

PROYECTO MEJORA DE LAS ECONOMÍAS
REGIONALES Y DESARROLLO LOCAL

—

DISEÑO DE MAQUINARIA INDUSTRIAL

CUADERNO TECNOLÓGICO N°2

Autor:

José Luis Cortizo Rodríguez

Universidad de Oviedo, España

Agosto de 2013



Unión Europea

PROYECTO MEJORA DE LAS ECONOMÍAS
REGIONALES Y DESARROLLO LOCAL



Unión Europea

Delegación de la Comisión Europea en Argentina
Ayacucho 1537
Ciudad de Buenos Aires
Teléfono (54-11) 4805-3759
Fax (54-11) 4801-1594



INTI



Instituto Nacional de Tecnología Industrial
Gerencia de Cooperación Económica e Institucional
Avenida General Paz 5445 - Edificio 2 oficina 212
Teléfono (54 11) 4724 6253 | 6490
Fax (54 11) 4752 5919

www.ue-inti.gob.ar

CONTACTO

Información y Visibilidad: Lic. Gabriela Sánchez
gabriela@inti.gob.ar

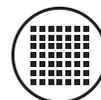
PROYECTO MEJORA DE LAS ECONOMÍAS
REGIONALES Y DESARROLLO LOCAL

DISEÑO DE
**MAQUINARIA
INDUSTRIAL**

CUADERNO TECNOLÓGICO N° 2

Autor:
José Luis Cortizo Rodríguez
Universidad de Oviedo, España

Agosto de 2013



INTI



Unión Europea

INDICE

1. PRESENTACIÓN	3
2. ÍNDICE DE TABLAS Y FIGURAS	5
3. ABREVIATURAS UTILIZADAS	6
4. DESARROLLO DE UN PROYECTO MECÁNICO	7
4.1 INICIO DEL DISEÑO DE UN PROYECTO MECÁNICO	7
4.2 FUNDAMENTOS DE DISEÑO MECÁNICO	9
4.2.1 Códigos y normas	10
4.2.2 Costos	11
4.2.3 Desgaste	12
4.2.4 Ejes y árboles	13
4.2.5 Engranajes	16
4.2.6 Fabricación	27
4.2.7 Incertidumbre	29
4.2.8 Manejo, seguridad y dimensiones humanas	31
4.2.9 Materiales	33
4.2.10 Montaje	38
4.2.11 Planos	38
4.2.12 Rodamientos	40
4.2.13 Solicitación	42
4.2.14 Tolerancias y acabado superficial	43
5. BIBLIOGRAFÍA	48

1. PRESENTACIÓN

La Unión Europea y el INTI firmaron un convenio de financiación destinado a mejorar la competitividad de las miPyMEs del norte argentino acercando respuestas tecnológicas apropiadas al nuevo entorno productivo industrial. Los responsables de la ejecución del Proyecto "Mejora de las Economías Regionales y Desarrollo Local" son el Instituto Nacional de Tecnología Industrial (INTI), en representación del gobierno nacional, y la Delegación de la Unión Europea en Argentina.

Durante más de medio siglo, el INTI ha construido capacidades profesionales e infraestructura tecnológica de relevancia que lo posicionan hoy como actor importante para aportar innovación tecnológica aplicada a los procesos productivos de toda la economía y para el desarrollo de soluciones industriales que incrementen la productividad y la competitividad de la industria nacional.

Con la ejecución de este proyecto se busca acercar la tecnología y las capacidades técnicas a las regiones de menor desarrollo relativo del país, poniendo a disposición de las miPyMEs y Pymes los medios para satisfacer las demandas de mejora de eficiencia y calidad de sus productos y/o servicios para dar un salto cualitativo en cada una de las provincias del NOA y NEA.

Por tanto, a través de un diagnóstico y evaluación de necesidades tecnológicas hecho en articulación con los gobiernos provinciales, se diseñó un plan de acción sectorial que se implementará hasta el 2015, en cinco sectores industriales determinados como prioritarios: industrialización de alimentos, curtiembre, textil, y metalmecánica junto a la gestión medioambiental como eje transversal a los sectores industriales anteriores.

El proyecto Mejora de las Economías Regionales y Desarrollo Local surge como parte de las acciones de vinculación internacional del INTI, en donde la cooperación técnica con organismos públicos y privados del mundo -presentes en el campo tecnológico- favorecen el intercambio de conocimientos como elemento fundamental para el desarrollo industrial local.

En esa dirección, uno de los componentes de este proyecto es la convocatoria de especialistas en diversas temáticas, para cumplir con misiones de trabajo en nuestro país. El objetivo de cada misión es brindar capacitaciones específicas a técnicos de las provincias norteñas, de acuerdo a la especialidad de cada experto, a grupos de trabajo de Centros Regionales de Investigación y Desarrollo así como a Unidades Operativas que conforman la red INTI, y brindar asistencia técnica a las miPyMEs que acompañen el desarrollo de las actividades del proyecto. Además, mantienen entrevistas con actores locales quienes constituyen un recurso esencial y estratégico para alcanzar los objetivos planteados.

La publicación que se dispone a conocer ha sido concebida como resultado de una misión técnica de uno de los expertos intervinientes en este proyecto. Cada experto al finalizar su trabajo en el país, elabora un informe técnico con recomendaciones para el fortalecimiento del sector para el cual fue convocado y que da lugar a la presente producción, editada con el propósito de divulgar los conocimientos a partir de las necesidades

detectadas y los resultados del intercambio efectivo hecho en territorio, conjugando los basamentos teóricos con la realidad local.

Dra. Graciela Muset

DIRECTORA DEL PROYECTO MEJORA DE LAS ECONOMÍAS REGIONALES Y DESARROLLO LOCAL

El contenido de este documento es responsabilidad exclusiva del autor y en ningún caso se debe considerar que refleja la opinión de la Unión Europea.

2. ÍNDICE DE TABLAS Y FIGURAS

TABLAS

Tabla 1	Predimensionado rápido de ejes y árboles.....	14
Tabla 2	Denominación y características mecánicas de los aceros usados habitualmente en la fabricación de ejes y árboles.	15
Tabla 3	Selección del engranaje más adecuado en función de la posición y reducción....	17
Tabla 4	Grupos propuestos por Henriot para realizar un cálculo simplificado de un engranaje.....	22
Tabla 5	Valores de referencia para radios de plegado en función del espesor de la chapa	28
Tabla 6	Factores de Seguridad y circunstancias en las cuales se usan.....	30
Tabla 7	Factores de Servicio recomendado por la ASIC	31
Tabla 8	Tipo de utilización de algunos aceros AISI	36
Tabla 9	Ejemplo de Lista de Materiales.....	39
Tabla 10	Duración habituales en horas para rodamientos en función del tipo de aplicación.....	41
Tabla 11	Tolerancias recomendadas para agujeros para propósito general por la ISO 286-1:2010.....	45
Tabla 12	Tolerancias recomendadas para ejes para propósito general por la ISO 286-1:2010.....	45
Tabla 13	Ajustes preferibles para Agujero Base por la ISO 286-1:2010.....	45
Tabla 14	Ajustes preferibles para eje Base por la ISO 286-1:2010.....	46

FIGURAS

Fig. 1	Metodología de diseño de un proyecto mecánico	7
Fig. 2	Características para que un diseño sea válido.....	9
Fig. 3	Estimación practica del valor b/d1 para los diferentes grupos de engranajes....	19
Fig. 4	Resumen de medidas de seguridad a incluir en el diseño de una máquina.....	32
Fig. 5	Consideraciones para elegir el tipo de material	33
Fig. 6	Ejemplo de codificación de planos de conjunto y subconjunto.....	46
Fig. 7	Ejemplo de codificación de planos de piezas.....	40
Fig. 8	Distintos tipos de carga soportada por los rodamientos.....	42
Fig. 9	Franjas de tolerancia, según la norma ISO 286-1:2010.....	43
Fig. 10	Sistema de agujero base, según la norma ISO 286-1:2010.....	44
Fig. 11	Sistema de eje base, según la norma ISO 286-1:2010.....	44
Fig. 12	Tipos y designación de las tolerancias geométricas.....	46
Fig. 13	Representación de las tolerancias geométricas	47

3. ABREVIATURAS UTILIZADAS

AA	Aluminum Association
AFBMA	Anti-Friction Bearing Manufacturers Association
AFNOR	Association française de Normalisation
AGMA	American Gear Manufacturers Association
AISC	American Institute of Steel Construction
AISI	American Iron and Steel Institute
ANSI	American National Standards Institute
ASM	American Society for Metals
ASME	American Society of Mechanical Engineers
ASTM	American Society of Testing and Materials
AWS	American Welding Society
BIPM	International Bureau of Weights and Measures
BSI	British Standard Institution
EN	European Norm
I. Mech. E.	Institution of Mechanical Engineers
IFI	Industrial Fasteners Institute
ISO	International Standard Organization
NIST	National Institute for Standards and Technology
SAE	Society of Automotive Engineers
UNE	Una Norma Española

4. DESARROLLO DE UN PROYECTO MECÁNICO

A la hora de abordar un diseño mecánico de una máquina es importante tener presentes todos los puntos de vista simultáneamente. Esta es una tarea difícil pero con este cuadernillo, producido en el marco del proyecto Mejora de las Economías y Desarrollo Local impulsado por el INTI con el apoyo de la Unión Europea, se va intentar hacer especial hincapie en aquellos aspectos fundamentales que deberíamos considerar a la hora de iniciar un nuevo proyecto mecánico.

4.1 INICIO DEL DISEÑO DE UN PROYECTO MECÁNICO

Como se puede observar en la siguiente figura, el proceso de diseño de un proyecto mecánico conlleva una serie de fases para poder llevarlo a cabo.

