variación en condiciones ambientales.
- La galga es ultra sensible a las vibraciones.
- Con el tiempo la galga puede perder adhesión al espécimen de prueba.
- Para umbrales pequeños la técnica de construcción es cara.
- Se ven afectadas por el cambio de temperatura porque esta puede afectar a la resistencia.
- Son afectadas por la presencia de ruido térmico que establece un mínimo para la variación de resistencia detectable.
- Son poco estables.



Para la medición de los datos que proporcionan las galgas, se debe averiguar el valor de la resistencia desconocida en el equilibrio de los brazos del circuito llamado puente de Wheatstone.

La forma más común para obtener una señal eléctrica como resultado de una medida utilizando el puente de Wheatstone es mediante el método de deflexión. Este método en vez de valorar el equilibrio del puente, lo que hace es medir la diferencia de tensión entre ambas ramas o la corriente a través de un detector colocado en el brazo central.

Para poder utilizar el puente de Wheatstone con las galgas hay que tener ciertos aspectos en cuenta, como por ejemplo, el cableado del puente, muchas veces la galga y el puente no se encuentran situados en un mismo lugar por lo tanto las resistencias y los cambios de temperatura de los cables pueden afectar los resultados arrojados, para evitar esto es necesario equilibrar y calibrar el puente, este procedimiento consiste en que no puede haber tensión a la salida del puente y debe hacerse la calibración adecuadamente comprobando que el puente de Wheatstone está arrojando correctamente los resultados.

La variación de resistencia que se obtiene de las galgas es un valor directo de la deformación, pero en los sistemas de adquisición electrónica, no es ortodoxo intentar hacer lectura de resistencia y digitalizar estos valores, es por eso que con ayuda de un transductor, esta variación de resistencia se asocia a una variación de voltaje, que también es proporcional a la deformación. Entonces, una variación de resistencia en la galga, es leída por el transductor, y asociada a una variación de voltaje.

Lo primero que debemos hacer, dependiendo del tipo de trabajo o tarea específica que se vaya a realizar, es seleccionar el tipo de galga para obtener unos resultados apropiados, esto aparentemente puede resultar bastante simple, pero no se debe dejar a un lado que de una selección racional, analizando las



características y los parámetros específicos de las galgas extensiometrías, dependen de ciertos elementos como pueden ser:

- La optimización del rendimiento de la Galga Extensiometrística en condiciones específicas, en cuanto a lo que tiene que ver con la operación y el medio ambiente en el que se realiza dicho ensayo.
- La obtención de unos resultados confiables y precisos de los esfuerzos.
- La facilidad de instalación de la galga.
- Minimizar al máximo los costos de instalación de las galgas extensiometrísticas.

Muchos otros factores como los que tienen que ver con la duración en el tiempo, el rango de esfuerzos en el que se esté trabajando y las temperaturas de operación, deben ser también considerados, para que de esta manera se pueda elegir la mejor combinación de galga extensiometrística-adhesivo correspondiente.

Además, debemos tener en cuenta que el proceso de selección de la galga extensiometrística, generalmente trae consigo una serie de compromisos. Esto se debe a que dependiendo de la elección de los parámetros que tienden a satisfacer algún requerimiento, puede obrar en cierta medida en contra de otros. Por ejemplo, cuando se va a trabajar en espacios sumamente reducidos, donde la instalación y utilización de la galga es un poco más complicada y el gradiente de esfuerzos es supremamente elevado, la utilización de una de las galgas más cortas puede ser la opción ideal para este tipo de trabajo, sin embargo se debe tener en cuenta que las galgas más pequeñas (de 3 mm.), están generalmente caracterizadas porque tienen una elongación máxima pequeña y la vida útil de la galga se ve notablemente reducida cuando esta se somete a condiciones de fatiga. Por estas razones es necesario llegar a un compromiso que ayude a satisfacer cualquier conjunto de circunstancias que se



llegasen a presentar y juzgar este compromiso en la validez y la precisión de los datos obtenidos.

Depende del propósito final para el cual estemos haciendo el estudio, se pueden usar configuraciones que implican una o más galgas que estén en diferentes direcciones. Esta configuración va muy ligada a si los esfuerzos que queremos medir están en direcciones uniaxiales, biaxiales, o en diferentes direcciones.

En el caso de esfuerzos para una sola dirección es utilizada con frecuencia sensores largos y angostos, los cuales permiten maximizar la deformación sobre la galga del material en la dirección de interés.

Cuando se trabaja en varias direcciones podemos lograr mediciones simultáneas utilizando varias galgas configuradas en las direcciones de interés. Sin embargo es posible hacer esta tarea más sencilla y precisa por medio del uso de galgas de múltiples elementos.

Una configuración bastante conveniente de galgas puede ser la roseta de deformación en la cual se ubican 3 galgas a 45° cada una con el fin de medir deformaciones en todas las direcciones.

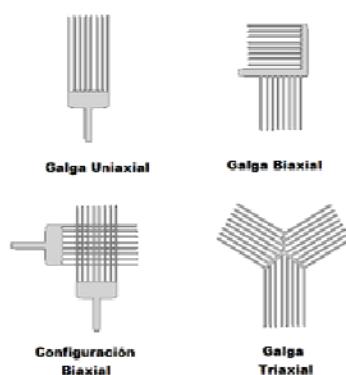


Figura 5.31: Configuraciones de galgas extensiométricas.

En la práctica, las mediciones de tensión rara vez involucran cantidades mayores a unas pocas milésimas de tensión ($e \times 10^{-3}$).

Por tanto, la medición de tensión requiere de exactitud en la detección de cambios muy pequeños en resistencia. Para medir tales cambios en la resistencia, las galgas extensiométricas casi siempre se emplean en configuraciones de puente con una fuente de excitación de voltaje. El puente general de Wheatstone, que se ilustra en la Figura 5.32., consiste de cuatro brazos resistivos con un voltaje de excitación, V_{EX} , que es aplicado a través del puente.

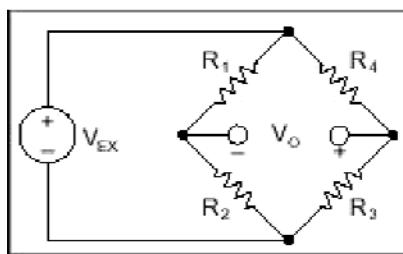


Figura 5.32: Configuración del Puente de Wheatstone.

El voltaje de salida del puente, V_0 , es igual a:

$$V_0 = \left[\frac{R_3}{R_3 + R_4} - \frac{R_2}{R_1 + R_2} \right] \cdot V_{EX}$$

De esta ecuación, se aprecia que cuando $R_1/R_2 = R_4/R_3$, el voltaje de salida, V_0 , es cero. Bajo estas condiciones, se dice que el puente está equilibrado. Cualquier cambio en la resistencia de cualquiera de los brazos del puente resultará en un voltaje de salida diferente de cero.

Por tanto, si se reemplaza R_4 en la Figura 5.32. por una galga extensiométrica activa, cualquier cambio en la resistencia de esta galga desequilibra el puente y produce un voltaje de salida diferente de cero. Si la resistencia nominal de la galga extensiométrica se designa por R_G , entonces el cambio inducido por tensión en la resistencia, DR, se puede expresar como $DR = R_G * GF * e$. Asumiendo que $R_1 = R_2$ y $R_3 = R_G$, la ecuación previa del puente se puede



reescribir para expresar V_o/V_{EX} como una función de la tensión (ver Figura 5.33.). Notar la presencia del término $1/(1+GF*\epsilon/2)$ que indica la no linealidad de la salida en un cuarto de puente con respecto a la tensión.

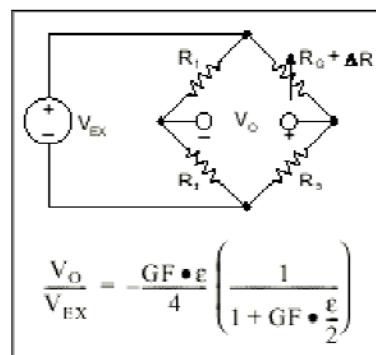


Figura 5.33: Circuito de Cuarto de Puente.

Para mejorar la sensibilidad de la medición, se puede optar por configuraciones del puente más complejas: medio o puente completo.

Así, un único brazo con una galga extensiométrica activa es un circuito de cuarto de puente, dos brazos con galgas extensiométricas activas son un circuito de medio puente, y todos los cuatro brazos con galgas extensiométricas forman un circuito de puente completo.

De este modo podrán eliminarse, entre otros, los efectos producidos por la variación de temperatura.

Selección de componente:

En función de lo expuesto en el apartado anterior y las posibilidades aconsejadas por el fabricante elegido, en este caso OMEGA, se propone partir de dos sistemas de galgas modelo SGD-3/120RYB.

Se trata de un patrón de galgas dispuestas a 90°, de 11x11 mm de longitud, con una resistencia nominal de 120Ω, adaptadas para la medición de pequeñas tensiones.



El resto de características técnicas pueden consultarse también en el Anexo I.

Requerirían de cableado y adhesivo para el montaje dentro del sistema a estudio. Estos elementos pueden ser facilitados también por el fabricante.

En todo caso, si no fuese posible la adquisición de dichos componentes, se seleccionarían unos elementos de medición de similares características, para ello pueden consultarse otros fabricantes o distribuidores, como son: HBM, KISTLER o BCM, entre otros.

5.1.7.2. Sistemas de adquisición de datos.

En el mundo real nos encontramos con magnitudes físicas como la temperatura o la humedad en una habitación, el peso de los alimentos que compramos, o la velocidad a la que nos movemos. La forma de interactuar con estas variables ocurre en dos sentidos, por un lado las medimos a través de sensores, como por ejemplo un termómetro, y por otro actuamos sobre ellas mediante actuadores como un aparato de calefacción. Estos sensores o actuadores, para informar de la magnitud que están midiendo proporcionan una señal en forma de tensión o corriente, en el caso de los actuadores, les es proporcionada. Por otra parte, para comunicar con un ordenador se deben seguir unos protocolos que le sean comprensibles, es decir, que la señal de tensión obtenida de un sensor no puede ser conectada directamente al ordenador, sino que debe ser conectada antes a un intermediario que la presentará al mismo o a otro dispositivo en una forma que pueda ser procesada. Este intermediario es la tarjeta de adquisición de datos, TAD o DAQ en inglés.



El hardware DAQ actúa como la interfaz entre un PC y señales del mundo exterior. Funciona principalmente como un dispositivo que digitaliza señales analógicas entrantes para que una PC pueda interpretarlas. Los tres componentes clave de un dispositivo DAQ usado para medir una señal son: el circuito de acondicionamiento de señales, convertidor analógico-digital (ADC) y un bus de PC. Varios dispositivos DAQ incluyen otras funciones para automatizar sistemas de medidas y procesos. Por ejemplo, los convertidores digitales-analógicos (DACs) envían señales analógicas, las líneas de E/S digital reciben y envían señales digitales y los contadores/temporizadores cuentan y generan pulsos digitales.

Componentes Clave de Medidas para un Dispositivo DAQ:

Acondicionamiento de Señales

Las señales de los sensores o del mundo exterior pueden ser ruidosas o demasiado peligrosas para medirse directamente. El circuito de acondicionamiento de señales manipula una señal de tal forma que es apropiado para entrada a un ADC. Este circuito puede incluir amplificación, atenuación, filtrado y aislamiento. Algunos dispositivos DAQ incluyen acondicionamiento de señales integrado diseñado para medir tipos específicos de sensores.

Convertidor Analógico Digital (ADC)

Las señales analógicas de los sensores deben ser convertidas en digitales antes de ser manipuladas por el equipo digital como un PC. Un ADC es un chip que proporciona una representación digital de una señal analógica en un instante de tiempo. En la práctica, las señales analógicas varían continuamente con el tiempo y un ADC realiza "muestras" periódicas de la señal a una razón predefinida. Estas muestras son transferidas a un PC a través



de un bus, donde la señal original es reconstruida desde las muestras en software.

Bus del PC

Los dispositivos DAQ se conectan a un PC a través de una ranura o puerto. El bus del PC sirve como la interfaz de comunicación entre el dispositivo DAQ y el PC para pasar instrucciones y datos medidos. Los dispositivos DAQ se ofrecen en los buses de PC más comunes, incluyendo USB, PCI, PCI Express y Ethernet.

En definitiva, un Sistema de Adquisición de Datos no es más que un equipo electrónico cuya función es el control o simplemente el registro de una o varias variables de un proceso cualquiera.

Uno de los dispositivos de adquisición de datos más extendidos actualmente es el sistema Arduino, idóneo en este caso, pues ofrece a muy bajo coste las opciones necesarias para la realización de los experimentos planteados en el proyecto, integrando en uno sólo, los tres componentes anteriormente descritos.

Arduino es una plataforma de hardware libre, basada en una placa con un micro controlador y un entorno de desarrollo, diseñada para facilitar el uso de la electrónica en proyectos multidisciplinares.

Arduino puede tomar información del entorno a través de sus entradas analógicas y digitales, puede controlar luces, motores y otros actuadores. El micro controlador en la placa Arduino se programa mediante el lenguaje de programación Arduino (basado en Wiring) y el entorno de desarrollo Arduino (basado en Processing). Los proyectos hechos con Arduino pueden ejecutarse sin necesidad de conectar a un computador.



Hay muchos otros micro controladores y plataformas de micro controladores disponibles para computación física. Parallax Basic Stamp, de Netmedia BX-24, Phidgets, Handyboard del MIT, y muchos otros ofrecen una funcionalidad similar. Todas estas herramientas toman los detalles sucios de programación de micro controladores y se envuelven en un paquete fácil de usar.

Existen también multitud de plataformas de desarrollo de software implementadas para el tratamiento de datos obtenidos de elementos de medición del tipo de los seleccionados, basadas en programas informáticos comerciales tipo MAINTRAQ, TRENDLINE, MATLAB o PROJECT-LABVIEW, entre otros. No obstante, el sistema Arduino proporciona un entorno de desarrollo propio basado en paquetes de programación que ofrece gran facilidad de adaptación a nuestros planteamientos de trabajo.

Selección de componente:

En función de lo expuesto en el apartado anterior y las posibilidades aconsejadas por el fabricante elegido, en este caso CETRONIC Componentes Electrónicos, se propone utilizar un módulo ARDUINO-UNOrev3.



Figura 5.34: Tarjeta de adquisición de datos ARDUINO-UNO rev3.

Se trata una tarjeta de adquisición de datos, que incorpora una autoselección de voltaje de alimentación, con lo que posibilita el



acondicionamiento de la señal de entrada, manipulándola de tal forma que es apropiada para entrada a un ADC.

El resto de características técnicas pueden consultarse también en el Anexo I.

Para adecuar la lectura de sensores no digitales, como son las galgas extensiométricas, se debería variar el voltaje de 0 a 5V, conectando un potenciómetro como divisor de voltaje. De este modo podríamos conectar directamente las galgas a la tarjeta, sin necesidad de adquirir un conversor ADC.

En todo caso, si no pudiera adquirirse el componente indicado, se seleccionaría una tarjeta o sistema de adquisición de datos de similares características, para ello pueden consultarse otros fabricantes o distribuidores, como son: ADVANTECH, IPSES, SPECTRUM o ISS, entre otros.