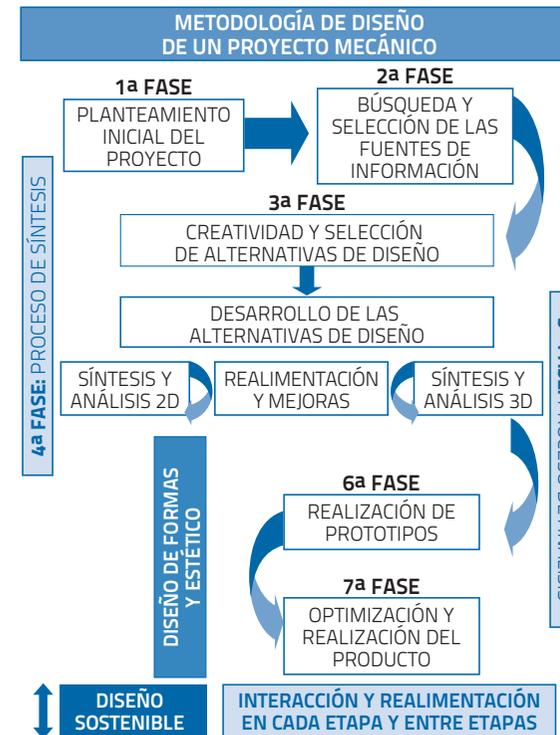


Fig. 1: Metodología de Diseño de un proyecto mecánico

Aunque no es el objetivo de este cuadernillo centrarse en la metodología de diseño, se destacan algunas tareas importantes de las dos primeras fases que condicionarán el resto del diseño.

En la primera fase del proyecto, se realiza una definición del mismo a partir de los requerimientos dados por el cliente y se marcan los objetivos generales y las restricciones que se han de cumplir.

En una primera parte se identifican las principales necesidades. En general, será de enunciado breve y contiene poca información ya que suele demandar más conocimientos básicos y experiencia que las que tiene el diseñador en ese momento. Además, la necesidad real puede no ser obvia en el primer encuentro. En esta primera fase el diseñador debe aclarar el problema que debe resolverse. Es necesario averiguar la necesidad real y definirla en términos cuantitativos concretos adecuados a la acción de la ingeniería.

Para adquirir la información necesaria para aclarar el proyecto, aparte de conversaciones con el cliente, se suelen realizar diversas tareas:

- Ampliación de los propios conocimientos
- Investigar el estado de la técnica (competencia, jornadas técnicas, patentes,..).
- Recoger o establecer datos fijos y condiciones marginales (estándares, disposiciones de los gobiernos, normativa,..)

En lo posible se deben caracterizar los datos adquiridos según la calidad y la cantidad. Cuando se comprende el funcionamiento, se define el problema, y la meta se establece claramente, se está listo para formular un conjunto de especificaciones de funcionamiento (en principio de carácter general, sobre todo si se trata de diseños innovadores, ya que sólo se puede concretar más una vez se afronta la búsqueda de información). Esta no debe incluir especificaciones de diseño. La diferencia es que las especificaciones de funcionamiento definen lo que el sistema debe hacer, en tanto que las especificaciones de diseño definen cómo debe hacerse, eso se deja para la fase de ideación o creación (3ª Fase de la metodología).

El propósito de las especificaciones de funcionamiento es definir y restringir cuidadosamente el problema, de modo que se pueda resolver y mostrar que se ha resuelto después de realizado. En resumen, las especificaciones sirven para definir el problema de la forma más completa y general posible, y actúan también como definición contractual de lo que debe lograrse, ya que el diseño terminado puede evaluarse según el cumplimiento de estas especificaciones.

En la segunda fase se recogen todas las informaciones necesarias e interesantes para el desarrollo del proyecto, clasificándolas estructuralmente.

Las fuentes de información disponibles para el ingeniero abarcan un amplio grupo de áreas de conocimiento, siendo las más útiles:

- Otras personas en campos relacionados.
- La información proveniente de bases de datos y catálogos.
- Análisis de la competencia y estudios de mercado.
- Documentos, proyectos y soluciones parecidas al propio producto a desarrollar.

- Patentes y publicaciones técnicas.
- Bibliografía especializada.

Ésta es una de las fases más importantes en el proceso de diseño y es necesario que se dediquen la energía y el tiempo suficientes a esta fase de investigación y preparación del proceso, con el fin de evitar tropiezos al elaborar una solución en las que se haya obviado alguna información que inhabilite la misma; no se necesita "reinventar la rueda", con suerte ya está disponible en el mercado una solución, y puede ser más económico comprarla que elaborar una propia. Y si no es así, se puede aprender mucho acerca del problema a resolver cuando se investiga acerca de las tecnologías y productos similares.

En esta fase se suele completar la lista de necesidades realizadas en la fase anterior, añadiendo nuevas o modificando algunas de las anteriores. La mayoría de los ingenieros noveles conceden poca atención a esta fase y pasan rápidamente a la etapa de ideación o invención del proceso, esto debe evitarse. "No hay que tratar de resolver el problema antes de estar bien preparado para hacerlo".

4.2 FUNDAMENTOS DE DISEÑO MECÁNICO

Una vez se han tenido en cuenta estas recomendaciones y se está preparado para comenzar el diseño del producto, es necesario tener en cuenta diversos aspectos que mejoran la calidad del diseño del producto. En este apartado se van a enumerar las principales características que se deben tener en cuenta a la hora de abordar un nuevo diseño, para que sea válido (ver Figura 2). A modo de resumen podríamos decir que para que un diseño sea válido debe cumplir:

- **Funcional:** cumplir con su necesidad propuesta y con las expectativas del cliente
- **Seguridad:** si no ha sido posible eliminar el peligro con el diseño, incluir medios de protección e instrucciones adecuadas
- **Confiable:** sin falla durante un tiempo determinado a un nivel de confianza dado
- **Competitivo:** en su mercado
- **Útil:** amigable para el usuario
- Se puede **Fabricar:** adecuado para la producción en serie
- Se puede **Comercializar:** compra y servicio de reparación



Fig. 2: Características para que un diseño sea válido

Para conseguir esto, es necesario tener en cuenta los siguientes aspectos en el diseño:

1. Resistencia / esfuerzo
2. Distorsión / deflexión / rigidez
3. Desgaste
4. Corrosión
5. Seguridad
6. Confiabilidad
7. Fricción
8. Facilidad de uso
9. Utilidad
10. Costo
11. Procesamiento
12. Peso
13. Vida
14. Ruido
15. Estilo
16. Forma
17. Tamaño
18. Control
19. Propiedades térmicas
20. Superficie
21. Lubricación
22. Comercialización
23. Mantenimiento
24. Volumen
25. Responsabilidad legal
26. Desecho / Reciclado

Aunque en principio puedan parecer demasiados, para el cálculo y diseño de cualquier elemento que hagamos hay que tener en cuenta muchas de estas características, por ejemplo en el diseño de un cojinete deberíamos realizar consideraciones de: mecánica de fluidos, transferencia de calor, fricción, transporte de energía, selección de materiales, tratamientos termo-mecánicos, descripciones estadísticas, normativas técnicas, seguridad, control de calidad, planos, etc...

4.2.1 Códigos y Normas

A la hora de diseñar mecánicamente cualquier componente hay que tener en cuenta las normas y códigos que nos puedan afectar.

- **Norma:** conjunto de especificaciones para partes, materiales o procesos establecidos a fin de lograr uniformidad, eficiencia y una cantidad especificada. (Precepto jurídico.)

- **Código:** conjunto de especificaciones para el análisis, diseño, manufactura y construcción de algo. Los códigos NO implican seguridad absoluta.

A continuación se listan algunas organizaciones que pueden resultar de interés:

- Aluminum Association (AA)
- American Gear Manufacturers Association (AGMA)
- American Institute of Steel Construction (AISC)
- American Iron and Steel Institute (AISI)
- American National Standards Institute (ANSI)
- American Society for Metals (ASM)
- American Society of Mechanical Engineers (ASME)
- American Society of Testing and Materials (ASTM)
- American Welding Society (AWS)
- Anti-Friction Bearing Manufacturers Association (AFBMA)
- Association française de Normalisation (AFNOR)
- British Standard Institution (BSI)
- European Norm (EN)
- Industrial Fasteners Institute (IFI)
- Institution of Mechanical Engineers (I. Mech. E.)
- International Bureau of Weights and Measures (BIPM)
- International Standard Organization (ISO)
- National Institute for Standards and Technology (NIST)
- Society of Automotive Engineers (SAE)
- Una Norma Española (UNE)

Por otro lado, a la hora de fabricar cualquier máquina no se debe olvidar la responsabilidad legal estricta, que se puede definir como: el fabricante de un artículo es legalmente responsable por cualquier daño o perjuicio que resulte debido a un defecto. Independientemente de si tenía conocimiento de él. Lo mejor para prevenir esta responsabilidad es el buen análisis y el diseño, control de calidad y procedimientos exhaustivos de ensayo.

4.2.2 Costos

- Intentar utilizar piezas normalizadas y existentes en el mercado. Por ejemplo perfiles laminados, chapas tubos, tornillería, etc...
- Reducir el número de piezas distintas dentro del proyecto. Intentar siempre que sea posible utilizar la misma pieza para varios sitios
- Ir siempre que se pueda a configuraciones simétricas, en vez de realizaciones especiales para cada lado de la construcción
- Ahorrar material realizando un cálculo óptimo de los componentes
- Utilizar materiales usuales, e intentar sólo utilizar materiales muy caros en zonas específicas

- Diseñar las piezas pensando en la fabricación para intentar minimizar los desperdicios y facilitar el proceso
- Elegir el método de fabricación de la pieza, teniendo en cuenta los costes asociados al número de piezas que vayamos a realizar
- Utilizar el mejor método de fabricación para cada pieza e intentar que haya los menos procesos de fabricación posibles en cada una de ellas
- Mecanizar sólo las superficies necesarias
- Reducir el número de zonas con tolerancias o rugosidades especiales a donde realmente son necesarias
- Utilizar medidas o tamaños estándar, por ejemplo usar la serie de Renard
- Intentar, siempre que se pueda, trabajar en puntos de equilibrio de procesos de fabricación. Por ejemplo en una pieza de revolución, si la cantidad es grande interesa hacerla mediante un torno automatizado de control numérico, pero para cantidades pequeñas es mejor utilizar uno de control manual, si hacemos la valoración de piezas-costes hay un punto (punto de equilibrio) donde las curvas de ambos procesos se cortan; lo ideal sería trabajar con este número de piezas.
- Diseñar las piezas para que el montaje y desmontaje sea fácil
- Facilitar el embalaje y envío mediante el diseño de piezas con formas y medidas que lo abaraten

4.2.3 Desgaste

Raramente al hacer el diseño de un sistema mecánico nuevo se tienen en cuenta que los efectos debido al desgaste de las piezas, sean quizás mayores que los causados por la rotura o la corrosión. Teniendo, además, otros efectos perjudiciales para la máquina, como el calentamiento, el ruido, consumo de energía y mayores gastos de mantenimiento.

En construcción de máquinas nos enfrentamos a varios tipos de desgaste en función de los tipos de movimiento:

- Desgaste por deslizamiento (cojinetes de fricción, guías de deslizamiento, ...)
- Desgaste por Rodadura (rodamientos, levas, engranajes,...)
- Y en menor medida desgaste por proyección (toberas, turbinas,...) y succión (cavitación de las turbinas hidráulicas)

Los principales factores que influyen en el desgaste son:

- Los materiales apareados (propiedades, forma, pulido, densidad y dureza)
- La sustancia interpuesta (líquido, granos de polvo, productos abrasivos,...)
- La carga por unidad de superficie
- El proceso cinemático (clase y velocidad del movimiento)
- Diversos factores (temperatura, etc.)

Como recomendaciones para disminuir el desgaste tendremos los siguientes:

- Elegir un apareamiento conveniente de los materiales. En caso necesario utilizar materiales que tengan en su apareamiento una mayor resistencia al desgaste

- Buscar el movimiento más favorable al desgaste, por ejemplo sustituir movimientos deslizantes por rotativos, sustituir un rozamiento seco por otro semilíquido
- Reducir las fuerzas de desgaste, por ejemplo bajando el coeficiente de rozamiento, mejorando la lubricación, bajando la presión superficial, utilizando superficies más lisas, etc.
- No rebasar la temperatura límite, por ejemplo del lubricante
- Disminuir las consecuencias del desgaste, por ejemplo previendo dispositivos de ajuste automático, limitando el desgaste a determinadas piezas que se puedan sustituir fácilmente, utilizando recubrimientos de materiales con un mejor comportamiento al desgaste

4.2.4 Ejes y árboles

Recogiendo la nomenclatura utilizada habitualmente (Niemann, Shigley,... ver apartado 5) se recogen en la Tabla 1 las expresiones simplificadas para el predimensionado de una forma rápida de ejes y árboles. Ver también la Tabla 2 para las características mecánicas.

OBJETO	CÁLCULO	DATOS
Ejes a flexión	$De \sigma_b = \frac{M_b}{W_b}; \text{ con } W_b = \frac{\pi \cdot d^3}{32};$ $d = 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_b}{\sigma_b}}$	<ul style="list-style-type: none"> $\sigma_{badm} = 80$ a 120 N/mm^2 para ejes en reposo de St 50; o bien $\sigma_{badm} = \sigma_{bSch} / (4..5)$ $\sigma_{badm} = 60 \text{ N/mm}^2$ para ejes giratorios de St 50; o bien $\sigma_{badm} = \sigma_{bw} / (4..6)$
Árboles de modo aproximado: para $\tau_t = 15 \text{ N/mm}^2$	$De \tau_t = \frac{M_t}{W_t}; \text{ con } W_t = \frac{\pi \cdot d^3}{16};$ $d = 1,72 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_t}{\tau_t}}$ <p>N en kW; M_t en Nmm; d en mm.</p> $d = 0,7 \sqrt[3]{M_t} = 148 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$	<ul style="list-style-type: none"> $\tau_{adm} = 14...18 \text{ N/mm}^2$ prescindiendo de la flexión, St 50; o bien $\tau_{adm} = \tau_{tSch} / (12...14)$ $\tau_{adm} = 35...45 \text{ N/mm}^2$ para torsión pura en acero St 50; o bien $\tau_{adm} = \tau_{tSch} / (4..5)$
Árboles a flexión y torsión:	$De M_v = \sqrt{M_b^2 + \left(\frac{a}{2} M_t\right)^2}$ $d = 2,17 \cdot \sqrt[3]{b' \frac{M_v}{\sigma_b}}$ <p>$b' = 1$ para árboles macizos</p> $b' = \frac{1}{1 - (d_i/d)^4}$ árboles huecos <p>$b' = 1,065$ para $d_i/d = 0,5$</p>	<ul style="list-style-type: none"> $\sigma_{badm} = 40$ a 60 N/mm^2 para árboles de St 50; o bien $\sigma_{badm} = \sigma_{bw} / (4..5)$ $\sigma_{badm} = 100$ a 150 N/mm^2 para árboles de engranajes de acero de bonificación $a \approx 1,2$ para τ_t pulsatoria σ_b alternativa $a \approx 1,7$ para τ_t alternativa σ_b alternativa

Tabla 1: Predimensionado rápido de ejes y árboles

Tipos de Aceros	DIN	UNE	AISI	% C	% Otros	Resistencia a la flexión alternativa / pulsatoria σ_{bw} [N/mm ²]	Resistencia a la flexión alternativa / pulsatoria σ_{bSch}	Resistencia a la torsión alternativa / pulsatoria τ_{tW} [N/mm ²]	Resistencia a la torsión τ_{tSch}	Límite elástico [N/mm ²]	Carga de Rotura [N/mm ²]	Dureza Vickers mínima - HV (endurecib le hasta)
Aceros de construcción	St 42-2	Fe430	1020	0,25		220	360	150	180	250	420 - 500	115
	St 50-2	BFN	4570Cr.50	0,30		260	420	180	210	290	500 - 600	(450)
	St 60-2	Fe490-2FN	4572Gr.65			300	470	210	230	330	600 - 720	135 (530)
	St 70-2	Fe590-2FN				340	520	240	260	360	700 - 850	165 (720)
		Fe690-2FN		0,50								190
Aceros al carbono												
	C 22,Ck 22	F-1130	1020	0,22		280	490	190	250	290	500 - 650	150
	C 35,Ck 35	F-1130	1035	0,35		330	550	230	300	360	590 - 740	140 (530)
	C 45,Ck 45	F-1140	1045	0,45		370	630	260	340	390	670 - 820	170
Aceros aleados de gran resistencia												
	25CrMo4	F-1256	4130		0,2 Mo	430	730	300	450	540	800 - 950	186 (610)
Aceros moldeados de baja aleación resistentes a la abrasión												
	34Cr4	F-8221	5132		0,3	480	810	330	550	640	900 - 1100	229 (670)
Aceros de cementación												
	C 15,Ck 15	F-1511	1015	0,1	0,95 Cr	260	420	180	210	290	500 - 650	140 (840)
	16MnCr5	F-1516	5115	0,16	0,16	390	670	270	430	590	800 - 1100	210 (840)

Tabla 2: Denominación y características mecánicas de los aceros usados habitualmente en la fabricación de ejes y árboles.

4.2.5 Engranajes

Los cálculos utilizados normalmente para los engranajes (a rotura y desgaste superficial), nos permiten determinar la capacidad de carga de un engranaje, cuando son conocidas sus características. Si la carga efectiva es superior a la carga admisible, tendremos que realizar las correspondientes modificaciones, por ejemplo sobre uno o varios de los factores siguientes:

- Calidad de los materiales.
- Ancho del diente.
- Módulo, etc...

Si por el contrario la carga efectiva resultase netamente inferior a la carga admisible, tal vez por consideraciones económicas deberíamos igualmente que en el caso anterior actuar sobre alguno de los factores mencionados.

Se darán en esta sección una serie de consejos prácticos que nos permitirán obtener rápidamente las dimensiones generales del engranaje, sin que ello sea obstáculo para en posteriores verificaciones por los métodos generales de cálculo (más rigurosos), se vea la conveniencia de variar alguno de los factores del engranaje diseñado.

La Tabla 3 permite elegir el tipo de engranaje más adecuado, en función de la reducción deseada y la disposición de los ejes.