En cuanto a la plataforma de desarrollo con la que analizar los datos adquiridos, se partiría de una aplicación hoja de cálculo comercial (tipo EXCEL) adaptada a las necesidades de los cálculos a obtener, en caso de no poder disponer del software anteriormente comentado.

5.2. Análisis del diseño detallado. Integración de subsistemas.

Para la elección de un componente sólo se conocen las características de los anteriormente definidos y unos parámetros generales del resto de componentes, por lo que se deberá desarrollar un proceso de análisis iterativo en el que ir estudiando la compatibilidad de componentes dentro del sistema, para cada elemento introducido.



Todos los elementos del equipo requerirán de especificaciones determinantes para llevar a cabo con éxito las simulaciones. Estas especificaciones son dependientes entre sí. Por eso, al tomar una decisión, se debe tener en cuenta todo lo que pone en juego con respecto a los otros componentes de la máquina.

En este sentido, se expondrán las posibles dificultades que puede suponer la posterior integración de los subsistemas planteados, tales como:

- Interferencia física entre elementos.
- Inconsistencias.
- Omisiones.
- Incompatibilidad entre piezas manufacturadas y elementos comerciales.
- Diferencias en sistemas métricos.
- Capacidades y/o tolerancias.

Complementadas con algunas de las principales variables globales al sistema, a las que anteriormente nos referíamos:

- Existencia de distribuidor de productos en España.
- Requerimientos desde la facultad.
- Recursos económicos mínimos.
- Disponibilidad de materiales o espacios.
- Influencia de la normativa.

Como ya se ha comentado, el diseño detallado del sistema constituye un ciclo iterativo y no un procedimiento de cálculo directo, ya que en todo modelo de cálculo intervienen múltiples variables incógnitas que dependen unas de otras. Esto hace necesario partir de datos disponibles y supuestos; y siguiendo una secuencia lógica de operaciones, generar resultados parciales que se compararán con las restricciones iniciales del problema o bien factores de seguridad o estándares; finalmente se aprueba la solución o se corrigen las suposiciones y se inicia de nuevo el ciclo.



El alcance de este proyecto no supone el diseño detallado de los componentes, generación de planos constructivos o cálculo detallado de magnitudes, pero si se realizará el análisis del proceso de diseño a partir de los elementos comerciales preseleccionados, como base del sistema a estudio.

Por lo tanto, el siguiente paso sería analizar los principales detalles de diseño que podrían quedar sin concretar después de la selección inicial de subcomponentes, en función de las dificultades anteriormente comentadas. Para ello se seguiría la misma secuencia lógica de análisis de componentes que se llevó a cabo para la preselección.

En nuestro caso continuaríamos con el análisis de esfuerzos flectores producidos en el eje, en función del par transmitido por el motor y los discos de desequilibrado, concretando las características mecánicas y dimensionales óptimas del eje.

La definición de las dimensiones del eje, condiciona la elección del acoplamiento, los rodamientos, sistemas de fijación y discos de desequilibrio, entre otros. Además, tendríamos en cuenta los acabados de las superficies de unión de los componentes, en función de las tolerancias máximas recomendadas por los fabricantes, así como la adecuación del sistema de fijación a las dos superficies, en función de su límite elástico y las posibles deformaciones que se pudieran producir en los mismos.

Analizaríamos también la repercusión de elegir un montaje con soportes desestandarizados de dimensiones distintas a las recomendadas por los fabricantes de los rodamientos, pues deberíamos tener en cuenta la posible inestabilidad (desequilibrio, desalineación...) que supone dicho montaje frente a las soluciones comerciales propuestas como segunda opción. Se estudiaría la influencia, no sólo en los componentes de transmisión (eje, acoplamiento) sino también en los propios rodamientos, en cuanto a las tensiones que soportarían, principalmente a través de los momentos flectores que se pudieran producir.



Para completar el dimensionamiento estructural se estudiaría el posicionamiento de cada componente sobre la bancada, asegurando la alineación del conjunto. Para ello habría que comprobar la adecuación del sistema de anclaje de la bancada frente a las dimensiones de los sistemas de fijación de los demás componentes, disponiendo de los sistemas de adaptación adecuados.

El montaje influye considerablemente en la alineación, desequilibrio y posible sobrecarga del sistema, por lo que habrá que poner especial atención a los parámetros especificados en los manuales de instalación de los componentes seleccionados y las pautas indicadas en la normativa específica.

En cuanto a la seguridad, se deberían comprobar todos los posibles peligros, tanto estructurales como de funcionamiento, una vez incluidos los elementos de protección propuestos para nuestro diseño. Partiríamos de la máxima del diseño inherentemente seguro, estudiando las dimensiones del sistema ensamblado de tal manera que las aberturas existentes no fuesen mayores de 1 cm y no hubiese posibilidad de riesgo por inconsistencias en el diseño (según las recomendaciones expuestas en diferente normativa de seguridad citada). Tras esto, se valorarían los posibles riesgos tanto en parada, por conexiones eléctricas, como en funcionamiento, por atrapamiento o proyecciones, estudiando uno por uno los elementos de seguridad seleccionados, frente a las solicitudes que previsiblemente tendrá el banco de pruebas, por parte de los usuarios del mismo.

Durante todo el análisis expuesto se deben tener en cuenta los recursos económicos y materiales de los que dispondríamos, pues en función de los mismos, las modificaciones y adaptaciones del montaje repercutirían en mayor o menor medida en nuestro diseño.



Al final de este segundo proceso de estudio se obtendrían unos nuevos resultados que deberíamos analizar siguiendo el siguiente esquema:

¿Cumple restricciones y consideraciones?

- NO → Repetir El Ciclo.
- SI → Diseño de pieza “definitivo”: pueden producirse cambios posteriores durante el diseño de piezas conexas (integración).

A partir del diseño definitivo, con la justificación económica correspondiente, se realizarían los siguientes documentos:

- Memorias de cálculo.
- Planos descriptivos:
 - o Planos constructivos de componentes.
 - o Planos de ensamblaje.
 - o Planos de funcionamiento.
- Programa de mantenimiento preventivo.
- Manual de seguridad.
- Manual de desarrollo del proceso práctico.

Y finalmente se desarrollaría un prototipo del sistema diseñado, no exento de modificaciones, consecuencia de parámetros no considerados o ajenos al control del diseñador.

Dependiendo del objetivo inicial y de las limitaciones económicas y de tiempo, el proceso de diseño puede concluir en una máquina definitiva; o bien, en un prototipo parcial de prueba. En el primer caso, se deben utilizar unos modelos de cálculo muy conservadores con el fin de minimizar riesgos de fallo, o en su defecto, usar factores de seguridad elevados de acuerdo con la aplicación, pero teniendo en cuenta que se restaría eficiencia a la máquina y aumentaría su coste.

Cuando el diseñador sabe que al concluir el prototipo se harán pruebas, entonces puede ser más audaz en la asignación de factores de



seguridad (acercándose a 1). Pero si esto no es posible, debe ser bastante conservador y elevar el factor de seguridad, dependiendo de lo confiable del modelo de cálculo, la aplicación y las recomendaciones de las normas existentes acerca del tema.

Lo ideal es la construcción de un prototipo para la realización de pruebas, con el fin de validar los modelos de cálculo, comprobar la resistencia y durabilidad de la máquina, y detectar y corregir los defectos y omisiones. Sin embargo, existen aplicaciones de desarrollo de software como son los programas de CAD, CAE y CAM que se usan para crear prototipos virtuales que permiten no sólo detectar y corregir tempranamente errores de diseño, sino también realizar análisis de esfuerzos, deformación y fatiga mediante técnicas avanzadas como el análisis de elementos finitos; estos prototipos virtuales ahorran mucho dinero representado en tiempo, materiales y costes de fabricación.

Al acabar esta parte, deben realizarse pruebas dinámicas tanto a modelos definitivos como a los prototipos, con el fin de validar los modelos matemáticos en cuanto a suposiciones y aproximaciones. En principio, las pruebas deben cubrir todos los rangos y condiciones de operación normales y luego, ensayar bajo condiciones críticas y extremas como por ejemplo el arranque en carga o la parada de emergencia. Los prototipos permiten la realización de ensayos destructivos donde se alcanzan los límites de resistencia última, fluencia y/o fatiga.

Obviamente la estricta evaluación de las pruebas requiere de la disponibilidad de una gran cantidad de mediciones fiables, lo que implica a su vez la necesidad de incurrir en inversiones tecnológicas, tales como instrumentación (galgas extensométricas, celdas de carga, etc.), bancos de prueba especialmente diseñados y la contratación o capacitación de personal que lleve a cabo los procedimientos (preferiblemente bajo normas internacionales).

Solamente algunas empresas de mucho capital invierten en departamentos de calidad con laboratorios propios donde se hacen pruebas



exhaustivas, que aunque costosas, resultan económica y técnicamente justificables; otra alternativa más económica es subcontratar las pruebas de materiales y piezas críticas con laboratorios certificados.

De los resultados obtenidos en las pruebas se deben corregir tanto los datos numéricos estimados como los modelos matemáticos utilizados. Esto dará pie a cambios en geometría y materiales de piezas manufacturadas, cambios de referencias de piezas comerciales y mejora de los factores de seguridad de diseño y reales.



6. Análisis y propuestas.

En esta etapa se procederá a ofrecer al futuro usuario una serie de elementos de valoración sobre los que fundamentar la justificación del uso de este proyecto como herramienta teórico-práctica para el desarrollo de diferentes líneas de trabajo y experimentos centrados en el análisis de desequilibrio en ejes rotores, en base a la investigación preliminar realizada y las propuestas ofrecidas a lo largo del mismo.

Como ya se ha comentado, el planteamiento no es definir al detalle el diseño del sistema, sino que se pretende que el estudio del diseño conceptual constituya una base teórico-práctica con la que el usuario (alumno en prácticas) sea capaz de formarse una idea general de los requerimientos básicos sobre los que fundamentar la posterior elección de componentes para la construcción del sistema.

Y puesto que no existe una única configuración que pueda cumplir los requerimientos solicitados, se intenta ofrecer en este proyecto un estudio más o menos completo de algunas de las opciones más viables en cuanto a componentes disponibles en el mercado, métodos constructivos y opciones de diseño.

El proceso de análisis llevado a cabo se ha basado en el estudio y comparación de proyectos semejantes, junto con el análisis de las diferentes tipologías de componentes. Posteriormente se intenta seguir una línea coherente y estructurada de diseño, relacionando los requerimientos unitarios de cada componente con las necesidades derivadas de la posterior interacción de los mismos entre sí para llevar a cabo una serie de experiencias que puedan cumplir los objetivos propios de la construcción de un banco de estas características, ideado para analizar el desequilibrio en ejes rotores.

Además, deberán tenerse en cuenta las variables globales que influyen directamente en la elección de componentes, función de parámetros que muchas veces no pueden ser controlados, por el diseñador del proyecto.



Se trata de plantear opciones de análisis lo más completas posibles, especialmente a nivel teórico, ofreciendo diferentes opciones mucho más viables y adaptadas a los requerimientos, sobre todo didácticos, que se plantean de inicio; pues debe existir un equilibrio lógico entre la intención de realizar el mejor análisis y los posibles recursos, analizados de manera realista.

Así se incide en el estudio de vibraciones, como elemento clave para analizar los efectos de los desequilibrios en este tipo de configuraciones; las diferentes metodologías de equilibrado, centrándose en los aspectos más teóricos de las mismas; o los posibles requerimientos del sistema en base a diseños ya desarrollados. Ofreciendo diferentes opciones como el posible análisis de parámetros más fácilmente medibles con elementos accesibles, frente a la influencia de su variación sobre las vibraciones que se produzcan; el desarrollo de un planteamiento genérico de un proceso de ensayo que pueda cumplir conceptualmente con el objeto de análisis del proyecto; o el planteamiento de un diseño básico sobre el que fundamentar la construcción real de un banco de pruebas apropiado.

Al desarrollar el proyecto van surgiendo cantidad de aspectos que pueden abrir diferentes vías de desarrollo, siendo algunas de interés especial por las posibilidades que ofrecen.

De este modo se plantea el diseño de un eje y unos apoyos capaces de posibilitar en análisis de desequilibrios originados a causa de una disposición en voladizo, abriendo la opción de estudiar condicionantes como los momentos flectores o la desalineación provocada por dicha disposición, con la mera modificación de la estructura de algunos de los componentes del banco.

A nivel de optimización, lo ideal sería la eliminación de material en lugar de la adición del mismo, para realizar el equilibrado. Esta metodología sería también una de las posibles vías de estudio, tanto a nivel teórico como práctico.

También surge la opción de plantear un diseño que posibilite el análisis de otros fallos mecánicos, con la variación del tipo de acoplamiento, modificando su rigidez o método de lubricación, por ejemplo, para analizar las



consecuencias que tendría dicha variación en el resto de componentes y en el funcionamiento de la máquina.

O quizás aspectos menos mecánicos, como pueden ser la utilización de un módulo de complementación del puente de Wheatstone para adecuar la señal detectada por los sensores, en caso de no poder utilizar una tarjeta de adquisición de datos que ejecute dicha conversión; el análisis de opciones más complejas en programación pero con más posibilidades, como pueden ser otros microcontroladores PIC similares al sistema Arduino; o el estudio de diferentes configuraciones de galgas extensiométricas y su influencia en la toma de resultados.

Paralelamente a estos planteamientos, aparece la idea de poder analizar la influencia de diferentes elementos complementarios, tales como los destinados a la absorción de vibración, tanto en apoyos o acoplamientos como en la bancada o el sistema de transmisión; la influencia de la desviación que provoca la disposición de las masas de desequilibrado en los discos de inercia o los sistemas de fijación del disco al eje, pudiendo analizar diferentes métodos constructivos para minimizar dicho desequilibrio; o las diferentes composiciones del sistema de transmisión de potencia al conjunto rotor, son otras de las opciones de desarrollo que surgen al continuar la investigación derivada del estudio de los componentes básicos.



7. Conclusiones.

Debido a la cantidad de factores imprevisibles y difícilmente controlables que pueden aparecer en el proceso, tras el mecanizado de piezas o montaje de las mismas, el desequilibrio se constituye como uno de los principales problemas mecánicos a analizar en este tipo de configuraciones.

Al margen del estudio del propio desequilibrio a través del diseño de ensayos teórico-prácticos, el análisis de todas las variables y conceptos relativos a este tipo de fallos resulta un complemento idóneo al proceso formativo de los estudiantes de ingeniería, destinatarios del proyecto. No hay que olvidar que los problemas mecánicos se presentan generalmente como combinación de fallos y no como provocados por una única causa.

No obstante, puesto que las vibraciones son el mejor indicador de la condición mecánica de una maquinaria y pueden ser una herramienta de predicción muy sensible de la evolución de un defecto, parece lógico comenzar a analizar las variables que intervendrán en el proceso a partir del estudio de las consecuencias provocadas por tales vibraciones, directamente relacionadas con la vida útil de los componentes del sistema y el sistema en sí.