POSICION RELATIVA DE LOS EJES	REDUCCIÓN i	TIPOS DE ENGRANAJES
PARALELOS	1 a 8 (límite 10)	Engranaje simple. - engranaje exterior: rotación en sentidos opuestos. - engranaje interior rotación en sentidos opuestos. - engranaje con rueda intermedia
	8 a 50	Disposición coaxial. - Tren planetario. - Dos engranajes simples en serie. - Trenes planetarios simples en serie. - Tren planetario especial (emplear con prudencia)
	> 50	- Engranajes simples en serie. - Trenes planetarios simples en serie. - Trenes planetarios especiales
CONCURRENTES	1 a 6	Engranaje simple
	6 a 40	- Engranajes concurrentes y engranajes paralelos en serie. - Engranajes de tornillo sinfín y engranajes paralelos en serie.
	> 40	- Engranajes concurrentes y engranajes paralelos en serie. - Engranajes de tornillo sinfín y engranajes paralelos en serie.
PARALELOS PERO NO CONCURRENTES	1 a 20	- Engranajes concurrentes y engranajes paralelos en serie. - Engranajes de tornillo sinfín y engranajes paralelos en serie.
	Hasta 60	- Engranajes helicoidales, para cargas débiles.
	60 a 250	- Engranajes de tornillo sinfín
	250 a 2500	- Engranajes paralelos y de tornillo sinfín en serie.
> 2500	- Engranajes de tornillo sinfín y engranajes paralelos en serie. (atención al rendimiento total).	

Tabla 3: Selección del engranaje más adecuado en función de la posición y reducción

A continuación se va a exponer el método simplificado propuesto por Henriot. Éste se basa en realizar un cálculo simplificado del engranaje a rotura y la presión superficial para así poder obtener las principales dimensiones de la transmisión por engranajes que queremos diseñar.

CÁLCULO SIMPLIFICADO DE UN ENGRANAJE A LA PRESIÓN SUPERFICIAL

Serán las condiciones de resistencia a la presión superficial las que determinarán las dimensiones, tamaño del engranaje.

$$P_{adm} = \frac{1}{1,96 \cdot 10^6} \cdot \Omega_0 \cdot b \cdot d_1^2 \cdot C_r \cdot C_\beta \cdot n_1 \cdot K_v \cdot K_{HL} \cdot K_M \cdot K_A$$

Para transmitir una potencia dada a una cierta velocidad (esto es para transmitir un par dado), y para una relación de engranaje:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

Es necesario un valor mínimo del producto $b \cdot d_1^2$ o $b \cdot a^2$:

- d_1 diámetro primitivo del piñón.
- a distancia entre ejes.
- b ancho del diente.
- n_1 revoluciones por minuto del piñón.

$$(b \cdot d_1^2)_{min} = 1,96 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_{KW}}{n_1} \cdot \left(\frac{i+1}{i}\right) \cdot \frac{1}{\Omega_{01} \cdot C_\beta \cdot K_v \cdot K_{HL1} \cdot K_M \cdot K_A}$$

o bien = $\frac{1}{\Omega_{02} \cdot C_\beta \cdot K_v \cdot K_{HL2} \cdot K_M \cdot K_A}$, según que sea el piñón o la rueda el órgano

más débil.

Si definimos $K_{adm} = \Omega_0 \cdot C_\beta \cdot K_v \cdot K_{HL} \cdot K_M \cdot K_A$, la ecuación se puede escribir:

$$(b \cdot d_1^2)_{min} = 1,96 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_{KW}}{n_1} \cdot \left(\frac{i+1}{i}\right) \cdot \frac{1}{K_{adm}}$$

Como además sabemos que: $d_1 = \frac{2a}{i+1}$, la ecuación queda:

$$(b \cdot a^2)_{min} = 4,9 \cdot 10^5 \cdot \frac{P_{KW}}{n_1} \cdot \frac{(i+1)^3}{i} \cdot \frac{1}{K_{adm}}$$

En la Tabla 4 se indican los valores de K_{adm} para los diferentes tipos de engranajes considerados.

La Figura 3 permite obtener un buen valor práctico de la relación b/d_1 para los diferentes tipos de engranajes de la Tabla 4. Ciertas consideraciones pueden modificar este valor:

- Limitación de diámetros por una cuestión de velocidad tangencial.
- Limitación de los diámetros por una cuestión de capacidad de las máquinas de tallado o rectificadas.
- Limitación del ancho del diente por la misma razón.
- Limitación de la relación b/d_1 para evitar los defectos de transmisión de carga debidos a la flexión o torsión del piñón.

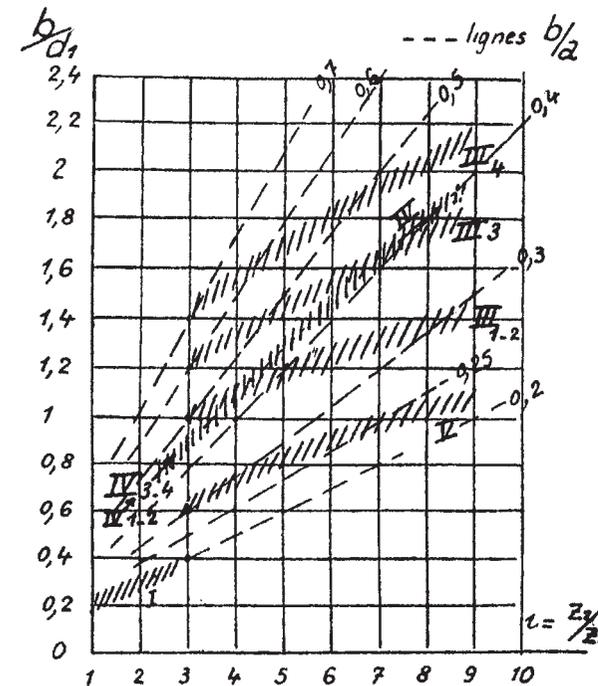


Figura 3: Estimación práctica del valor b/d_1 para los diferentes grupos de engranajes

CÁLCULO SIMPLIFICADO DE UN ENGRANAJE A ROTURA

Las dimensiones globales han sido determinadas en función de la resistencia a la presión superficial, queda por determinar un módulo y el número de dientes que permita garantizar una resistencia a la rotura suficiente.

El par a transmitir, el diámetro y el ancho del diente permiten calcular el esfuerzo tangencial unitario:

$$\frac{F_t}{b}$$

La Tabla 4 nos da para los diferentes tipos de engranajes considerados el valor práctico admisible por el criterio:

$$\frac{F_t}{b \cdot m_0}$$

Este valor da todavía una seguridad un poco más elevada a la rotura que a la presión superficial; esto es un efecto deseable, dadas las consecuencias lamentables de una rotura de un diente, fenómeno brutal e imprevisible.

Si dividimos las dos expresiones vistas anteriormente nos permite deducir rápidamente el módulo (real), y a continuación los números de dientes z_1 y z_2 .

Por otro lado podemos determinar el número de dientes máximo del piñón correspondiente a un módulo mínimo, igualando la capacidad de carga a la presión superficial y a la rotura. Es decir: K_{adm} y $(F_t/bm_0)_{adm}$ obtenidos por los criterios de la Tabla 4

$$K = \frac{F_t \cdot \cos \beta}{b \cdot m_0 \cdot z_1} \cdot \left(\frac{i+1}{i} \right) \quad \frac{F_t / bm_0}{K} = \frac{z_1}{\cos \beta} \cdot \frac{i}{i+1}$$

de donde:

$$z_{1 \max} = \left(\frac{F_t / bm_0}{K} \cdot \cos \beta \right)_{adm} \cdot \frac{i+1}{i}$$

además tenemos que:

$$z_1 = Z \cdot \frac{i+1}{i}$$

Los valores de Z están indicados en la Tabla 4 para los diferentes tipos de engranajes considerados.

CONSIDERACIONES DE DISEÑO

Recordemos las fórmulas siguientes:

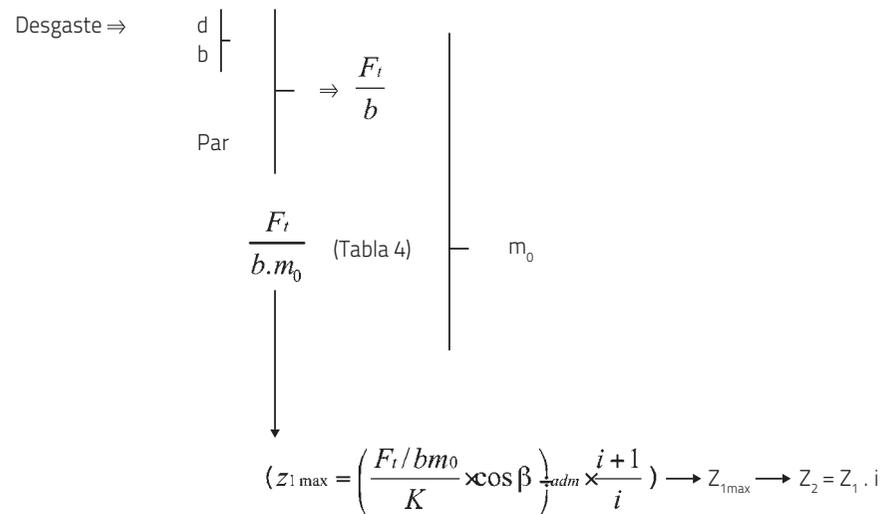
$$K_{adm} = \Omega_0 \cdot C_\beta \cdot K_v \cdot K_{HL} \cdot K_M \cdot K_A$$

$$\frac{F_t}{b \cdot m_0} = \sigma_{b \lim} \cdot \frac{K_v \cdot K_{HL} \cdot K_M \cdot K_A}{Y_\epsilon \cdot Y_F \cdot Y_\beta}$$

Constatamos pues que $z_{1 \max}$ es proporcional a $\sigma_{b \lim} / \Omega_0$

Para los aceros de cementación, obtenemos un notable aumento de Ω_0 sin que aumente igualmente $\sigma_{b \lim}$ ello conduce a números de dientes más pequeños. Por el contrario, para los aceros clásicos la resistencia a la rotura es relativamente más alta que a la presión superficial, lo que nos lleva a mayores números de dientes. Igualmente un aumento del ángulo de inclinación conduce a un aumento del factor C; será por tanto normal obtener menores números de dientes para dentado helicoidal que para dentado recto.

RESUMEN



GRUPO	CARACTERÍSTICAS	K HBAR (LB/IN2)	$\frac{Ft}{b \times m_0}$	Z
I	Piñones de cajas de velocidades Aceros de cementación para piñón y rueda Dentado helicoidal simple $\geq 30^\circ$ Calidad de dentado: I.S.O. 7-8 (tras tratamiento térmico) Tiempo de funcionamiento a plena carga ≤ 2000 horas			12
	a Automóviles, turismos. KA = 0,8			a
	1. Altas velocidades 2. Bajas velocidades	0,7 a 1 (1000 a 1400) 1 a 1,1 (1400 a 1600)	12 a 15 15 a 18	14
b	Camiones, coches, tractores, KA = 0,67	0,6 a 0,7 (850 a 1000)	8 a 10	
II	Engranajes de aviación Aceros de cementación de calidad superior Calidad de dentado: I.S.O. 4 ó 5. Alta seguridad. Engranajes ensayados.			
	a Engranajes clásicos	0,6 a 0,7 (850 a 1000)	8 a 10	
	b Trenes planetarios	0,5 a 0,6 (700 a 850)	6 a 8	
III	Engranajes para grandes velocidades Piñón y rueda en acero de cementación. Alta duración de funcionamiento, con choques moderados y gran seguridad			20
	a) Más de 50000 horas. 24 horas diarias.			a
	1. Precisión I.S.O. 4 2. Precisión I.S.O. 5 y 6	0,385 (540) 0,25 (355)	9 6,5	22

Tabla 4: Grupos propuestos por Henriot para realizar un cálculo simplificado de un engranaje

GRUPO	CARACTERÍSTICAS	K HBAR (LB/IN2)	$\frac{Ft}{b \times m_0}$	Z		
III	1 b) 25000 horas. 12 horas diarias. 1. Precisión I.S.O. 4 2. Precisión I.S.O. 5 y 6 c) 5000 horas. 1. Precisión I.S.O. 4 2. Precisión I.S.O. 5 y 6	0,440 (615)	10	20		
		0,285 (400)	7		a	
		0,53 (740)	12	22		
		0,345 (480)	9			
		2 Piñón de acero de cementación. Rueda de acero aleado tratado a 110 - 220 hbar (350 Brinell)	a) 1.	0,21 (300)	7,5	30
			2.	0,135 (190)	5	
	b) 1.		0,24 (340)	8,5	32	
	2. \rightarrow Como para 1, (1)		0,155 (220)	5,5		
	c) 1.		0,285 (400)	9,5	6	
	2.		0,180 (255)	6		
	3 Piñón en acero aleado tratado a 110 - 220 hbar (350 Brinell) Rueda de acero aleado tratado a 85 - 95 hbar (270 Brinell)	a) 1.	0,19 (270)	7,5	35	
		2.	0,12 (170)	5		
b) 1.		0,215 (310)	8,5	37		
2. \rightarrow Como para 1, (1)		0,14 (200)	5,5			
c) 1.		0,255 (360)	9,5	6		
2.		0,162 (230)	6			

(1) Para las grandes reducciones, para tener en cuenta el factor de capacidad de carga KM, se deben multiplicar los valores de K y Ft / (b.m0) por 0,85 - 0,90

GRUPO	CARACTERÍSTICAS	K HBAR (LB/IN2)	$\frac{Ft}{b \times m_0}$	Z
III	4 Piñón en acero aleado tratado a 85 - 95 hbar (270 Brinell) Rueda de acero aleado tratado a 70 - 80 hbar (225 Brinell)			
	a) 1.	0,155 (220)	6	34
	2.	0,10 (140)	4	a
	b) 1. → Como para 1, (1)	0,175 (250)	7	35
	2.	0,115 (280)	4,5	
IV	Engranajes de mecánica general Choques moderados, Factor seg. normal. Dentado helicoidal o en chevron.			
	1 Piñón y rueda de aceros de cementación Precisión I.S.O. 5 y 6			
	a) $vt < 5 \text{ m/s}$			
	1. Más de 50000 horas, 24 horas / día.	0,43 (610)	9	
	2. 25000 horas. 12 horas / día.	0,505 (730)	10,5	
	b) $5 < vt < 10$			
	1.	0,39 (550)	8	20
	2.	0,46 (670)	9,5	a
	c) $10 < vt < 15$			
	1.	0,365 (520)	7,5	21
	2.	0,43 (630)	9	
	d) $15 < vt < 30$			
	1.	0,35 (500)	7	
	2.	0,41 (590)	8,5	
e) $30 < vt < 50$				
1.	0,32 (460)	7		
2.	0,375 (550)	8		

Para las grandes reducciones, se deben multiplicar los valores K y Ft / (b.m0) por 0,90 - 0,95

GRUPO	CARACTERÍSTICAS	K HBAR (LB/IN2)	$\frac{Ft}{b \times m_0}$	Z
IV	2 Piñón en acero de cementación. Rueda en acero aleado tratado a 110 - 120 hbar (350 Brinell) Precisión I.S.O. 5 y 6			
	a) 1. Más de 50000 horas, 24 horas / día.	0,235 (335)	7	
	2. 25000 horas. 12 horas / día.	0,275 (390)	7,5	
	b) 1.	0,212 (300)	6	
	2.	0,25 (355)	7	34
	c) 1.	0,20 (285)	5,5	a
	2.	0,235 (335)	6,5	35
	d) 1.	0,19 (270)	5	
	2.	0,222 (315)	6	
	e) 1.	0,175 (250)	5	
	2.	0,205 (290)	5,5	
	3 Piñón en acero aleado tratado a 110 - 120 hbar (350 Brinell) Rueda en acero aleado tratado a 85 - 95 hbar (270 Brinell) Precisión I.S.O. 6 y 7			
	a) 1. Más de 50000 horas, 24 horas / día.	0,21 (300)	6,5	
	2. 25000 horas. 12 horas / día.	0,245 (350)	7	
b) 1.	0,185 (260)	5,5	26	
2.	0,215 (300)	6,5	a	
c) 1.	0,167 (240)	5	28	
2.	0,195 (275)	6		
d) 1.	0,150 (215)	4,5		
2.	0,175 (250)	5,5		

Para las grandes reducciones, se deben multiplicar los valores K y Ft / (b.m0) por 0,90 - 0,95

GRUPO	CARACTERÍSTICAS	K HBAR (LB/IN2)	$\frac{Ft}{b \times m_0}$	Z
IV	4 Piñón en acero aleado tratado a 85 - 95 hbar (270 Brinell) Rueda en acero aleado tratado a 70 - 80 hbar (225 Brinell) Precisión I.S.O. 5 y 6 a) 1. Más de 50000 horas, 24 horas / día. 2. 25000 horas. 12 horas / día.	0,17 (240)	5,5	27
	b) 1. 2.	0,15 (210) 0,175 (250)	4,5 5	
	c) 1. 2.	0,136 (195) 0,157 (250)	4 5	29
	d) 1. 2.	0,122 (175) 0,14 (200)	3,5 4,5	

V	Grandes máquinas 50000 horas, 24 horas/día, Choques bastante importantes (KA = 0,57). Gran seguridad contra rotura. Piñón en acero aleado tratado a 110-120 hbar (350 Brinell). Rueda en acero aleado tratado a 85-95 hbar (270 Brinell). Calidad I.S.O. 7 y 8 a) Dentado en chevron. 1. $v < 5$ 2. $v < 10$ b) Dentado recto ($v < 5$)	0,20 (285) 0,175 (250) 0,15 (260)	3,5 a 4 3 a 3,5	17 23
	Piñón en acero aleado tratado a 85-95 hbar (270 Brinell). Rueda en acero aleado tratado a 70 - 80 hbar (225 Brinell). a) Dentado en chevron: $v < 10$ 1. Calidad I.S.O. 7 y 8 2. Calidad I.S.O. 8 y 10 b) Dentado recto: $v < 5$ 1. Calidad I.S.O. 7 y 8 2. Calidad I.S.O. 8 y 10	0,14 (200) 0,115 (165) 0,122 (175) 0,10 (140)	3 a 3,5 2,5 a 3	22 25

4.2.6 Fabricación

Antes de elegir qué proceso de fabricación se va a seguir es conveniente tener en cuenta:

- El diseño de la pieza ha de estar en armonía con el material y el proceso de fabricación elegido
- Influencia del número de piezas. Si el número de piezas es grande se utilizan procesos de fabricación sin arranque de viruta (fundición, laminación,..) además se suele compensar el hacer un diseño más exhaustivo de la pieza. En cambio para series más pequeñas se suelen recurrir a procesos con arranque de viruta, de soldadura y forja, permitiéndose en estos casos un mayor trabajo de ajuste en favor de una fabricación más sencilla.

En este apartado se van a dar una serie de recomendaciones a la hora de diseñar las piezas en función del proceso de fabricación elegido para realizar la pieza.