Para el completo análisis de los parámetros relativos a las vibraciones que se produzcan, la solución más generalizada y eficaz es la utilización de sistemas de detección basados en acelerómetros, que proporcionan una amplia información de los problemas provocados en las condiciones generadas. Pero no siempre se puede disponer de este tipo de tecnología, pues el coste de la misma suele ser elevado, mereciendo la pena estudiar otros métodos de adquisición de datos, basados en elementos más simples y económicos, teniendo en cuenta que se requerirá una conversión de las mediciones obtenidas para disponer de la información final deseada. Es importante poder disponer de sistemas alternativos y ser capaz de ofrecer al usuario la capacidad de elegir entre



diferentes métodos de análisis, criterios de elección o metodologías de diseño.

Evidentemente, la utilización de una configuración u otra supone tener en cuenta la dependencia que existe entre los diferentes requerimientos de los distintos componentes y su funcionalidad, puesto que la modificación de los parámetros o las características de algún subsistema influyen necesariamente en el resto. Así pues, la utilidad de ofrecer una visión global del proceso y sus variables es obvia y no suele ofrecerse en el diseño concreto de un sistema mecánico, pues el propio diseño constituye de por sí una labor muy costosa.

Para finalizar, remarcar la importancia de la seguridad en cualquier desarrollo de proyectos, pues abarca no sólo al propio proceso mecánico sino a los propios procesos de diseño, sistematización o desarrollo relacionados con el proyecto.



8. Bibliografía.

1. J.E. Shigley, J. J. Uicker, Jr. *Teoría de máquinas y mecanismos*. México: Mc Graw Hill, 1995.
2. Robert L. Norton. *Diseño de maquinaria. Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos*. Quinta edición. México: Norton. Mc Graw Hill. 2012.
3. Dr. Anwar Abu-Zarifa. *Theory of Machines*. Faculty of Engineering Department of Mechanical Engineering EMEC 3302. 2012.
4. A. D. Deutschman, W. J. Michels, C. E. Wilson. *Diseño de Máquinas. Teoría y práctica*. Segunda edición. Compañía editorial continental, S.A. de C.V., México: Macmillan publishing Co., Inc., 1987.
5. V. M. Faires. *Diseño de Elementos de Máquinas*. Cuarta edición. México: Editorial Limusa, 1995.
6. C. A. Romero, H. F. Quintero, L. V. Vanegas, G. Calle y C. A. Orozco. *Diseño de Árboles para Ventiladores*. *Scientia et Technica*, No. 8. 1998.
7. Ramón Pallas Areny. *Sensores y acondicionadores de señal*. Cuarta edición. Editorial Marcombo. 2004.
8. Francisco Chacón de Antonio. *Medidas eléctricas para ingenieros*. Segunda edición. Universidad Pontificia de Comillas de Madrid. 2007.
9. Jesús Fraile Mora. *Introducción a las propiedades, las aplicaciones y el diseño - "Máquinas eléctricas"*. México: McGraw-Hill.
10. J.P. Holman. *Métodos experimentales para ingenieros*. McGraw-Hill. 1977.
11. Mabie, H., Ocvirk, F. *Mecanismos y dinámica de maquinaria*. Segunda edición. Editorial Limusa, 1978.
12. Timoshenko, S., Young, D. H. *Problemas de vibración en ingeniería*. Primera edición en español. Editorial Continental. 1959.
13. Faires, V M. *Diseño de elementos de máquinas*. México: McGraw-Hill, 1991.



14. Hernández Sampiri, E. *Metodología De la Investigación*. Editorial Mc Graw-Hill. 1991.
15. A. García Reynoso. *"Método de balanceo dinámico de rotores Rígidos sin la medición del ángulo de Fase de la Vibración"*, memorias del XIII Congreso internacional anual de la SOMIM y Congreso internacional de metal mecánica 2007, 19 al 21 de Septiembre, 2007, ISBN 968- 9173-01-4, Durango.
16. A. García Reynoso. *"Instrumentación de un banco equilibrador universal para medir la vibración mediante galgas extensiométricas y balanceo dinámico sin medir el ángulo de fase"*. Memorias del XV Congreso internacional anual de la SOMIM, 23 al 25 Septiembre, 2009, Obregón, Sonora, México.
17. José Carlos Alquezar Caño y Antonio Lahoz Mateo. *Criterios para la adecuación al Real Decreto 1215/97. Sociedad de prevención de FREMAP*. Disponible en: <http://www.freemap.es>
18. García Reynoso, A. *"Análisis del error y Convergencia Optima del Método de Coeficientes de Influencia para el Balanceo Dinámico en Dos Planos"*, 2do. Coloquio de la ESIME, 1989.
19. G.U.N.T. Equipos para la educación en ingeniería. *PT 500 Diagnóstico de máquinas*. Disponible en: <http://www.gunt.de>.
20. Recambios Industriales en Transmisión de Potencia FU Iberica, S.L. *Información sobre acoplamientos y anillos de fijación*. Disponible en: <http://www.fuiberica.com>.
21. SIT, Sociedad industrial de transmisiones S.A. *Soluciones en transmisiones mecánicas como reductores, correas y acoplamientos*. Disponible en: <http://www.sitsa.es>.
22. LOVEJOY, tecnología de acoplamientos. *Acoplamientos y dispositivos de bloqueo de eje*. Disponible en: <http://www.lovejoy-inc.com>.
23. STOLLE, Fábrica de máquinas y fundición de hierro. *Placas y mesas de sujeción*. Disponible en: <http://www.stolle.net>.
24. SAFEWORK, Soluciones integrales de seguridad. *Dispositivos de seguridad*. Disponible en: <http://www.safework.es>.



25. Vibroacústica, control y aislamiento, S.L. *Bancadas y complementos*. Disponible en: <http://www.vibcon.es>.
26. ISEL, Systems and components based on. *Linear guides and rotating devices*. Disponible en: <http://www.isel.com>.
27. SADI, Transmisiones, S.L. *Acoplamientos autoblocantes*. Disponible en: <http://www.saditransmisiones.com>.
28. OMEGA, Process measurement and control. *Medidores de tensión, accesorios e instrumentación*. Disponible en: <http://www.omega.co.uk>.
29. HBM, Transductores, adquisición de datos y software de medida. *Software de adquisición de datos*. Disponible en: <http://www.hbm.com/es>.
30. HBM, Transductores, adquisición de datos y software de medida. *Acondicionadores de señal. Software de adquisición de datos*. Disponible en: <http://www.hbm.com/es>.
31. HBM, Transductores, adquisición de datos y software de medida. *Software de adquisición de datos*. Disponible en: <http://www.hbm.com/es>.
32. ABB, Motores y generadores. *Motores eléctricos*. Disponible en: <http://www.abb.es>.
33. ABB, Motores y generadores. *Convertidores de frecuencia*. Disponible en: <http://www.abb.es>.
34. SIEMENS. *Motores eléctricos*. Disponible en: <http://www.siemens.com>.
35. SIEMENS. *Variadores de velocidad*. Disponible en: <http://www.siemens.com>.
36. SERTEC, Transmisiones. fabricación y comercialización de elementos de transmisión de potencia. *Motores eléctricos*. Disponible en: <http://www.tercesa.com>.
37. WEG. *Selección y aplicación de motores eléctricos*. Disponible en: <http://www.weg.net/es>.
38. WEG. *Selección y aplicación de variadores de velocidad*. Disponible en: <http://www.weg.net/es>.



39. FATOR, Tornillería industrial. *Catálogo de productos.* Disponible en: <http://www.fator.es>.
40. NSK Europe, Rodamientos, tecnología lineal, componentes de automoción y sistemas de dirección. *Catálogo de selección de rodamientos.* Disponible en: <http://www.nskeurope.es>.
41. SKF. *Catálogo de selección de rodamientos.* Disponible en: <http://www.skf.com>.
42. SCHNEIDERELECTRIC. *Manual de variadores de velocidad, arrancadores electrónicos y motores.* Disponible en: <http://www.schneiderelectric.es>.
43. SCHNEIDERELECTRIC. *Manual de seguridad en máquinas.* Disponible en: <http://www.schneiderelectric.es>.
44. ROCKWELL AUTOMATION. *Safebook-RM002B-SP-P – Marzo de 2011.* Disponible en: <http://www.rockwellautomation.com>.
45. ROCKWELL AUTOMATION. *Sistemas de seguridad para maquinaria industrial. Principios, normas e implementación.* Disponible en: <http://www.rockwellautomation.com>.
46. BTI, precision measurement and testing equipment and services. *Básicos del desbalanceo.* Disponible en: <http://www.balancetechnology.com>.
47. BTI, precision measurement and testing equipment and services. *Equilibrado con un centro de masas desplazado.* Disponible en: <http://www.balancetechnology.com>.
48. MITSUBISHI, Factory automation. *Variadores de frecuencia.* <http://www.mitsubishi-automation.es>.
49. A-MAQ S.A. *Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecánico. Análisis de maquinaria.* 2005. Disponible en: <http://www.a-maq.com>.
50. GUEMISA, Suministro de instrumentación electrónica. *Análisis de vibraciones e interpretación de datos.* Disponible en: <http://www.guemisa.com>
51. FAG. *Catálogo FAG: Programa Standard FAG. Catálogo WL 41 510/2 SE, edición 1988.* Disponible en: <http://www.fag.de>.



52. FAG. *FAG Industrial Services GmbH, Detector III Trendline 3*, 2007. Disponible en: <http://www.fag.de>.
53. FAG. *FAG Industrial Services, Teórica Básica de Balanceo con Detector III, Parte 1*, 2007. Disponible en: <http://www.fag.de>.
54. FAG. *FAG Industrial Services, Teórica Básica de Balanceo con Detector III, Parte 2*, 2007. Disponible en: <http://www.fag.de>.
55. ITESO. "Implantación de galgas extensiométricas". Disponible en: <http://www.desi.iteso.mx>.
56. MISUMI, Configurable mechanical components. *Standard Components for press. First edition*. MISUMI USA, INC. USA. 2007. Disponible en: <http://www.misumi-europe.com>.
57. MITSUBISHI, *Datos técnicos mecanizado, Catálogo de datos técnicos para mecanizado, 2005. Datos técnico de variadores de frecuencia*. Disponible en: <http://www.mitsubishi-automation.es>.
58. ISO 10816-3: *Niveles de vibraciones*.
59. ISO 1925: *Vibración mecánica – Equilibrado – Vocabulario*.
60. ISO 2041: *Vibración y choque – Vocabulario*.
61. ISO 1000: *Unidades SI y recomendaciones para el uso de sus múltiplos y de otras ciertas unidades*.
62. ISO 10816-1995: *Vibraciones mecánicas. Evaluación de la vibración en una máquina mediante medidas en partes no rotativas*.
63. ISO 1940-1. (2003): *Mechanical vibration - Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state - Part 1: Specification and verification of balance tolerances*.
64. ISO 19499. (2007): *Mechanical vibration. Balancing - Guidance on use and application of balancing standards*.
65. Montoya Echeverry, N. J.; Cardona García, L. A. (2014). *Diseño y montaje de un banco de pruebas para ensayos de velocidad crítica y desbalance*. Proyecto de grado. Universidad Autónoma de Occidente, Facultad de Ingeniería. Santiago de Cali.
66. Amado León, E.; Burbano España, J.; Cifuentes Hernández, J. (2011). *Diseño de un banco para pruebas de excentricidad en ejes de los motores principales de helicópteros medianos*. Proyecto de



- grado. Fuerza aérea colombiana, Escuela de suboficiales CT Andrés M. Díaz. Madrid Cundinamarca.
67. Castaño Posada, A.; Darío Moreno Ramírez, H. (2004). *Libro de diseño de máquinas*. Trabajo de grado. Universidad Pontificia Bolivariana, Facultad de Ingeniería Mecánica. Medellín.
68. Rojas Valera, I. R. (2012). *Desarrollo de un banco de pruebas para simular vibraciones mecánicas en equipos rotativos*. Informe de pasantía. Universidad Simón Bolívar, Facultad de Ingeniería mecánica. Sartenejas.
69. Ymbher R. Briggs E. (2009), *Diseño de un banco de pruebas de balanceo dinámico para ser usado con fines didácticos en la formación de ingenieros y tecnólogos*. Trabajo de grado. Universidad de Oriente. Cumaná-Venezuela.
70. Álvarez Naranjo, J. E. (2013). *Diseño, construcción y modelado de un banco de pruebas para el estudio de las vibraciones generadas por desbalanceo de rotores en voladizo*. Trabajo de grado. Universidad Tecnológica de Pereira. Facultad de ingeniería mecánica. Pereira.
71. Garzón Ortiz de Luna, A. (2010). *Cálculo analítico y validación experimental de las velocidades críticas y respuesta al desequilibrio en el rotor KIT MFS2004*. Proyecto fin de carrera. Universidad Carlos III de Madrid. Escuela politécnica superior. Madrid, España.
72. Yesid Mendivelso Duarte, C. (2014). *Modelamiento y análisis del comportamiento rotodinámico de un eje asimétrico sometido a carga combinada lateral y torsional*. Trabajo de grado. Universidad Nacional de Colombia. Facultad de Ingeniería. Bogotá, Colombia.
73. Hincapié Valencia, G. A. (2013). *Diseño y construcción de una banco de pruebas para mecanismos manivela-deslizador*. Trabajo de grado. Universidad tecnológica de Pereira. Facultad de Ingeniería mecánica. Pereira.
74. Moreno Barra, L. A. (2006). *Balanceo dinámico de sistemas rotativos*. Tesis. Universidad Austral de Chile. Facultad de Ciencias de la Ingeniería. Chile.



75. Abarca Ovalle, C. D. (2002). *Diseño de un banco para simular fallas en mecanismos.* Trabajo de grado. Universidad de Talca. Facultad de Ingeniería. Talca-Chile.
76. Cheuquelaf Barriga, L. C. (2009). *Protocolo para el balanceo dinámico de un ventilador con el analizador de vibraciones Detector III.* Tesis. Universidad Austral de Chile. Facultad de ciencias de la Ingeniería. Valdivia-Chile.
77. P. N. Saavedra. *"La medición y análisis de las vibraciones como técnica de inspección de equipos y componentes, aplicaciones, normativas y certificación".* Trabajo de grado. Facultad de Ingeniería, Universidad de Concepción, Chile, Tech. Rep., 2004.
78. ATECMA. *"Teoría y Práctica del Balanceo dinámico, Manual de diagnóstico de Equipos Rotativos".* Publicación Empresa de capacitación ATECMA, Santiago Chile.



9. Anexos.

9.1. Anexo I: Características de componentes.

MODELO BÁSICO



La ilustración muestra el sistema básico PT 500, preparado para los ensayos, junto con el bastidor móvil PT 500.01.

- * **Unidad básica para realizar varios ensayos relacionados con el diagnóstico de máquinas, utilizando kits de accesorios modulares**
- * **Placa base de aluminio con ranuras para el montaje rápido y flexible de diferentes sistemas de ensayo**
- * **Materiales didáctico moderno y bien estructurado**

Todos los componentes están colocados claramente y protegidos en una caja.

Para la medición y la evaluación de todos los ensayos se necesita el analizador de vibraciones asistido por PC PT 500.04. Los kits PT 500.10 a PT 500.19 permiten reproducir las simulaciones de los diferentes defectos.

Para un uso flexible de este sistema didáctico se recomienda utilizar el bastidor móvil PT 500.01.

Descripción

El kit para el diagnóstico de máquinas puede ser utilizado para simular ciertos tipos de defectos y estudiar sus efectos en el espectro de vibraciones.

El equipo básico PT 500 permite realizar prácticas de medición de vibraciones (medición del desplazamiento y la velocidad de las vibraciones y de la aceleración en el margen de tiempo-frecuencia). Además se pueden realizar prácticas de equilibrado de rotores rígidos en funcionamiento y de alineación de árboles.

Componentes esenciales del equipo básico son los elementos mecánicos (acoplamiento, caballetes de cojinetes y árbol con rotores), el motor de accionamiento con número de revoluciones mediante un convertidor de frecuencia y generador tacométrico y el equipo de indicación y mando con indicaciones digitales de potencia y número de revoluciones.

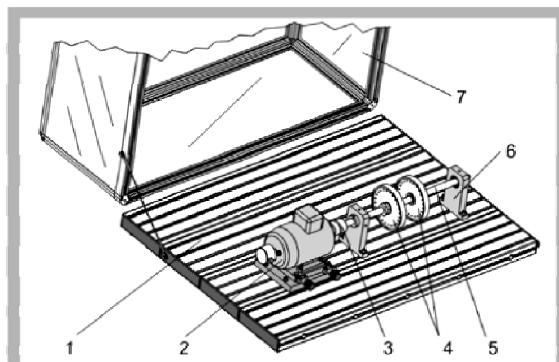
La placa base del motor está montada sobre un carro de motor, lo que permite alinear el motor. La placa base de aluminio de gran tamaño, con ranuras guía, permite un montaje rápido, flexible y preciso de los respectivos componentes del ensayo. Una cubierta protectora transparente proporciona la seguridad necesaria durante el funcionamiento y permite observar los ensayos de una manera clara.

Contenido didáctico / Ensayos

- introducción a la medición de vibraciones en sistemas de máquinas rotativas:
- * fundamentos de la medición de vibraciones en árboles y cojinetes
- * magnitudes básicas y parámetros
- * sensores e instrumentos de medición
- * influencia del número de revoluciones y la disposición de los árboles
- * influencia de la posición de los registradores
- equilibrado de árboles rígidos en funcionamiento
- influencia de la alineación entre el motor y el acoplamiento elástico
- comprender e interpretar espectros de frecuencia
- uso de un analizador de vibraciones asistido por PC

PT 500

Sistema de Diagnóstico de Máquinas, Unidad Básica



1 placa base, 2 motor de accionamiento con carro desplazable, 3 acoplamiento, 4 unidad de cojinetes, 5 árbol, 6 volante desequilibrado, 7 cubierta protectora transparente



La ilustración muestra los componentes guardados en su caja.



Captura de pantalla del software: el equilibrado en funcionamiento en dos planos

Especificación

- [1] unidad básica para el sistema didáctico diagnóstico de máquinas
- [2] placa base rígida con ranuras de sujeción
- [3] motor de accionamiento con número de revoluciones mediante convertidor de frecuencia
- [4] indicación digital del número de revoluciones y la potencia
- [5] 2 árboles: 1 corto, 1 largo
- [6] 2 volantes desequilibrados con contrapesos recambiables
- [7] caballetes de cojinetes, rodamientos recambiables
- [8] orificios de fijación para los sensores de vibraciones
- [9] acoplamiento elástico de garras y acoplamiento Controflex^R
- [10] motor alineable en ángulo y transversalmente
- [11] cubierta protectora transparente
- [12] caja apilable para guardar los componentes

Datos técnicos

- Motor asincrónico con convertidor de frecuencia:
- potencia motriz: 0,37kW
- número de revoluciones nominal: 2800min^{-1}
- rango de revoluciones vía convertidor: 100...8000min⁻¹
- equipo de indicación y mando con indicación digital de potencia y número de revoluciones,
- LxAnxAi: 475x415x195mm

2 árboles: D=20mm, 690g y 1300g
2 volantes desequilibrados: D=150mm, 1675g cada uno, con contrapesos recambiables (tornillos)
2 caballetes de cojinetes: los rodamientos se pueden cambiar
Acoplamiento Controflex^R: par nominal: 15Nm

Dimensiones y pesos

- LxAnxAi: 1100x800x500mm (placa base+cubierta)
- LxAnxAi: 600x390x325mm (caja)
- Peso: aprox. 95kg (sistema completo)

Necesario para el funcionamiento

- 230V, 50/60Hz, 1 fase ó 120V, 60Hz, 1 fase

Volumen de suministro

- 1 placa de base con cubierta protectora
- 1 equipo de indicación y mando
- 1 motor asincrónico con convertidor de frecuencia
- 2 árboles, 2 volantes desequilibrados,
- 2 acoplamientos
- 2 unidades de cojinetes
- 1 placa de sujeción, 2 juegos de sujeción
- 1 juego de herramientas
- 1 caja con espuma de embalaje
- material didáctico

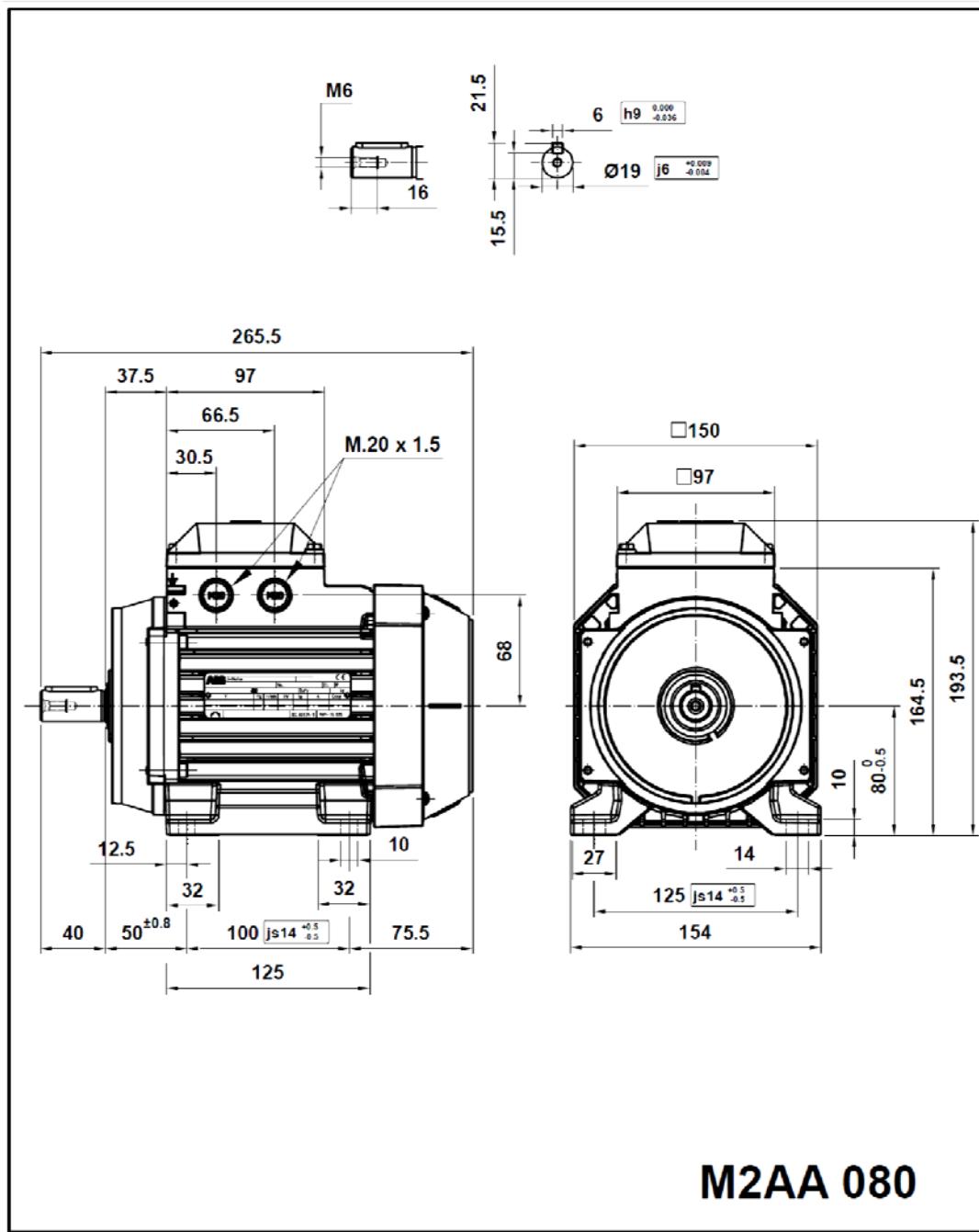
Nº de artículo

052.50000 PT 500 Sistema de Diagnóstico de Máquinas, Unidad Básica

G.U.N.T Geratebau GmbH, Hanscampring 15-17, D-22885 Barsbuttel, Tfno +49 (40) 67 08 54-0, Fax +49 (40) 67 08 54-42, E-mail sales@gunt.de, Web http://www.gunt.de
Nos reservamos el derecho de efectuar modificaciones técnicas sin previo aviso.



MOTOR



M2AA 080

Motor Dimension Print	Motor Type : M2AA 080	Document N° : A1.5405 / 3D A2.5015
Description :	Motor foot mounted IM1001 / Motor con patas IM1001	
Unit: Discrete Automation & Motion - Fáb. Motores Date : 2012-02-09	Issued by : ERM / L.Moreno Approved by : ERM / G.Blanes	Replaces : Replaced by :
Asea Brown Boveri, S.A.	Customer Reference :	ABB



ABB Motors and Generators		Technical Data Sheet - DOL					
		Project	Location				
Department/Author	Customer name	Customer ref.		Item name			
Our ref.	Rev/Changed by	Date of issue	Saving ident	Pages			
	A	07/03/2015	untitled.xls	1(3)			
No.	Definition	Data	Unit	Remarks			
1	Product	<i>TEFC, 3-phase, squirrel cage induction motor</i>					
2	Product code	3GAA 082 214-ASE					
3	Type/Frame	M2AA 80 D 4					
4	Mounting	IM1001, B3(foot)					
5	Rated output P _N	0,75	kW				
6	Service factor	1					
7	Type of duty	S1(IEC) 100%					
8	Rated voltage U _N	400	VY	± 5 % (IEC 60034-1)			
9	Rated frequency f _N	50	Hz	± 2 % (IEC 60034-1)			
10	Rated speed n _N	1415	r/min				
11	Rated current I _N	1,65	A				
12	No-load current	1,14	A				
13	Starting current I _s /I _N	5,9		Fulfilled IEC 60034-12 design N,H			
14	Nominal torque T _N	5,1	Nm				
15	Locked rotor torque T ₀ /T _N	2,6					
16	Maximum torque T _{max} /T _N	3,2					
17	Minimum torque T _{min} /T _N	2,4					
18	Speed at minimum torque	150	r/min				
Load characteristics (IEC 60034-2-1:2007)		Load %	Current A	Efficiency %	Power factor		
19	PLL determined from residual loss	100	1,65	79,8 / IE2	0,82		
20		75	1,37	81,3	0,73		
21		50	1,15	79,9	0,59		
22		Start	9,8		0,81		
23	Maximum starting time from hot	20	s				
24	Maximum starting time from cold	36	s				
25	Insulation class / Temperature class	F / B					
26	Ambient temperature	40	°C				
27	Altitude	1000	m.a.s.l.				
28	Enclosure	IP55					
29	Cooling system	IC411 self ventilated					
30	Bearing DE/NDE	6204-2Z/C3 - 6203-2Z/C3					
31	Type of Grease						
32	Sound pressure level (LP dB(A) 1m)	50	dB(A)	at load			
33	Moment of inertia J = ¼ GD ²	0,0016	kg·m ²				
34	Balancing						
35	Vibration class						
36	Position of terminal box	Top					
37	Terminal box entries; no, dimens.						
38	Number of power terminals						
39	Direction of rotation	CW or CCW					
40	Weight of rotor	4	kg				
41	Total weight of motor	12	kg				
42	Dimension drawing no.						
43							
44							
45							
Ex-motors							
46							
47							
48							
Option Variant Codes / Definition							
49							
50							
51							
52							
53							
54							
55							
Remarks:							
Data based on situation 10/04/2012							
All data subject to tolerances in accordance with IEC							
Guaranteed values on request							



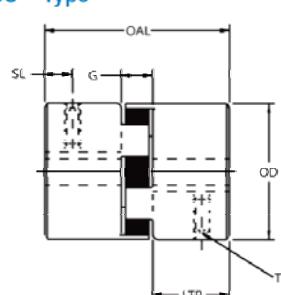
ACOPLAMIENTO

Stainless Steel Jaw

Stainless Steel Coupling Dimensional Data-Inch – Chart 1

Size	Max Bore in mm	Outside Diameter OD	Overall Length OAL	Gap G	Length Thru Bore LTB	Hub Diameter	Set Screw Location SL	Set Screw Size T
SS075	0.875 22	1.75	2.13	0.50	0.82	1.75	0.31	1/4-20
SS095	1.125 28	2.11	2.51	0.52	1.00	2.11	0.44	5/16-18
SS100	1.375 35	2.54	3.48	0.71	1.38	2.54	0.44	5/16-18
SS110	1.625 42	3.32	4.22	0.88	1.68	3.32	0.75	3/8-16
SS150	1.875 48	3.75	4.50	1.00	1.75	3.75	0.75	3/8-16

SS – Type



List Prices Per Hub

Size	Rough Stock Bore	Stock Finished Bore*	Non-Stock Finished Bore ⁽¹⁾
SS075	\$26.00	\$50.00	\$68.00
SS095	\$35.00	\$62.00	\$97.25
SS100	\$50.00	\$73.00	\$112.00
SS110	\$91.00	\$137.00	\$167.15
SS150	\$133.00	\$183.00	\$227.95

* see chart 3

(1) inch bores – per AGMA 9002-A86
metric bores – per DIN 7154, HT
DIN 6885, JS9

Stainless Steel Coupling Ratings – Chart 2

Size	Material	Torque Rating in-lbs	Nm	HP/100	Maximum Bore in mm	Max RPM
SS075	Spider (Sox)	90.00	10.17	0.140	0.75	19 11,000
	Urethane	135.00	15.28	0.280		3,600
	Hytrel	227.00	25.65	0.360		3,600
	Bronze	227.00	25.65	0.360		250
SS095	Spider (Sox)	194.00	21.92	0.310	1.12	28 9,000
	Urethane	291.00	32.90	0.465		3,600
	Urethane(JIS)	335.00	38.00	0.530		9,200
	Hytrel	561.00	63.38	0.890		3,600
SS100	Spider (Sox)	417.00	47.11	0.660	1.38	35 7,000
	Urethane	477.00	53.90	1.320		3,600
	Urethane(JIS)	560.00	63.00	0.890		7,700
	Hytrel	1134.00	128.12	1.800		3,600
SS110	Spider (Sox)	792.00	89.48	1.260	1.62	42 5,000
	Urethane	1188.00	134.00	1.890		3,600
	Urethane(JIS)	1090.00	123.00	1.730		5,900
	Hytrel	2268.00	256.25	3.600		5,000
SS150	Bronze	2268.00	256.25	3.600		250
	Spider (Sox)	1240.00	140.10	2.000	1.88	48 5,000
	Urethane	1860.00	210.00	3.000		3,600
	Urethane(JIS)	1810.00	205.00	2.870		5,200
SS110	Hytrel	3708.00	418.95	5.900		5,000
	Bronze	3708.00	418.95	5.900		250

Stainless Steel Hub UPC Part Numbers – Chart 3 Prefix is 685144 –

Size	RSB*	1/4	1/2	5/8	3/4	7/8	1"	1-1/8	1-3/8
SS075	70001	70006	70007	70008	70009	70010	-	-	-
SS095	70002	70011	70011	70012	70013	70014	70015	70016	70020
SS100	70003	-	-	-	70017	70018	70019	70020	70022

Size	RSB*	1"	1-1/8	1-3/8	1-1/2	1-5/8	1-3/4	1-7/8
SS110	70004	70023	70024	70026	70027	70028	-	-
SS150	70005	70029	70030	70032	70033	70034	70035	70036

*Rough bore must be passivated after reborning to prevent rust.