Piezas de Fundición:

- Utilizar líneas de contorno sencillo, principalmente rectas y círculos

- Utilizar superficies de construcción sencilla, por ejemplo planas y de revolución
- Intentar hacer modelos de una sola pieza, que no necesiten núcleos especiales
- Evitar el diseño de resaltes contrapuestos
- Dar cierta inclinación a las piezas que favorezca el desmoldeo
- Dar secciones de paso suficientemente grandes
- Realizar la transición de una zona a otra mediante superficies redondeadas, si no hay redondeo o este es muy pequeño se produce un incremento de tensiones y si el redondeo es muy grande se pueden producir rechupes; utilizar por ejemplo los círculos de Heuversche para calcular el radio del redondeo
- Intentar mantener el espesor de la pared lo más homogéneo posible
- Intentar, siempre que se pueda, utilizar superficies inclinadas ya que favorecen la salida de gases y la repartición de tensiones
- Utilizar noyos con varios apoyos ya que reducen el número de piezas con fallos

Piezas estampadas e inyectadas de material plástico:

- Intentar realizar piezas sin entrantes en el sentido de desmoldeo de la pieza para evitar tener que usar postizos en el molde
- Evitar la acumulación de material y las desigualdades en el espesor de la pared para prevenir las posibles diferencias de enfriamiento que habría
- En piezas inyectadas intentar elegir los puntos de inyección de tal forma que coincida con el sentido del esfuerzo principal
- Mantener los mínimos espesores de pared que sean posibles

Piezas Plegadas:

- Utilizar radios de plegado adecuados, radios muy pequeños obligan a utilizar herramientas especiales y que la pieza se pueda romper y radios muy grandes aumentan la elasticidad recuperadora con la que la pieza se tiende a desplegar (ver recomendaciones de la Tabla 5)

Espesor de la chapa	0.5		0.8		1		1.2		1.5	
Radio de plegado ≥	0.6	1	1.6	1.6	2.5	1.6	2.5	2.5	2.5	4
Espesor de la chapa	2		2.5		3		4		5	
Radio de plegado ≥	2.5	4	4	6	4	6	6	10	10	

Los valores de la izquierda del radio de plegado son para aceros con un alargamiento a rotura superior al 20% y los de la derecha para un alargamiento superior al 15%

Tabla 5: Valores de referencia para radios de plegado en función del espesor de la chapa

- A la hora de diseñar piezas plegadas, tener en cuenta que el orden de los plegados se pueda realizar sin utilizar tacos intermedios

- Dejar siempre el suficiente ancho de ala para que el plegado sea posible

Piezas mecanizadas:

- Las superficies planas o de revolución cuando son paralelas o perpendiculares a la sujeción son las más sencillas de trabajar
- Situar, siempre que se pueda, todas las superficies que se han de mecanizar a la misma altura o si no prever la utilización de casquillos ya mecanizados
- Reducir el número de amarres u operaciones de sujeción de la pieza para hacer las operaciones de mecanizado hace que sean mucho más exactas y baratas
- Intentar facilitar la salida de la herramienta entre las superficies mecanizadas
- Dejar juegos amplios entre superficies no mecanizadas

Perforaciones:

- Utilizar los diámetros de brocas usuales, tanto para agujeros pasantes como ciegos
- En el caso de orificios oblicuos prever que la superficie de ataque sea perpendicular a la dirección del taladro
- Mecanizar preferentemente perforaciones pasantes ya que son más baratos que los escalonados y ciegos, en caso de no poder usarse utilizar antes los escalonados que los ciegos
- Intentar utilizar en las perforaciones no pasantes la terminación cónica de la broca en su fondo ya que abaratan el coste e incluir la tolerancia solo en la zona que sea necesaria
- Si se requiere mecanizar ranuras, resulta más económico hacerlas en el eje que en el agujero.

Uniones:

- Las roscas no se usan para centrar, así que en caso necesario se deberán prever resaltes que cumplan esa función teniendo en cuenta las alturas y matando las aristas
- Los árboles acanalados exigen una gran precisión y son caros, por lo tanto utilizar ajustes a presión (los más baratos) o mediante chavetas
- Las uniones mediante pasadores elásticos son más baratas que mediante pasadores cilíndricos o cónicos
- Si se utilizan superficies cónicas para realizar un centrado no hay que interferir éste con salientes. Para estos casos utilizar las conicidades usuales para las que ya existen escariadores y calibres

4.2.7 Incertidumbre

Las incertidumbres en el diseño de máquinas abundan y es algo que debemos tener en cuenta en cualquier nuevo proyecto. Entre estas se encuentran las incertidumbres respecto a:

- Composición del material y variaciones en las propiedades
- Variaciones en las propiedades por zonas del material
- Efecto de los procesos locales en las propiedades
- Efecto de ensambles cercanos en los esfuerzos
- Efecto de los tratamientos termo mecánicos
- Intensidad y distribución de las cargas
- Validez de los modelos matemáticos utilizados
- Intensidad de las concentraciones de esfuerzos
- Influencia del tiempo sobre la resistencia y la geometría
- Efecto de la corrosión y del desgaste
- Incertidumbre sobre las propias incertidumbres....

Para poder abordar estas incertidumbres en el diseño se suele trabajar con factores de seguridad, esto nos permite paliar en gran medida las incertidumbres al trabajar con tensiones menores que las de resistencia del material. La selección de un valor apropiado para el factor de seguridad se basa en: grado de incertidumbre de la carga, grado de incertidumbre en la resistencia del material, incertidumbre en la relación cargas aplicadas con respecto a la resistencia del material, consecuencias del fallo, seguridad humana y economía y costo por proporcionar un factor elevado de seguridad.

En la Tabla 6 se muestran unas recomendaciones sobre las factores de seguridad en función de las incertidumbre que tengamos (Fuente ASME)

	CONOCIMIENTO CARGAS	CONOCIMIENTO ESFUERZO	CONOCIMIENTO ENTORNO	CONOCIMIENTO MATERIAL	FACTOR DE SEGURIDAD
1	Con precisión	Con precisión	Condiciones controlables	Muy Conocido	1.25 - 1.5
2	Determinadas Fácilmente	Determinado Fácilmente	Aproximado constante	Muy Conocido	1.5 - 2.0
3	Determinable	Determinable	Ordinario	Promedio	2.0 - 2.5
4	Promedio	Promedio	Promedio	Menos probado	2.5 - 3.0
5	Promedio	Promedio	Promedio	No probado	3.0 - 4.0
6	Incierto	Incierto	Incierto	Poco conocido	3.0 - 4.0

Cargas repetidas: factor de seguridad a la resistencia a fatiga. Para cargas de impacto, utilizar los puntos 3 al 6, pero incluyendo un factor de impacto. Para Materiales Frágiles usar el doble del coeficiente.

Tabla 6: Factores de seguridad y circunstancias en las cuáles se usan

En la Tabla 7 se muestran las recomendaciones dadas para el factor de servicio por la ASIC que nos permiten realizar una mayoración de las cargas dinámicas, e intentar paliar de esta forma el efecto de las posibles incertidumbres.

FACTOR DE SERVICIO AISC	K
Soportes de elevadores	2
Vigas maestras de soporte y conexiones para grúas viajeras operadas desde la cabina	1.25
Vigas maestras de soporte y conexiones para grúas viajeras operadas desde el suelo	1.10
Soportes de maquinaria ligera impulsada con eje de transmisión o motor	≥ 1.20
Soportes de maquinaria de movimiento alternativo o unidades con potencia de impulsión propia	≥ 1.50
Suspensiones de piso y plataformas	≥ 1.33

Tabla 7: Factores de servicio recomendado por la ASIC

4.2.8 Manejo, seguridad y dimensiones humanas

- Facilitar el manejo teniendo en cuenta la posición, forma y accionamiento de las palancas, botones o empuñaduras de forma que sean cómodos para el usuario
- Prever las posibles negligencias de los usuarios
- Tener presente las dimensiones promedio del cuerpo humano a la hora de diseñar las máquinas
- Realizar un análisis de los posibles peligros que tiene el diseño de nuestra máquina, para así poder poner medidas que los eviten o palien, como por ejemplo:
 - Mecánico:** aplastamiento, cizallamiento, corte, enganche, atrapamiento, impacto, punzonamiento, fricción-abrasión, proyección de fluido
 - Eléctrico:** cortocircuitos, choque eléctrico
 - Térmico:** quemaduras, incendios.
 - Ruido-vibraciones**
 - Radiaciones**
 - Higiénico**
 - Incendio o explosión**
 - Biológico**
 - Defectos ergonómicos**
- Seguridad en el funcionamiento. Reflexionar sobre las consecuencias que podría tener el fallo de todas las piezas ayuda a considerar cuáles son más críticas y en las que se tiene que realizar un diseño más seguro
- Seguros especiales. Tomar las medidas oportunas para prevenir accidentes, por ejemplo con recubrimientos, sistemas de protección, etc.
- La seguridad de una máquina se debe tratar de resolver exclusivamente con medidas integradas. Las medidas no integradas se deben también aplicar, sobre todo la

formación, aunque no es prudente confiarles funciones de seguridad exclusivas (Ver Figura 4).

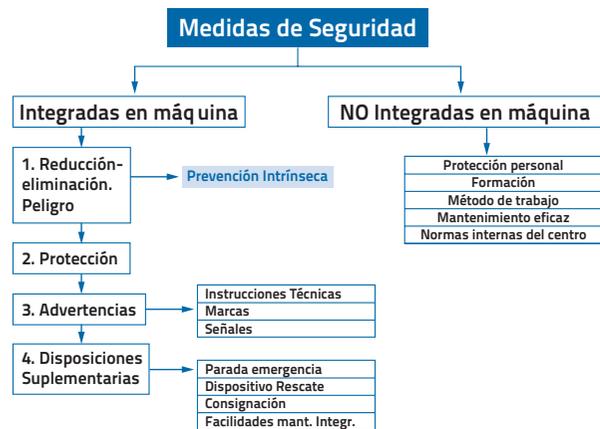


Figura 4: Resumen de medidas de seguridad a incluir en el diseño de una máquina

- Dentro de las medidas de prevención intrínseca se pueden destacar:
 - Evitar peligros o reducir riesgos:
 - Evitar salientes y aristas punzantes o cortantes.
 - Aplicar mecanismos seguros.
 - Evitar sobreesfuerzos y fatiga en materiales.
 - Usar materiales idóneos.
 - Usar tecnologías y fuentes de alimentación intrínsecamente seguras.
 - Usar dispositivos de enclavamiento de acción mecánica positiva.
 - Diseñar los sistemas de mando aplicando la técnica adecuada.
 - Usar formas de mando especiales para reglaje o ajuste
 - Reducción de la exposición:
 - Fiabilidad del equipo -equipos homologados y/o de fallo orientado.
 - Mecanización y automatización.
 - Ubicación de los puntos de operación y ajuste fuera de las zonas peligrosas
- Como aplicación de medidas de protección se pueden destacar:
 - No es necesario el acceso a la zona peligrosa en funcionamiento normal:
 - Envoltentes (cubren totalmente las zonas peligrosas). Resguardos fijos.
 - Resguardos distanciadores
 - Resguardos con enclavamiento
 - Es necesario el acceso a la zona peligrosa en funcionamiento normal
 - Dispositivos sensibles. La máquina pasa a condiciones de seguridad, al invadirse la zona de peligro. Deben cumplir condiciones especiales de uso.