For more information on the Lovejoy Stainless Steel Jaw coupling contact us at (630) 852-0600 or visit our web site

www.lovejoy-inc.com



Item # 685144-70664 12/00



SISTEMA DE FIJACIÓN EJE-CUBO

CN 55 - 02

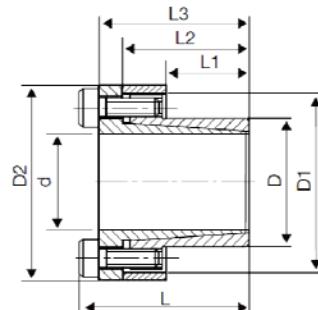
Tolerancias:

Eje: h8

Cubo: H8

Características:

- Pares medios-altos
- Autocentrante



d mm	D mm	Dimensiones						Fuerza axial	Par	Presiones		Tornillos DIN912-12.9		
		L1 mm	L2 mm	L3 mm	L mm	D2 mm	D1 mm			Eje	Cubo	N.	Tipo	Par apriete Ts Nm
10	16	14	23	27	31	32	28	10	49	205	128	4	M4x12	5,2
12	18	14	23	27	31	34	30	10	58	171	114	4	M4x12	5,2
14	23	14	23	27	31	39	35	10	68	146	89	4	M4x12	5,2
15	24	16	29	36	42	45	40	16	120	196	123	3	M6x18	17
16	24	16	29	36	42	45	40	16	128	184	123	3	M6x18	17
18	26	18	31	38	44	47	42	21	191	194	134	4	M6x18	17
19	27	18	31	38	44	48	43	21	202	183	129	4	M6x18	17
20	28	18	31	38	44	49	44	21	213	174	124	4	M6x18	17
22	32	25	38	45	51	54	48	21	234	114	78	4	M6x18	17
24	34	25	38	45	51	56	50	21	255	105	74	4	M6x18	17
25	34	25	38	45	51	56	50	21	266	100	74	4	M6x18	17
28	39	25	38	45	51	61	55	27	373	112	81	5	M6x18	17
30	41	25	38	45	51	63	57	32	480	126	92	6	M6x18	17
32	43	30	43	50	56	65	59	32	511	98	73	6	M6x18	17
35	47	30	43	50	56	69	63	43	747	120	89	8	M6x18	17
38	50	30	43	50	56	72	66	43	811	110	84	8	M6x18	17
40	53	32	45	52	58	75	69	48	959	110	83	9	M6x18	17
42	55	32	45	52	58	77	71	48	1007	105	80	9	M6x18	17
45	59	40	56	64	72	85	79	79	1781	130	99	8	M8x22	42
48	62	40	56	64	72	88	82	79	1900	122	94	8	M8x22	42
50	65	50	66	74	82	92	85	99	2473	117	90	10	M8x22	42
55	71	50	66	74	82	98	91	99	2721	106	82	10	M8x22	42
60	77	50	66	74	82	104	97	99	2968	97	76	10	M8x22	42
65	84	50	66	74	82	111	104	99	3215	90	69	10	M8x22	42
70	90	60	80	91	101	122	115	127	4430	89	69	8	M10x25	84
75	95	60	80	91	101	126	119	142	5338	93	74	9	M10x25	84
80	100	65	85	96	106	131	124	190	7595	108	86	12	M10x25	84
85	106	65	85	96	106	137	130	190	8069	101	81	12	M10x25	84
90	112	65	85	96	106	143	136	222	9968	112	90	14	M10x25	84
95	120	65	85	96	106	153	144	222	10522	106	84	14	M10x25	84
100	125	65	89	102	114	162	153	273	13651	124	99	12	M12x30	145

Por necesidades de fabricación, las especificaciones de este catálogo pueden ser variadas sin previo aviso.
Para diámetros distintos a los que aparecen en catálogo consultar.



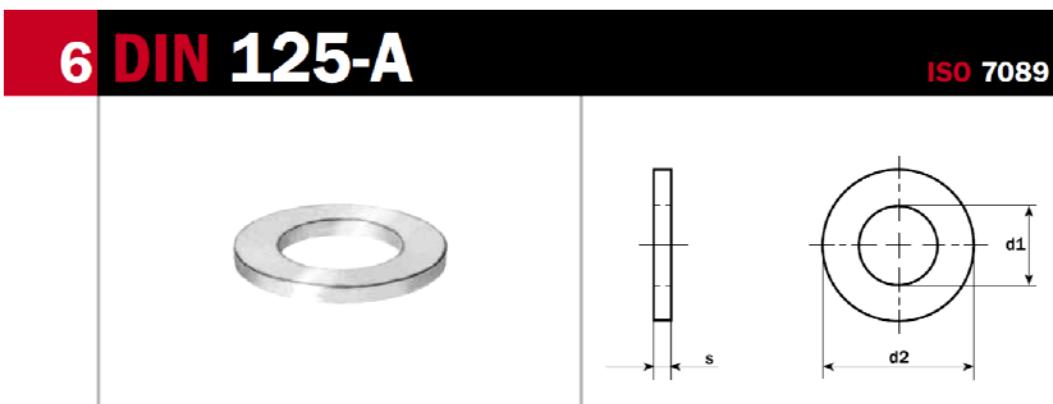
FACTOR K

F	PH daN/mm ²	6 LÍMITE ELÁSTICO									
		18	20	22	25	30	35	40	45	50	60
		daN/mm ²									
1		1,41	1,36	1,32	1,26	1,22	1,18	1,16	1,14	1,12	1,10
0,8	6	1,29	1,23	1,24	1,21	1,17	1,14	1,12	1,11	1,10	1,08
0,6		1,24	1,19	1,17	1,15	1,12	1,10	1,09	1,08	1,07	1,06
1		1,45	1,40	1,35	1,29	1,24	1,20	1,17	1,07	1,13	1,11
0,8	6,5	1,34	1,30	1,27	1,23	1,19	1,16	1,13	1,12	1,11	1,09
0,6		1,24	1,21	1,19	1,17	1,03	1,11	1,10	1,09	1,08	1,06
1		1,50	1,44	1,39	1,33	1,26	1,22	1,19	1,16	1,15	1,12
0,8	7	1,37	1,33	1,29	1,25	1,20	1,17	1,15	1,13	1,11	1,09
1,6		1,26	1,23	1,21	1,18	1,15	1,12	1,11	1,09	1,08	1,07
1		1,55	1,48	1,42	1,36	1,29	1,24	1,20	1,18	1,04	1,13
0,8	7,5	1,41	1,36	1,32	1,27	1,22	1,18	1,16	1,14	1,12	1,10
0,6		1,29	1,25	1,23	1,19	1,16	1,13	1,11	1,10	1,09	1,07
1		1,61	1,52	1,46	1,39	1,31	1,26	1,22	1,19	1,17	1,14
0,8	8	1,45	1,39	1,34	1,29	1,24	1,20	1,17	1,15	1,13	1,11
0,6		1,31	1,27	1,24	1,21	1,17	1,14	1,12	1,11	1,10	1,08
1		1,67	1,57	1,50	1,42	1,33	1,28	1,24	1,21	1,18	1,15
0,8	8,5	1,48	1,42	1,37	1,32	1,25	1,21	1,18	1,16	1,14	1,12
0,6		1,33	1,29	1,26	1,22	1,18	1,15	1,13	1,12	1,10	1,08
1		1,73	1,62	1,54	1,45	1,36	1,30	1,25	1,22	1,19	1,16
0,8	9	1,53	1,46	1,40	1,34	1,27	1,23	1,19	1,17	1,15	1,12
0,6		1,86	1,31	1,65	1,24	1,19	1,16	1,14	1,12	1,11	1,09
1		1,80	1,68	1,58	1,49	1,39	1,32	1,28	1,24	1,21	1,18
0,8	9,5	1,57	1,49	1,39	1,37	1,27	1,25	1,20	1,19	1,16	1,14
0,6		1,39	1,34	1,30	1,26	1,21	1,18	1,16	1,14	1,12	1,10
1		1,87	1,73	1,63	1,53	1,41	1,34	1,29	1,25	1,22	1,19
0,8	10	1,61	1,53	1,46	1,40	1,31	1,26	1,23	1,20	1,17	1,14
0,6		1,41	1,36	1,32	1,28	1,22	1,19	1,16	1,15	1,12	1,11
1		1,95	1,79	1,68	1,56	1,44	1,36	1,31	1,27	1,23	1,19
0,8	10,5	1,66	1,56	1,50	1,42	1,33	1,28	1,24	1,22	1,18	1,15
0,6		1,44	1,39	1,34	1,29	1,24	1,20	1,17	1,15	1,13	1,11
1		2,03	1,86	1,73	1,60	1,47	1,38	1,33	1,28	1,25	1,20
0,8	11	1,71	1,60	1,53	1,44	1,35	1,30	1,25	1,21	1,19	1,16
0,6		1,47	1,41	1,36	1,31	1,25	1,21	1,18	1,16	1,14	1,12
1		2,13	1,93	1,79	1,64	1,50	1,41	1,35	1,30	1,26	1,21
0,8	11,5	1,76	1,65	1,56	1,45	1,37	1,31	1,27	1,23	1,20	1,16
0,6		1,47	1,41	1,36	1,31	1,25	1,21	1,18	1,16	1,14	1,12
1		2,24	2,00	1,84	1,69	1,53	1,43	1,37	1,32	1,27	1,22
0,8	12	1,82	1,69	1,60	1,50	1,40	1,33	1,28	1,24	1,21	1,17
0,6		1,53	1,46	1,41	1,35	1,28	1,24	1,20	1,18	1,15	1,13
1		2,35	2,08	1,91	1,73	1,56	1,45	1,39	1,34	1,29	1,23
0,8	12,5	1,87	1,73	1,63	1,53	1,42	1,34	1,29	1,25	1,22	1,17
0,6		1,56	1,48	1,43	1,36	1,29	1,25	1,21	1,19	1,16	1,13
1		2,49	2,17	1,97	1,78	1,59	1,48	1,40	1,36	1,30	1,25
0,8	13	1,94	1,78	1,67	1,57	1,44	1,36	1,30	1,26	1,23	1,18
0,6		1,59	1,51	1,45	1,38	1,30	1,26	1,22	1,20	1,17	1,14
1		2,65	2,27	2,04	1,83	1,62	1,50	1,41	1,38	1,31	1,26
0,8	13,5	1,77	1,83	1,71	1,60	1,47	1,37	1,32	1,27	1,24	1,19
0,6		1,63	1,54	1,47	1,40	1,32	1,27	1,23	1,21	1,17	1,15
1		2,83	2,38	2,12	1,88	1,66	1,53	1,42	1,39	1,33	1,27
0,8	14	2,07	1,88	1,75	1,63	1,49	1,39	1,33	1,28	1,25	1,20
0,6		1,66	1,56	1,50	1,42	1,33	1,28	1,23	1,22	1,18	1,15
1		3,04	2,50	2,21	1,94	1,70	1,55	1,43	1,40	1,34	1,27
0,8	14,5	2,15	1,94	1,80	1,65	1,51	1,41	1,35	1,30	1,26	1,22
0,6		1,69	1,59	1,52	1,44	1,35	1,29	1,24	1,23	1,19	1,16
1		3,31	2,64	2,29	2,00	1,73	1,58	1,48	1,41	1,36	1,29
0,8	15	2,23	2,00	1,84	1,68	1,52	1,42	1,36	1,31	1,27	1,22
0,6		1,73	1,62	1,54	1,45	1,36	1,30	1,25	1,22	1,19	1,16
1		3,66	2,80	2,40	2,06	1,77	1,60	1,50	1,43	1,37	1,30
0,8	15,5	2,32	2,06	1,89	1,72	1,55	1,44	1,37	1,32	1,28	1,23
0,6		1,77	1,65	1,56	1,47	1,39	1,31	1,26	1,23	1,20	1,16
1		3,12	3,00	2,50	2,13	1,81	1,63	1,52	1,45	1,39	1,31
0,8	16	2,43	2,13	1,94	1,76	1,57	1,46	1,39	1,36	1,29	1,24
0,6		1,81	1,68	1,59	1,49	1,39	1,32	1,27	1,24	1,21	1,17
1		4,79	3,22	2,64	2,20	1,85	1,66	1,55	1,46	1,40	1,32
0,8	16,5	2,50	2,20	2,00	1,79	1,60	1,48	1,40	1,35	1,31	1,25
0,6		1,85	1,72	1,62	1,52	1,40	1,33	1,28	1,25	1,22	1,18
1		5,90	3,55	2,79	2,29	1,90	1,69	1,57	1,48	1,42	1,33
0,8	17	2,67	2,29	2,05	1,84	1,63	1,50	1,42	1,36	1,32	1,25
0,6		1,90	1,73	1,65	1,54	1,42	1,35	1,29	1,25	1,22	1,18

EJEMPLO: Acoplamiento autoblocante serie CN 210 40 x 65
 - Coeficiente de forma = 0,8
 - Presión ejercida sobre el cubo P1 = 14,6 daN/mm² (según tabla CN 210 40 x 65)
 - Límite elástico del cubo 20 daN/mm²
 Factor K resultante = 1,94
 Por consiguiente, el diámetro exterior mínimo del cubo es: K x D = 1,94 x 65 = 126,1 mm



CONJUNTO MASAS DESEQUILIBRIO



Plain washers without chamfer
Rondelles plates

Arandelas planas

d nom.	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M10	M12	M14
d_1	3,2	4,3	5,3	6,4	7,4	8,4	10,5	13	15
d_2	7	9	10	12	14	16	20	24	28
s	0,5	0,8	1	1,6	1,6	1,6	2	2,5	2,5

Peso/Weight 1000 ud. kg

0,119 0,308 0,443 1,020 1,390 1,830 3,570 6,270 8,600

d nom.	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30	M33	M36
d_1	17	19	21	23	25	28	31	34	37
d_2	30	34	37	39	44	50	56	60	66
s	3	3	3	3	4	4	4	5	5

Peso/Weight 1000 ud. kg

11,30 14,70 17,20 18,40 32,30 43,70 53,60 75,30 92,10

d nom.	M39	M42	M45	M48	M52	M56	M60	M64
d_1	40	43	46	50	54	58	62	66
d_2	72	78	85	92	98	105	110	115
s	6	7	7	8	8	9	9	9

Peso/Weight 1000 ud. kg

133 183 220 294 330 425 458 492

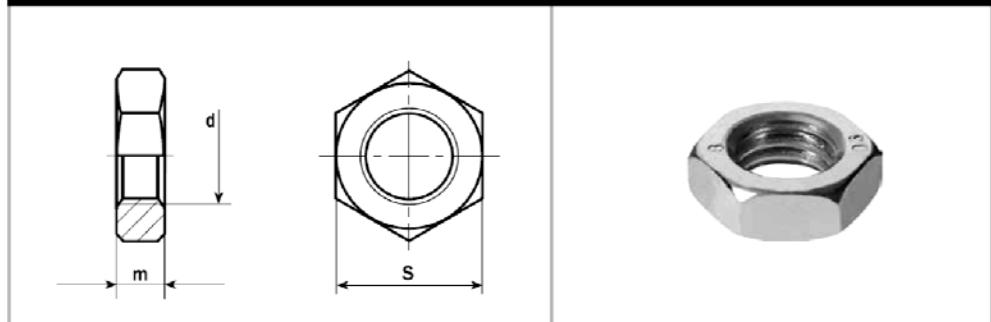
CALIDADES/GRADES:

ST/HV100	HV140	HV300	FST	A2	A4
●	●	●		●	●



ISO 4035

DIN 439-B 5



Hexagon thin nuts
Ecrous hexagonaux bas

Tueras hexagonales bajas

d	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14
P	0,5	0,7	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2
m	1,8	2,2	2,7	3,2	4	5	6	7
s	5,5	7	8	10	13	17/16*	19/18*	22/21*

Peso/Weight 1000 ud. kg								
	0,290	0,570	0,830	1,600	3,200	7,200	10,40	15,90

d	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30	M33
P	2	2,5	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5
m	8	9	10	11	12	13,5	15	16,5
s	24	27	30	32/34*	36	41	46	50

Peso/Weight 1000 ud. kg								
	20,50	29,60	40,20	48,30	69,50	101,00	139,00	183,00

d	M36	M39	M42	M45	M48	M52
P	4	4	4,5	4,5	5	5
m	18	19,5	21	22,5	24	26
s	55	60	65	70	75	80

Peso/Weight 1000 ud. kg						
	244,00	316,0	403,0	500,0	617,0	755,0

*Tamaño según norma ISO/Size as per ISO standard

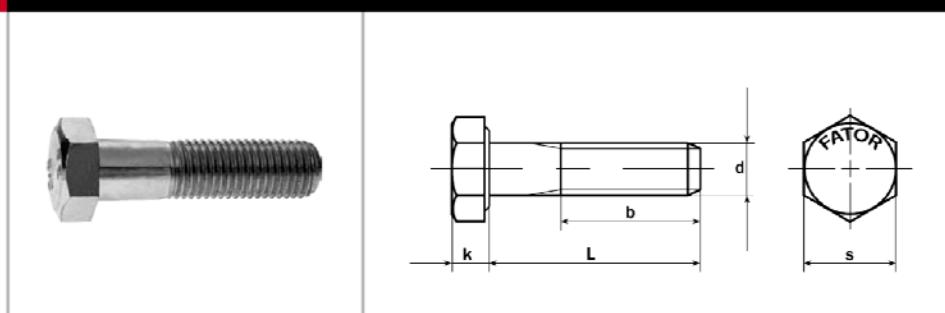
CALIDADES/GRADES:

ST	5	6	8	10	12	C15	A2	A4
	●		●	●			●	●



1 DIN 931

ISO 4014



Hexagon head bolts
Boulons à tête hexagonale, partiellement filetées

Tornillos de cabeza hexagonal, parcialmente roscados

d	M4	M5	M6	M7	M8	M10	M12	M14
P	0,7	0,8	1	1	1,25	1,5	1,75	2
b ⁽¹⁾	14	16	18	20	22	26	30	34
b ⁽²⁾	-	22	24	26	28	32	36	40
b ⁽³⁾	-	-	-	-	-	45	49	53
k	2,8	3,5	4	4,8	5,3	6,4	7,5	8,8
S	7	8	10	11	13	17/16*	19/18*	22/21*

L\d: Peso/Weight 1000 ud. kg

25	3,120	4,860						
28	3,320	5,250						
30	3,610	5,640	8,060	12,70				
35	4,040	6,420	9,130	13,60	18,20			
40	4,530	7,200	10,20	15,10	20,30	35,00		
45		7,980	11,30	16,60	22,20	38,00	53,60	
50		8,760	12,30	18,10	24,20	41,10	58,10	82,00
55			13,40	19,50	25,80	43,80	62,60	88,10
60			14,40	21,00	27,80	46,90	67,00	94,10
65				22,50	29,80	50,00	70,30	98,80
70				24,00	31,80	53,10	74,70	105,00
75					33,70	56,20	79,10	111,00
80					35,70	59,30	83,60	117,00
85						62,40	88,10	123,00
90						65,50	92,40	127,00
95						68,60	96,80	133,00
100						71,70	101,00	139,00
110							109,00	151,00
120							118,00	164,00
130								174,00
140								185,00

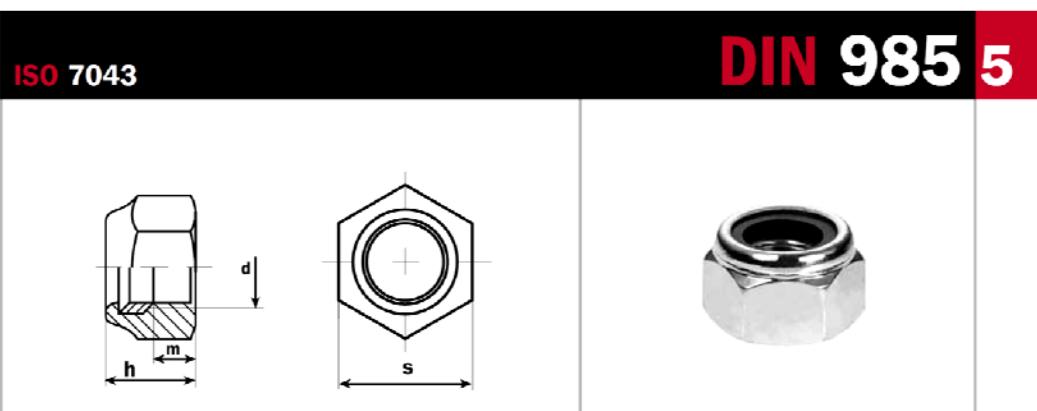
b⁽¹⁾ (1) L≤125 mm. (2) 125 mm<L≤200 mm. (3) L>200 mm

*Tamaño según norma ISO/Sizes per ISO standard.

CALIDADES/GRADES AVAILABLE:

4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9	12.9	A2	A4
●	●	●	●	●	●	●	●	●	●





Prevailing torque type hexagon nuts with nylon insert
Ecrous hexagonaux de sécurité avec anneau nylon

Tueras hexagonales de seguridad con anillo plástico

d	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M10	M12	M14	M16	M18
p	0,5	0,7	0,8	1	1	1,25	1,5	1,75	2	2	2,5
s	5,5	7	8	10	11	13	17/16*	19/18*	22/21*	24	27
h	4	5	5	6	7,5	8	10	12	14	16	18,5

Peso/Weight 1000 ud. kg											
0,500	1,000	1,400	2,400	3,000	5,100	10,600	17,200	26,00	34,00	45,00	

d	M20	M22	M24	M27	M30	M33	M36	M39	M42	M45	M48
p	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	4	4	4,5	4,5	5
s	30	32/34*	36	41	46	50	55	60	65	70	75
h	20	22	24	27	30	33	36	39	42	45	48

Peso/Weight 1000 ud. kg											
65,00	75,00	100,00	162,00	212,00	317,00	415,00	499,00	628,00	771,00	998,00	

*Tamaño según norma ISO/Size as per ISO standard

CALIDADES DISPONIBLES/GRADES AVAILABLES:

ST	5	6	8	10	12	C15	A2	A4
			●	●			●	●



93



VARIADOR VELOCIDAD

Conexión a la red		Conexiones de control programables	
Rango de potencia y tensión	Monofásica, 200 a 240 V $\pm 10\%$ 0,37 a 2,2 kW (0,5 a 3 CV) Trifásica, 200 a 240 V $\pm 10\%$ 0,37 a 2,2 kW (0,5 a 3 CV) Trifásica, 380 a 480 V $\pm 10\%$ 0,37 a 4 kW (0,5 a 5 CV)	Una entrada analógica Señal de tensión 0 (2) a 10 V, $R_{in} > 312 \text{ k}\Omega$ Señal de intensidad 0 (4) a 20 mA, $R_{in} = 100 \Omega$ Resolución 0,1% Precisión $\pm 1\%$	Tensión auxiliar 24 V CC $\pm 10\%$, máx. 200 mA
Frecuencia	48 a 63 Hz	Cinco entradas digitales 12 a 24 V CC con alimentación interna o externa, PNP y NPN, tren de pulsos 0 a 10 kHz.	Impedancia de entrada 2,4 k Ω
Factor de potencia	0,98	Una salida de relé Tipo NO + NC Tensión comutación máx. 250 V CA/30 V CC Intensidad comutación máx. 0,5 A/30 V CC; 5 A/230 V CA Intensidad continua máxima 2 A eficaces	
Conexión del motor		Cumplimiento de normativas del producto	
Tensión	Trifásica, de 0 a $U_{diseño}$	Directiva Europea sobre la Baja Tensión 73/23/EEC, con suplementos Directiva relativa a la maquinaria 98/37/EC	
Frecuencia	0 a 500 Hz	Directiva Europea EMC 89/336/EEC, con suplementos Sistema de control de calidad ISO 9001	
Capacidad de carga continua	Intensidad nominal de salida I_{2N} (por constante a una temperatura ambiente máx. de 40°C)	Sistema medioambiental ISO 14001 Homologaciones UL, cUL, CE, C-Tick y GOST R	
Capacidad de sobrecarga (a una temperatura ambiente máx. de 40°C)	En uso en trabajo pesado $1,5 \times I_{2N}$ durante 1 minuto cada 10 minutos Al arranque $1,8 \times I_{2N}$ durante 2 s		
Frec. de commutac.	Por defecto 4 kHz Selezionable 4 a 16 kHz con incrementos de 4 kHz		
Tiempo aceleración	0,1 a 1800 s		
Tiempo deceleración	0,1 a 1800 s		
Frenado	Chopper de frenada integrado como estándar		
Límites ambientales		EMC según EN61800-3	
Temp. ambiente	-10 a 40°C (14 a 104°F), escarcha no permitida 50°C (122°F) con derriego del 10%	Filtro de 2º entorno, distribución no restringida C3, con cable de 30 m (98 pies), integrado como estándar.	
Altitud	Intens. nom. disponible entre 0 y 1000 m (0 a 3281 pies) reducida en 1% cada 100 m (328 pies) entre 1000 y 2000 m (3281 a 6562 pies)		
Humedad relativa	Por debajo del 95% (sin condensación)		
Clase de protección	IP 20 / armario NEMA 1 opcional		
Color del armario	NCS 1502-Y, RAL 9002, PMS 420 C		
Reactancias		Normativa EMC en general	
Reactancias de entrada de CA	Opción externa Para reducir la THD en cargas parciales y para cumplir con EN61000-3-2.	EN 61800-3/A11 (2000), estándar de producto	EN 61800-3 (2004), estándar de producto EN 55011, estándar para equipos industriales, científicos y médicos (ISM)
Reactancias de salida de CA	Opción externa Para obtener cables a motor más largos.	Distribución no restringida en 1º entorno	Categoría C1 Grupo 1 Clase B
		Distribución restringida en 1º entorno	Categoría C2 Grupo 1 Clase A
		Distribución no restringida en 2º entorno	Categoría C3 Grupo 2 Clase A
		Distribución restringida en 2º entorno	Categoría C4 No aplicable



SOPORTES

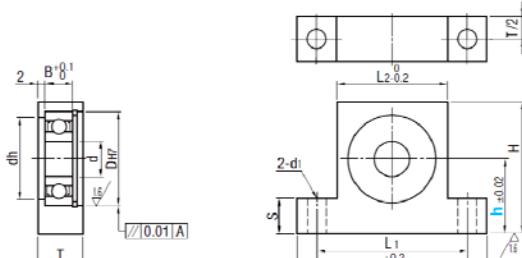


Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Designación
d	D	B	C dinámica	C0 estática	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	* rodamiento SKF Explorer
mm			kN		rpm		-
20	32	7	4,03	2,32	45000	28000	61804
20	32	7	4,03	2,32	45000	22000	61804-2RZ
20	32	7	4,03	2,32	-	13000	61804-2RS1
20	37	9	6,37	3,65	-	12000	61904-2RS1
20	37	9	6,37	3,65	43000	20000	61904-2RZ
20	37	9	6,37	3,65	43000	26000	61904
20	42	8	7,28	4,05	38000	24000	16004 *
20	42	9	7,93	4,5	38000	24000	98204 Y
20	42	12	9,95	5	38000	24000	6004-Z *
20	42	12	9,95	5	38000	24000	6004 *
20	42	12	9,95	5	38000	19000	6004-2Z *
20	42	12	9,95	5	38000	24000	6004-RSL *
20	42	12	9,95	5	38000	19000	6004-2RSL *
20	42	12	9,95	5	-	11000	6004-RSH *
20	42	12	9,95	5	-	11000	6004-2RSH *
20	42	16	9,36	5	-	11000	63004-2RS1
20	47	14	13,5	6,55	-	10000	6204-2RSH *
20	47	14	13,5	6,55	-	10000	6204-RSH *
20	47	14	13,5	6,55	32000	17000	6204-2RSL *
20	47	14	13,5	6,55	32000	20000	6204-RSL *
20	47	14	13,5	6,55	32000	17000	6204-2Z *
20	47	14	13,5	6,55	32000	20000	6204 *
20	47	14	13,5	6,55	32000	20000	6204-Z *
20	47	14	15,6	7,65	32000	20000	6204 ETN9
20	47	18	12,7	6,55	-	10000	62204-2RS1
20	52	15	18,2	9	30000	19000	6304 ETN9
20	52	15	16,8	7,8	30000	19000	6304-Z *
20	52	15	16,8	7,8	30000	19000	6304 *
20	52	15	16,8	7,8	30000	15000	6304-2Z *
20	52	15	16,8	7,8	30000	19000	6304-RSL *



"Estudio del proceso de diseño de un banco de pruebas para análisis de fallos provocados por desequilibrio en eje rotor".