- Dispositivos residuales de inercia.
- Mando a dos manos.
- Apartacuerpos
- Y de advertencias se pueden destacar fundamentalmente:
 - Instrucciones técnicas.
 - Libro de instrucciones.
 - Indicaciones de implantación.
 - Mantenimiento y métodos.
 - Planos y esquemas.
 - Marcas y signos -Indicando puntos peligrosos o advertencias.
 - Señales visuales lámparas, bocinas, etc. Fácilmente identificables y reconocibles.
- Facilitar el acceso a los puntos de control y vigilancia de la máquina. Por ejemplo puntos de desgaste, estanquidad, etc...

4.2.9 Materiales

A la hora de seleccionar el material tendremos que tener en cuenta las consideraciones que se han comentado anteriormente, como por ejemplo tipo de proceso de fabricación, solicitaciones, esfuerzos y deformaciones admisibles, teoría de fallos, etc. que nos darán como resultado las dimensiones de la pieza que estemos calculando. Esto puede verse a modo de resumen en la siguiente figura:

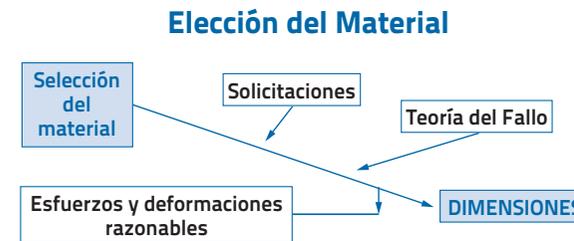


Figura 5: Consideraciones para elegir el tipo de material

Como norma general a la hora de elegir un material se suele usar la experiencia e intentando siempre usar los materiales más usuales en las calidades usuales. Por ejemplo se tomarán:

- Para ejes y árboles sencillos: desde aceros al carbono ordinarios hasta aceros de bonificación y de cementación
- Para árboles de varios codos (cigüeñales): aceros de alta calidad o hierro fundido especial
- Para cuñas, chavetas y pasadores: aceros al carbono ordinarios
- Para estatores, placas de base y carcasas fundidas: fundición gris para altas solicitaciones, aceros fundidos especiales y aceros colados cuando no se prefiera una ejecución soldada en acero

- Para piezas con alta presión de rodadura (rodamientos, árboles de levas): acero endurecido
- Para ruedas dentadas: depende mucho de las solicitaciones y el tamaño, pudiendo ser desde fundición gris, acero colado, aceros al carbono ordinarios, aceros bonificados y endurecidos
- Para superficies sometidas a deslizamiento como contra-material de deslizamiento: fundición gris, blanca, bronce, cinc o materiales compuestos con capa exterior deslizante
- Para resortes elásticos: aceros para muelles, en casos especiales también bronce para muelles
- Para pequeñas piezas en grandes series: aleaciones para tornos automáticos, aleaciones para inyectar y plásticos
- Para cuchillas: aceros de herramientas endurecido y metales de corte
- Para piezas sometidas al calor y al fuego: aceros resistentes al calor, materiales cerámicos o los específicos para estas aplicaciones de la fundición gris y aceros colados

A continuación se listan los principales materiales usados en el diseño mecánico, con las principales características que tienen y sus usos más habituales.

1. FUNDICIONES

Las utilizadas normalmente en la industria tienen el contenido de carbono entre 2,4 y 5 %.

Se suelen utilizar para la fabricación de engranajes de grandes dimensiones, ménsulas, partes de cadenas, bastidores de máquinas, etc.

FUNDICIÓN GRIS

- Aleación de hierro fundido con un contenido en C mayor al 1,7% (generalmente entre el 2 y 4 %)
- Usado preferiblemente en piezas fundidas, siempre que sus propiedades mecánicas sean suficientes
- Barato
- Fácil colabilidad (bajo coeficiente de contracción poca tendencia a formar rechupes)
- Fácilmente mecanizable
- Frágil, por lo tanto poco recomendable para solicitaciones por choque
- Buenas propiedades de deslizamiento
- Alta resistencia a la compresión
- Buen comportamiento a fatiga, bastante cercano al de un acero
- Difícil de soldar, suele necesitar un precalentamiento
- Su nombre viene del color oscuro que tiene debido al contenido de grafito en forma de hojuelas que le da ese tono
- Es la fundición más utilizada

FUNDICIÓN BLANCA

- Si todo el carbono de la fundición se encuentra en forma de cementita o perlita, sin presencia de grafito, la estructura es blanca y es lo que se conoce como fundición blanca.
- Suele ser un producto muy frágil y duro de maquinar, pero también muy resistente al desgaste
- A menudo se emplea un enfriador en la producción de fundiciones grises para conseguir una superficie muy dura dentro de un área particular de la fundición, manteniendo la estructura gris más deseable dentro de la parte restante
- Se suele utilizar en piezas resistentes al desgaste ya que tiene una dureza Brinell entre 400 y 600 HB

FUNDICIÓN MALEABLE

- Se obtiene por el recocido de un hierro fundido blanco.
- Se consigue que el carbono aparezca otra vez en forma de grafito, pero en vez de hojuelas se presenta en forma de nódulos
- Se mejoran la resistencia a la tracción (más de 350 Mpa), con una elongación de hasta el 18% (un 1% para las fundiciones grises)
- Debido al tiempo tan grande para el recocido (hasta 6 días para fundiciones grandes), es bastante más costoso que una fundición gris

FUNDICIÓN NODULAR

- En esencia es similar a una fundición maleable, ya que también tiene grafito en estado de nódulos
- Se consigue con un recocido posterior con la adición de Magnesio
- En ellas tenemos las ventajas de la fundición maleable (mejora de las propiedades dúctiles) y la fundición gris (facilidad de fundición y maquinado)

ACERO MOLDEADO

- Se utiliza en piezas fundidas de alta resistencia, elasticidad y tenacidad
- Se puede soldar, forjar y templar fácilmente
- El mayor inconveniente es la dificultad para fundirlo (formación de rechupes, tensiones de colada y grietas térmicas)

2. ACEROS

Material en el que el hierro es el elemento predominante. El contenido en carbono es, generalmente, inferior al 2% y contiene además otros elementos. Para un limitado número de aceros al cromo el contenido en carbono puede ser superior al 2%, pero este valor es el contenido límite habitual que separa el acero de la fundición (Definición según la Norma EN 10020:2000)

Dada la gran variedad y distintos tipos de utilización de los aceros se recomienda consultar la bibliografía del apartado 5 para poder obtener una información más detallada.

A modo de ejemplo se comentan en la siguiente tabla varios aceros según la denominación AISI y su tipo de utilización.

DENOMINACIÓN AISI	TIPO DE UTILIZACIÓN
1015	Partes de Material laminado, partes maquinadas
1030	Partes en forma de barra para uso general, palancas o manijas, eslabones o uniones, cuñas de unión
1045	Ejes, engranes
1080	Piezas para equipos agrícolas (rejas, discos, dientes de rastrillos, dientes de podadoras de césped) que se sometan a fricción, resorte
1112	Tornillería para máquinas
4140	Engranes, ejes, piezas forjadas
4340	Engranes, ejes, piezas que necesiten un buen endurecimiento
4640	Engranes, ejes, levas
5150	Ejes para trabajo pesado, resortes, engranes
52100	Pistas de rodamientos, aceros para cojinetes
6150	Engranes, piezas forjadas, ejes, resortes
8650	Engranes, ejes
9260	Resortes

Tabla 8: Tipo de utilización de algunos aceros AISI

3. ALUMINIO Y ALEACIONES DEL ALUMINIO (DIN 1725)

- Bajo peso específico (2,7 ± 2,85 Kg/dm³)
- Relativamente elevada resistencia
- Interesante en elementos en movimiento rápido (émbolos, bielas, etc.)
- Alta conductividad eléctrica y térmica
- En elementos constructivos preferente aleaciones forjadas y fundidas
- Aleaciones de Al por fusión con Mg (5-7 %) poseen buena resistencia al calor culatas de cilindros

4. MAGNESIO Y ALEACIONES DE MG (DIN 1720)

- Bajo peso específico (1,85 Kg/dm³)

- Fácil arranque de viruta
- Pequeñas bombas engranajes, ya que aunque su coste sea el doble que una fundición gris, se tiene un menor coste final por el ahorro en mecanizado
- Bajo Módulo Elástico (E=4.400 kg/mm²)
 - insensible a golpes y choques
 - en cajas de transmisión actúa como amortiguador de ruido

5. COBRE Y ALEACIONES DE COBRE

Los bronce tienen el siguiente contenido (~ 80 % Cu, ~10 % Sn, ...)