RoHS		Type	Material		Surface Treatment		Accessories		Bearing Accuracy: JIS B 1514 Class 0				
h Selectable	h Configurable	Bearing	Housing	Housing	Housing	Housing	Retaining Ring						
S-BGHKSA	S-BGHFSA	Stainless Steel	2017 Aluminum Alloy	Clear Anodize		304 Stainless Steel							
S-BGHKS	S-BGHFS	Steel	304 Stainless Steel										
													
Part Number	h	d	Dh7	dh	B	H	L	L1	L2	T	S	d1	Unit Price
Type	Bearing No.	Selectable	Configurable in 1mm increment	Tolerance									
h Selectable	606ZZ	20 25 30	15-30	6	17 +0.018	13	6	h+13	47	35	23		
	626ZZ			8	19	15	h+14	49	37	25	12		
	608ZZ			22	22	18	7	h+15	53	41	29		
	628ZZ			24	24	20	8	h+16	56	44	32	15	
	6900ZZ	20 30	15-40	10	22 +0.021	19	6	h+15	53	41	29	12	
	6000ZZ			26	26 0	22	8	h+17	58	46	34	15	
	6200ZZ	30 40	20-40	30	24	24	9	h+19	62	50	38		
	6901ZZ			24	24	21	6	h+16	56	44	32	12	
	6001ZZ			28	28	24	8	h+18	60	48	36	15	
	6201ZZ			32	32 +0.025	26	10	h+20	64	52	40	16	
h Configurable	6902ZZ	20 30	20-50	12	28 +0.021	25	7	h+18	60	48	36	12	
	6002ZZ			32	32 +0.025	28	9	h+20	68	54	40	15	
	6202ZZ	30 40	25-50	15	32 +0.025	28	9	h+22	72	58	44	16	
	6903ZZ			35	35 0	35	0	h+22	72	58	44	16	
	6003ZZ			30	30 +0.021	27	7	h+19	64	52	38	13	
	6203ZZ			35	35	31	10	h+22	70	56	43	16	
	6904ZZ			40	40 +0.025	34	12	h+24	76	62	49	19	
	6004ZZ			37	37 0	34	9	h+23	73	59	45	15	
	6204ZZ			42	42	36	12	h+25	82	66	50	19	
	6904ZZ			47	47	40	14	h+28	88	72	56		9



Ordering Example

Part Number - h



Days
to Ship

二十一



Price

Configure Online



Alteration

 Part Number - - (NA, KCC, KKC)



S-BGHFS6000ZZ

Alterations	Bearings, Retaining Rings Not Assembled	C2 Chamfer	C Chamfer		
Code	NA	KCC	KKC		
Spec.	Bearings and retaining rings are shipped unassembled to the housing.	C2 chamfer is done on the top edge surface.	<p>C chamfer (45°) is done on both top edge corners.</p> <table border="1"> <tr> <td>Ordering Code</td> <td>KKC</td> </tr> </table>  <p>Applicable to h Configurable Type only</p>	Ordering Code	KKC
Ordering Code	KKC				

Low Particle Generation Bearings





Unidades con cojinetes de apoyo de rodamientos Y, soporte de fundición, con anillo de fijación excéntrico

Dimensiones principales					Capacidades de carga básica	Referencias	Sopporte	Rodamiento
d	A	H	H1	L	dinámica C kN	estática C0	Unidad de rodamientos	
mm 20	32	65	33,3	127	12,7	6,55	- SY 20 FM	SY 504 M YET 204

Prisionero
Par de apriete recomendado [Nm]
Tamaño de la llave hexagonal [mm]

M6x0,75
-
3
ECY 204

Tapa lateral



BANCADA

Aluminium profiles

mechanics

T-slot plates



PT 25

Features

- Universal precision, clamping and machining surface
- Aluminium, naturally anodised
- Produced in accordance with DIN EN 12020-2
- Milled flat on both sides
- For use with any machine
- Thick walled, distortion-free and extremely form-retaining
- Profile cutting to order
- Extensive range of accessories (see page B-14)
- Option:
- Drainage channel for small quantities of liquid

Technical specifications

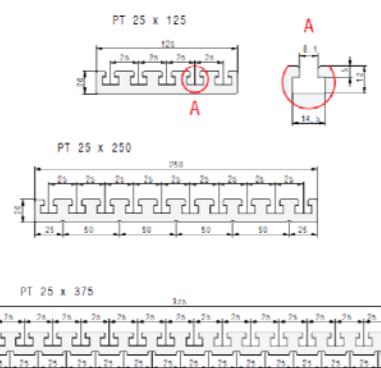
PT 25		
Dimensions (W × H)	125 × 20 mm	250 × 20 mm
Length	up to 3 metres (special lengths upon request)	
Weight	appr. 4.8 kg/m	appr. 9.6 kg/m
T-slots	one-sided in 25 mm raster	
Moment of inertia I_x	243.36 cm ⁴	1848.57 cm ⁴
Moment of inertia I_y	6.46 cm ⁴	12.77 cm ⁴
Moment of resistance W_x	38.94 cm ³	147.88 cm ³
Moment of resistance W_y	6.46 cm ³	12.77 cm ³
	5996.01 cm ⁴	

Ordering data

L [mm]	PT 25 W 125 x H 20 mm	PT 25 W 250 x H 20 mm	PT 25 W 375 x H 20 mm
	Part no.	Part no.	Part no.
400	201 014 0400	201 018 0400	201 020 0400
500	201 014 0500	201 018 0500	201 020 0500
600	201 014 0600	201 018 0600	201 020 0600
700	201 014 0700	201 018 0700	201 020 0700
800	201 014 0800	201 018 0800	201 020 0800
900	201 014 0900	201 018 0900	201 020 0900
1000	201 014 1000	201 018 1000	201 020 1000
1100	201 014 1100	201 018 1100	201 020 1100
1200	201 014 1200	201 018 1200	201 020 1200
1300	201 014 1300	201 018 1300	201 020 1300
1400	201 014 1400	201 018 1400	201 020 1400
1500	201 014 1500	201 018 1500	201 020 1500
1800	201 014 1800	201 018 1800	201 020 1800
2000	201 014 2000	201 018 2000	201 020 2000
2500	201 014 2500	201 018 2500	201 020 2500
3000*	201 014 3000*	201 018 3000*	201 020 3000*

*Raw profile length L=3050 ... 3100 mm

Maßzeichnungen



T-nuts see accessories for aluminium profiles.



Planchas aislantes de goma

GOMASOLA GOMAELAS

Modelo	DUREZA [°ShA]	ALARGAMIENTO [%]
GOMASOLA	65	215
GOMAELAS	43	650

Dimensiones en mm. / Versiones de suministro

Espesor	Ancho	Largo norm	Otros largos
3	1.300	1	2 a 10
5	1.300	1	2 a 10
10	1.300	1	2 a 5
20	1.300	1	2 a 5
25	1.300	1	2 a 5
30	1.300	1	2 a 5

Versiones de suministro:

Se pueden suministrar placas cortadas y perfiles con ancho a convenir y largo de 5 y 10 m.

Descripción / Aplicaciones

Descripción:

GOMASOLA y GOMAELAS se utilizan, en instalaciones, para la confección de piezas o perfiles para múltiples usos:

- Aislamiento vibratorio
- Aislamiento dieléctrico
- Evitar puente térmico
- Evitar el contacto de una superficie metálica con el suelo evitando la oxidación producida por aguas pluviales
- Compensar desniveles
- Desolarizar cualquier punto de apoyo de una estructura
- Impermeabilizante en forma de placas



Modelo	Carga estática (2) a compresión en daN (1)				
	Carga MINIMA	Flecha MINIMA en mm.	Carga MÁXIMA (4)	Flecha MÁXIMA en mm.	Carga ÓPTIMA (3)
SP 90	150	--	850	--	200 - 750
SP 120	30	1	2100	6	200 - 1800

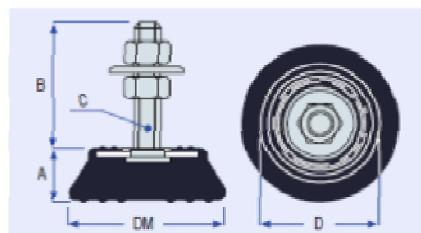
(1) : 1 daN = 1kgF

(2) : Los valores de carga se han obtenido mediante ensayos dinamométricos. Además son exclusivos para productos Vibcon y por tanto no son equiparables a cualquier contratiempo del mercado.

(3) : La zona óptima de trabajo es la parte de comportamiento lineal.

(4) : Sobrecarga admisible + 50% carga mínima.

Dimensiones en mm.



Modelo	Dimensiones en mm.			
	A	B	C	D
SP 90	30	90	M-12	90
SP 120	41	95	M-16	134

Descripción / Aplicaciones

Descripción:

Serie diseñada para el soporte elástico de todo tipo de maquinaria tanto en instalaciones como en talleres y líneas de producción.

Permite el cumplimiento de seguridad de maquinaria UNE ENV 1032.



DISPOSITIVOS DE SEGURIDAD

RT9

Autocontrol universal seleccionable

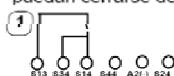


Esquema de Principio

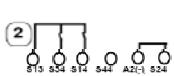


Funcionamiento

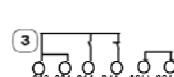
La alimentación a 24V CC se conecta entre A1 y A2. La configuración de conexión de las entradas y el tipo de reset se obtiene conectando el módulo de acuerdo con los esquemas correspondientes. Cuando las entradas y el test/reset autocontrolado son activados, los relés K1 y K2 se excitan. K1 y K2 se desactivan tanto si cae la tensión de alimentación como si se da una señal de paro de acuerdo con la configuración de la conexión de las entradas. Ambos relés K1 y K2 deben desactivarse previamente a que las dos salidas del RT9 puedan cerrarse de nuevo.



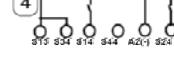
Configuración Modo 1 Cuando la única entrada abre, ambos relés K1 y K2 se desactivan.



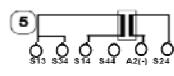
Configuración Modo 2 Ambas entradas deben cerrar para poder activar el módulo. Si se abre tanto una como ambas entradas, el módulo da una señal de paro. Para permitir el rearne del módulo, ambas entradas deben abrir y cerrar.



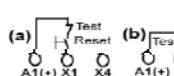
Configuración Modo 3 Una entrada debe cerrar y la otra abrir para poder activar el módulo. Se generará una señal de paro tanto si cambian de estado una como ambas entradas. Ambas entradas deben cambiar de estado para dar una señal doble de paro y permitir la marcha de nuevo tras el paro.



Configuración Modo 4 Su funcionamiento es idéntico al Modo 2, salvo que los cortocircuitos entre las entradas llevan a un estado seguro generando una señal de paro.



Configuración Modo 5 Ambas entradas permanecen cerradas siempre, lo que ocurre al presionar el borde o alfombra es un cortocircuito entre entradas el cual desactiva el módulo y provoca el parpadeo del led de alimentación.



Rearne Autocontrolado
Manual (a) Automático (b)

Categoría de seguridad 4 (PL=e)

5 Configuraciones de entradas

Reset manual o automático

2 Salidas de seguridad

Enclavamientos, Cortinas

fotoeléctricas, Bordes sensibles,

Paros de Emergencia, etc.

Presentación

El módulo RT9 permite crear circuitos de seguridad con diferentes configuraciones de entradas. En todas ellas, el RT9 permite su rearne bien automático o bien manual autocontrolado, y dispone de una entrada test para detectar el cambio de contactores o válvulas a reposo antes de permitir un nuevo arranque.

En los modos de conexión 1 y 2 algunos fallos, como el cortocircuito de las entradas puede no ser detectado: su comportamiento es de categoría de seguridad 2 o 3 respectivamente (EN954-1).

En los modos de conexión 3 y 4, (redundancia completa) el RT9 garantiza que un fallo de cualquiera de los componentes propios o conectados a él-, incluyendo en su caso el circuito de rearne, como cortocircuitos, rotura de hilos, etc., no impedirá su respuesta segura, abriendo sus salidas: su comportamiento es de categoría de seguridad 4 según EN954-1. En el modo 5 se consigue la máxima categoría reconocida en los circuitos con alfombras o bordes sensibles: categoría de seguridad 3.

Ambas salidas 13-14 y 23-24 son de seguridad presentando una redundancia interna de K1 y K2, pudiendo ser utilizados de forma independiente. La salida Y14 indica el estado del módulo y puede utilizarse para a un indicador de rearne o como señal digital a otros circuitos.

Características Técnicas

Alimentación 24V CC +/-20%

Consumo 2,5 W

Número de salidas 2 x NA

Contactos de salida 6A/250VCA/1500VA/150Wmáx.
(10mA/10V min.)

Información de Y14 +24 Vcc activado 250 mA máx.

Tiempo de respuesta 20ms (act.), <22ms (desact.)

Terminales 2 x 1,5mm²

Bloques desmontables

Montaje Rail DIN 35mm

Grado de protección IP40

Envolvente: IP20

Terminales: IP20

-10°C a +50°C Alimentación, In, Out

210g

Dimensiones:



Certificaciones CE

Directivas 95/37/CE 89/336/CEE 73/23/CEE

Normas EN292-1 y -2 EN60204-1 EN418

Européas EN1088 EN954-1

Esquemas de Aplicación

R1 E3 F6 F7 F8 F9 F10 E2

Datos para realizar el pedido

RT9 24VDC

SAFework

Soluciones Integrales de Seguridad

16

Tel.: 93 308 07 38/308 05 66

Fax: 93 307 22 62

www.safework.es

Bac de Roda, 7 08005 BARCELONA



JSNY7



Protección de accesos

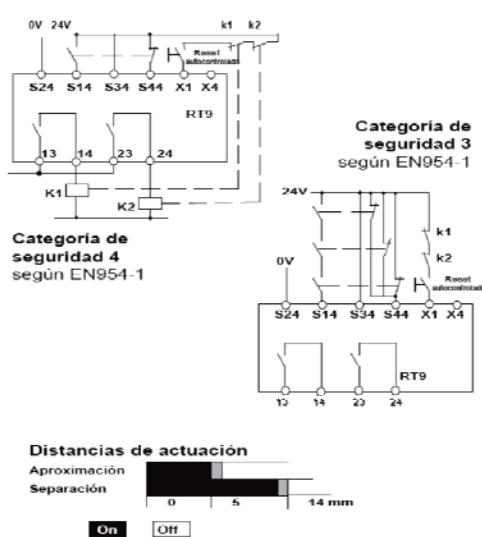
Para evitar accionamientos no autorizados y su burlado, el JSNY7 está diseñado utilizando un sistema multicódigo, de forma que los contactos del JSNY7R sólo pueden ser actuados por el imán JSNY7M. El interruptor no puede ser actuado con herramientas, imanes u otros mecanismos.

Categoría de seguridad

Por medio de la conexión a uno de nuestros módulos de autocontrol de la serie JS se consigue la categoría de seguridad deseada. La conexión a través del versátil módulo RT9, permite alcanzar las categorías de seguridad adecuadas, tanto con un reset automático como manual externo, ambos autocontrolados.

Conexionado

De acuerdo con la Directiva de Seguridad en Máquinas 89/392/CEE, el enclavamiento de los resguardos de protección debe presentar una categoría de seguridad acorde con el riesgo a proteger. Para ello, la detección de apertura puede realizarse por medio de uno o varios detectores magnéticos JSNY7, a través del módulo RT9, RT6, RT7 u otros módulos de autocontrol. Las figuras muestran ejemplos de conexionado de uno o varios detectores magnéticos JSNY7, con reset manual externo a través del módulo RT9 (ver información técnica del JSBRT8).



Detector magnético codificado

Enclavamientos sin contacto

Categoría de seguridad 4

Envolvente IP67

Presentación

El envolvente exterior JSNY7 presenta una protección IP67 sin rincones ni cavidades, para poder ser utilizado en aplicaciones con exigencias de higiene. Asimismo, sus reducidas dimensiones facilitan su montaje en cualquier posición.

El JSNY7R incluye dos contactos. **1NA + 1NC**. En aplicaciones de seguridad ambos contactos deben ser controlados por medio del módulo de autocontrol adecuado, como el RT9 o el JSBRT11. La ausencia de contactos mecánicos brinda al interruptor magnético una vida mecánica superior a las 3×10^8 maniobras.

Características Técnicas

Envolvente Plástico Negro PA 6 (UL 94-V0)

Actuador Magnético codificado

Contactos 1NA+1NC

Tensión máxima contactos 30V DC

Intensidad máxima contactos 100mA

Puntos de conmutación En aproximación: 5mm.

En alejamiento: 14mm

Frecuencia de conmutación 1 Hz máximo

Vida mecánica 3×10^8 operaciones

Montaje 2x2xM4

Grado de protección IP67 IEC 529 / DIN 40050

Temperatura de trabajo de -5°C a +70°C

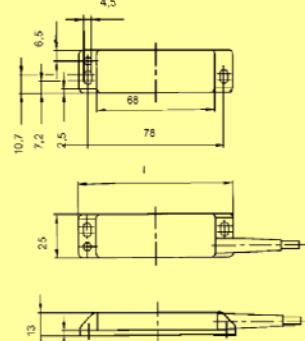
Entrada Cable Moldeada PVC

Cable/Longitud cable 4x0,25mm / 3m

Peso Imán codificado: 32g;

Detector con cable: 133g

Dimensiones



Certificaciones



Normas Europeas EN60204-1 EN954-1 EN1088

Esquemas de Aplicación



Datos para realizar el pedido

JSNY7R Detector con cable JSNY7M Imán codificado



Smile / Inca



Presentación

Smile e Inca son pulsadores de emergencia compactos, robustos, inteligentes y fáciles de instalar. Han sido creados de un tamaño pequeño para permitir su montaje en prácticamente cualquier lugar y posición mediante sus taladros de montaje y sus conectores, tanto montados en superficie (Smile) como integrados en un panel de mando (Inca).

Versiones

Tanto los Smile como los Inca están disponibles en colores rojo (R) o negro (S), tanto en versión estática (EA), con dos contactos NC libres de potencial) o dinámica (Tina).

Cada versión del Smile presenta tres variantes de conexión: con cable de 6 o 10m Integrado, con un conector M12 para conexiones serie o paralelo, o con dos conectores M12 para conexión en serie.

En la parte superior del pulsador (salvo en los EK) se encuentra integrado un LED bicolor de señalización de estado que indica:

Verde: Dispositivo no accionado y en estado correcto de funcionamiento.

Rojo: El pulsador ha sido accionado u otro pulsador de emergencia previo de la serie ha sido accionado.

Verde-Rojo intermitente (solo modelos Tina) otro pulsador de emergencia previo de la serie se encuentra accionado.

Smile EA (2NC) Smile Tina



Los Smile están también disponibles en una versión R invertida para montaje por detrás de panel por dos tornillos.

Inca EA (2NC)

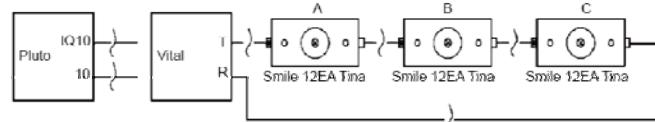
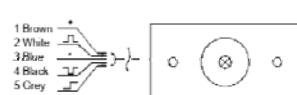
Inca11EA
Con conector de 5 pins para cable
Inca10EK
como el anterior pero sin LED



Inca Tina

Inca11EATina
Con conector de 5 pins para cable

Ejemplos de conexión



Pulsadores Dinámicos de Emergencia

Inca

Pulsadores en serie con categoría de seguridad 4
LED verde/rojo de estado
Construcción robusta IP65
Rápida instalación

Características Técnicas

Categoría de seguridad: 4 (EN951-1) con relé adecuado

Color: Amarillo y rojo. Pulsador negro: Ref. S

Dimensiones: 84x40x52mm

Fuerza de actuación: 22N+/-4N

Desplazamiento a retención: 4mm

Contactos: 2NC de apertura positiva y forzada

Intensidad mínima: 10mA 10VDC/10VAC

Grado de protección: IP65

Montaje: 2xM5 tipo allen L>25mm

LED indicación bicolor (excepto Smile 10EK)

Rojo: Circuito de seguridad abierto (pulsador accionado)

Verde: Circuito de seguridad cerrado (pulsador liberado)

Apagado: Circuito de seguridad abierto

Tensión de entrada (LED): 17-27Vcc 10%

Consumo (LED): 16mA

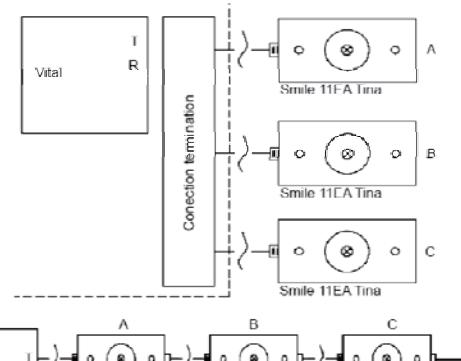
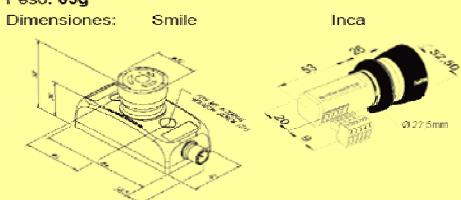
Materiales: Polipropileno y Poliamida

Temperatura trabajo: -10 °C a +55°C

Temperatura stock: -30 °C a +70°C

Peso: 65g

Dimensiones: Smile



SAFework

Soluciones Integrales de Seguridad

Tel.: 93 308 07 38/308 05 66 Fax: 93 307 22 62 www.safework.es Bac de Roda, 7 08005 BARCELONA



SISTEMA DE ADQUISICIÓN Y TRATAMIENTO DE DATOS

1 NEW

**PRECISION SPECIFICATIONS CHART
TYPE SGD AND KFG**

All models shown larger than actual size

Dimensions Key:
GRID
A: Active gage length
B: Active gage width
CARRIER
C: Matrix length
D: Matrix width

SPECIFICATIONS		SGD SERIES	KFG SERIES—PRE-WIRED
Foil Measuring Grid		Constantan foil 5 microns thick	Constantan foil 6 microns thick
Carrier		Polyimide	Kapton®
Substrate Thickness		20 microns	15 microns
Cover Thickness		25 microns	9 microns
Connection Dimensions: mm (in)		Solder pads or ribbon leads, tinned copper flat wire 30 L x 0.1 D x 0.3 mm W (1.2 x 0.004 x 0.012"); other wire types available upon request	Pre-wired, 2 or 3 leads 27 AWG strand polyvinyl insulation 1 x 2 mm (0.04 x 0.08")
Nominal Resistance		Stated in "To Order" box	120 ± 0.4 or 350Ω
Resistance Tolerance Per Package		$\pm 0.15\%$ to $\pm 0.5\%$ depending on gage spec	0.3%
Gage Factor (Actual Value Printed on Each Package)		$2.0 \pm 5\%$	$2.10 \pm 10\%$
Gage Factor Tolerance Per Package		1.00%	1.00%
THERMAL PROPERTIES			
Reference Temperature		23°C (73°F)	23°C (73°F)
SERVICE TEMPERATURE			
Static Measurements		-75 to 200°C (-100 to 392°F)	-20 to 100°C (-4 to 212°F)
Dynamic Measurements		-75 to 200°C (-100 to 392°F)	-20 to 100°C (-4 to 212°F)
TEMPERATURE CHARACTERISTICS			
Steel (and Certain Stainless Steels)		11 ppm/°C (6.1 ppm/°F)	10.8 ppm/°C (6 ppm/°F)
Aluminum		23 ppm/°C (12.8 ppm/°F)	—
Uncompensated		± 20 ppm/°C (11.1 ppm/°F)	—
Temperature Compensated Range		-5 to 120°C (5 to 248°F)	10 to 80°C (50 to 176°F)
Tolerance of Temp Compensation		2 ppm/°C (1.0 ppm/°F)	1 ppm/°C (0.5 ppm/°F)
MECHANICAL PROPERTIES			
Maximum Strain		3% or 30,000 microstrain	5% or 50,000 microstrain
Hysteresis		Negligible	Negligible
Fatigue (at ± 1500 microstrain)		>10,000,000 cycles	>10,000,000 cycles
Smallest Bending Radius		3 mm (1/8")	3 mm (1/8")
Transverse Sensitivity		—	Stated on each package



PRECISION STRAIN GAGE

CORNER TEE ROSETTES—2 ELEMENT 90°

MOST POPULAR MODELS HIGHLIGHTED!

MODEL NO.	PRICE PER PKG OF 5	NOM. RESIS- TANCE (Ω)	DIMENSIONS mm (in) [†]				MAX PERMITTED BRIDGE ENERGIZING VOLTAGE (Vrms)	TERMINATION	TEMP COMP	TERM PAD	
			GRID		CARRIER						
			A	B	C	D					
	SGD-1/120-RYB21	\$72.60	120	1.6 (0.063)	1.7 (0.067)	9.3 (0.37)	9.3 (0.37)	3	Ribbon Leads	ST	BTP-1
	SGD-1/120-RYB23	72.60	120	1.6 (0.063)	1.7 (0.067)	9.3 (0.37)	9.3 (0.37)	4	Ribbon Leads	AL	
	SGD-1/120-RYB81	54.60	120	Small corner Tee Rosette 120 Ω				3	Solder Pads	ST	
	SGD-1/120-RYB83	54.60	120					4	Solder Pads	AL	
	SGD-1/350-RYB21	\$72.60	350	1.6 (0.063)	2.1 (0.083)	9.3 (0.37)	9.3 (0.37)	6	Ribbon Leads	ST	BTP-1
	SGD-1/350-RYB23	72.60	350	1.6 (0.063)	2.1 (0.083)	9.3 (0.37)	9.3 (0.37)	8.5	Ribbon Leads	AL	
	SGD-1/350-RYB81	54.60	350	Small corner Tee Rosette 350 Ω				6	Solder Pads	ST	
	SGD-1/350-RYB83	54.60	350					8.5	Solder Pads	AL	
	SGD-3/120-RYB21	\$76.80	120	3.0 (0.118)	1.7 (0.067)	11.0 (0.43)	11.0 (0.43)	4.5	Ribbon Leads	ST	BTP-2
	SGD-3/120-RYB23	76.80	120	3.0 (0.118)	1.7 (0.067)	11.0 (0.43)	11.0 (0.43)	6	Ribbon Leads	AL	
	SGD-3/120-RYB81	58.80	120	Medium corner Tee Rosette 120 Ω				4.5	Solder Pads	ST	
	SGD-3/120-RYB83	58.80	120					6	Solder Pads	AL	
	SGD-3/350-RYB21	\$76.80	350	3.0 (0.118)	2.1 (0.083)	11.0 (0.43)	11.0 (0.43)	8.5	Ribbon Leads	ST	BTP-3
	SGD-3/350-RYB23	76.80	350	3.0 (0.118)	2.1 (0.083)	11.0 (0.43)	11.0 (0.43)	12	Ribbon Leads	AL	
	SGD-3/350-RYB81	58.80	350	Medium corner Tee Rosette 350 Ω				8.5	Solder Pads	ST	
	SGD-3/350-RYB83	58.80	350					12	Solder Pads	AL	
	SGD-6/120-RYB21	\$88.20	120	6.0 (0.236)	3.2 (0.126)	16.3 (0.64)	16.3 (0.64)	8.5	Ribbon Leads	ST	BTP-4
	SGD-6/120-RYB23	88.20	120	6.0 (0.236)	3.2 (0.126)	16.3 (0.64)	16.3 (0.64)	12	Ribbon Leads	AL	
	SGD-6/120-RYB81	70.20	120	Large corner Tee Rosette 120 Ω				8.5	Solder Pads	ST	
	SGD-6/120-RYB83	70.20	120					12	Solder Pads	AL	
	SGD-6/350-RYB21	\$88.20	350	6.0 (0.236)	3.1 (0.122)	16.3 (0.64)	16.3 (0.64)	14	Ribbon Leads	ST	BTP-4
	SGD-6/350-RYB23	88.20	350	6.0 (0.236)	3.1 (0.122)	16.3 (0.64)	16.3 (0.64)	20	Ribbon Leads	AL	
	SGD-6/350-RYB81	70.20	350	Large corner Tee Rosette 350 Ω				14	Solder Pads	ST	
	SGD-6/350-RYB83	70.20	350					20	Solder Pads	AL	
DISCOUNT SCHEDULE			<small>[†] For dimensions key, see page 15. Note: For strain gage accessories see pages 59 to 61. Ordering Example: SGD-1/120-RYB83, 120 Ω nominal-resistance strain gage, \$54.60.</small>								
<small>NOTE</small> ST = Steel AL = Aluminum											
omega.com 1-800-82-66342® omega.com 1-800-872-3963® 1-800-USA-DYNE											



Características técnicas del ARDUINO UNO

Arduino es una placa con un microcontrolador de la marca Atmel y con toda la circuitería de soporte, que incluye, reguladores de tensión, un puerto USB (En los últimos modelos, aunque el original utilizaba un puerto serie) conectado a un módulo adaptador USB-Serie que permite programar el microcontrolador desde cualquier PC de manera cómoda y también hacer pruebas de comunicación con el propio chip.

Un arduino dispone de 14 pines que pueden configurarse como entrada o salida y a los que puede conectarse cualquier dispositivo que sea capaz de transmitir o recibir señales digitales de 0 y 5 V.

También dispone de entradas y salidas analógicas. Mediante las entradas analógicas podemos obtener datos de sensores en forma de variaciones continuas de un voltaje. Las salidas analógicas suelen utilizarse para enviar señales de control en forma de señales PWM.

Arduino UNO es la última versión de la placa, existen dos variantes, la Arduino UNO convencional y la Arduino UNO SMD. La única diferencia entre ambas es el tipo de microcontrolador que montan.

- La primera es un microcontrolador Atmega en formato DIP.
- Y la segunda dispone de un microcontrolador en formato SMD.

Nosotros nos decantaremos por la primera porque nos permite programar el chip sobre la propia placa y después integrarlo en otros montajes.



Arduino Uno con microcontrolador en formato DIP



Arduino Uno con microcontrolador en formato SMD

Resumen de características Técnicas

Microcontrolador	Atmega328
Voltaje de operación	5V
Voltaje de entrada (Recomendado)	7 – 12V
Voltaje de entrada (Límite)	6 – 20V
Pines para entrada- salida digital.	14 (6 pueden usarse como salida de PWM)
Pines de entrada analógica.	6
Corriente continua por pin IO	40 mA
Corriente continua en el pin 3.3V	50 mA
Memoria Flash	32 KB (0.5 KB ocupados por el bootloader)
SRAM	2 KB
EEPROM	1 KB
Frecuencia de reloj	16 MHz