Bronce al Estaño (DIN 1705)

- Características: tenacidad, resistencia al desgaste, al agua de mar
- Adecuado: casquillos, cojinetes, discos de fricción

BRONCE AL ALUMINIO (DIN 1714)

- Materiales
 - Bronce al Al de fundición
 - Bronce al Al y materiales diversos de fundición
 - Br al Al y Fe fundido
 - Br al Al y Ni de fundición (tornillos sin fin; ruedas de hélices; hélices de buques; cojinetes; etc.)
 - Br al Al y Mn de fundición
- Mayor resistencia a la sollicitación mecánica y corrosión que otros bronce
- Muy usado en elementos del motor, navíos de agua salada, fijaciones subacuáticas y hélices propulsión de navíos.

BRONCE AL PLOMO (DIN 1716)

- Materiales
 - Bronce al Pb de fundición
 - Bronce al Pb y Sn de fundición
- Buenas propiedades deslizamiento y desgaste
- Resistencia a la corrosión
- Adecuado para cojinetes de fricción con altas presiones de superficie

6. MATERIALES TERMOPLÁSTICOS

Se suelen utilizar para cojinetes, casquillos, engranajes, poleas, guías de deslizamiento, carcasas en neumática, apoyos, otras piezas. En resumen para cualquier elemento que requiera bajo coeficiente de fricción y gran resistencia al desgaste. Como principales características de los termoplásticos podemos destacar:

- Lubricación
 - Muy poco o en seco
 - Adecuado en industria textil, papelera y de alimentos ya que se debe evitar la lubricación

- Resistencia al desgaste
 - Propiedades mejores que aceros y bronce si trabaja sin lubricar
 - Trabaja en condiciones abrasivas
- Corrosión y resistencia química
 - Resisten amplia gama de productos químicos, que actúan en algunos casos de lubricantes
- Resiliencia
 - Reducen transmisión de vibraciones, y amortiguan los ruidos (gran elasticidad)
 - Buena resistencia al impacto, evitando deformaciones permanentes
- Bajo peso
 - A igual volumen aproximadamente 7 veces menos que el bronce
 - Mejora almacenamiento y manejo
- Maquinabilidad
 - Más fáciles y limpios de mecanizar que los metales
 - Modificar el ángulo de corte de las herramientas
- Coste final
 - Bajo coste inicial, alta eficiencia, bajo mantenimiento

4.2.10 Montaje

Para el diseño del montaje de las piezas y componentes es importante tener en cuenta las siguientes consideraciones.

- Uniones rígidas: comprobar superficies, dirección, precisión
- Uniones elásticas: sentido
- Utilizar topes, resaltes, arandelas de ajuste, chavetas, pasadores, si es necesario una posición relativa entre las piezas
- Comprobar siempre antes de fabricar que el montaje sea posible
- Espacio necesario para útiles de montaje e intentar pensar por qué sitios será necesario ir desbarbando y matando las aristas

4.2.11 Planos

Una vez realizado el diseño de un sistema mecánico el paso último en el proyecto es la realización de los planos que nos permitan la construcción de la máquina. Para ello, éstos han de ser unívocos y contener toda la información necesaria para su fabricación y montaje.

A continuación se van a dar unas recomendaciones que deberían incluir los planos. Dentro de estos, podemos distinguir dos tipos de planos básicos:

- Planos de conjunto y subconjunto (incluye el montaje)
- Planos de fabricación

4.2.11.1. Planos de conjunto:

- Se han de recoger las características principales del conjunto (potencias y características de los motores o motorreductores de accionamiento, velocidades finales, etc) y las dimensiones principales
- Se incluirán las MARCAS de posición necesarias para identificar todas los subconjuntos y piezas que lo forman
- Peso del conjunto
- Cotas de dimensiones exteriores
- Todas las cotas necesarias para poder realizar el montaje, si hay soldaduras indicarlás también
- Incluir una lista de materiales detallada que permita identificar todas las marcas de posición de forma clara. En la siguiente tabla se muestra un ejemplo de lo que debería contener una lista de materiales, siendo el significado de cada campo el siguiente:

MARCA: el número coincidirá con el que aparece en el plano y permite identificar la pieza o conjunto de forma precisa

Denominación: El nombre del subconjunto, pieza o elemento comercial

Cantidad: La cantidad que hay que pedir de ese elemento

Plano: Si es una pieza o subconjunto, se pondrá el número de plano de ella, si no se dejará en blanco

Observaciones: Para elementos comerciales se pondrá la norma (por ejemplo DIN 933) o la referencia comercial del fabricante

1	CARCASA EXTERIOR	2		
MARCA	Denominación	Cantidad	Plano	Observaciones

Tabla 9: Ejemplo de lista de materiales

4.2.11.1. Planos de fabricación:

- Tiene que incluir todas las cotas necesarias para su fabricación.
- Tolerancias, acabados superficiales
- Peso
- Número de piezas
- En caso necesario datos sobre procesos especiales (temple, bonificado,..) a los que estará sometido la pieza a fabricar
- Material
- Sólo las vistas necesarias
- Omitir planos que se puedan dar con una breve descripción, por ejemplo: HEA 300, Material: s275, Largo =3000mm

Codificación de planos: Aunque cada empresa suele utilizar su sistema de codificación de planos, se va a mostrar un modo muy utilizado por muchas de ellas para su codificación:

Codificación: AAAA/BBB-CCC-LETRA

- AAAA: Identifica el código asignado al proyecto
- BBB: Se utiliza para identificar a las conjuntos y subconjuntos. Pueden ser uno, dos o tres números dependiendo de la complejidad del proyecto. Normalmente el plano de conjunto general suele ser el 000-000, los subconjuntos del 100.000, 200.000 y así sucesivamente, un ejemplo se puede ver en la Figura 6.

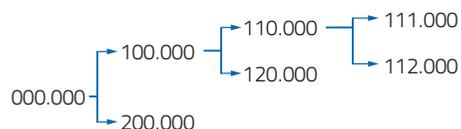


Figura 6: Ejemplo de codificación de planos de conjunto y subconjunto

- CCC: Se utiliza para identificar a las piezas de los conjuntos y subconjuntos. En la Figura 7 se puede ver un ejemplo

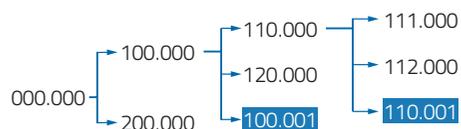


Figura 7: Ejemplo de codificación de planos de piezas

- LETRA: Si un plano existente se desdobra en dos o más se le añade una letra al final.
- También se podría añadir al final de la numeración v1, v2, ... para identificar las distintas versiones de un plano

4.2.12 Rodamientos

Los rodamientos normalmente se usan como apoyo o soporte de ejes, en los cuales la carga se transmite a través de elementos que están en contacto rodante, y no deslizante.

Las principales ventajas de los rodamientos respecto de los cojinetes de fricción ordinarios son:

- Disminución de las pérdidas por fricción
- Permiten un cierto ángulo de giro relativo entre el aro interior y el aro exterior
- Par de arranque altos.
- Espacio axial limitado
- Permiten predecir el fallo

- Pueden soportar cargas radiales y axiales combinadas
- Necesitan menor juego
- Pueden engrasarse antes del montaje
- Pueden soportar altas sobrecargas por períodos cortos

Normalmente la selección de un rodamiento se realiza para que aguante un número de horas determinado, mediante la siguiente ecuación:

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60}$$

L_h: número de horas que aguantaría el rodamiento. En la siguiente tabla se muestran las duraciones habituales que se suelen pedir a los rodamientos en función del tipo de aplicación.

CLASE DE MÁQUINA	HORAS DE SERVICIO
Electrodomésticos , máquinas agrícolas, instrumentos y aparatos de uso médico	300 a 3.000
Máquinas usadas intermitentemente o por cortos períodos : máquinas-herramienta portátiles, aparatos elevadores para talleres, máquinas para la construcción.	3.000 a 8.000
Máquinas para trabajar con alta fiabilidad de funcionamiento por cortos períodos o intermitentemente: Ascensores, montacargas, grúas y transportadores para mercancías embaladas.	8.000 a 12.000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario no totalmente utilizadas: Transmisiones por engranajes para uso general, motores eléctricos para uso industrial, trituradoras giratorias.	10.000 a 25.000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario totalmente utilizadas : Máquinas-herramienta, máquinas para trabajar la madera, máquinas para la industria mecánica en general, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de imprenta, separadores y máquinas centrífugas.	20.000 a 30.000
Máquinas para trabajo continuo, 24 horas día : Cajas de engranajes para laminadoras, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, máquinas de extracción para minas, bombas, maquinaria textil.	40.000 a 50.000
Maquinaria para abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas cableadoras, maquinaria de propulsión en transatlánticos.	60.000 a 100.000
Maquinaria eléctrica de gran tamaño, centrales eléctricas, ventiladores y bombas para minas, rodamientos para aplicación en marina mercante.	> 100.000

Tabla 10: Duración habituales en horas para rodamientos en función del tipo de aplicación

C: Capacidad de carga dinámica del rodamiento. Este dato nos lo da el fabricante. Se puede consultar en catálogos, por ejemplo www.skf.com, <http://www.schaeffler.es>

P: Carga dinámica equivalente. Este valor depende del tipo y valor de la carga que soporta el rodamiento. Se calcula como P ; siendo X e Y parámetros de cálculo que tenemos que obtener del catálogo del fabricante; F_r es la fuerza radial que soporta el rodamiento y F_a la fuerza axial que soporta el rodamiento. En función del tipo de rodamiento y montaje, el rodamiento puede soportar sólo una de ellas o las dos, ver Figura 8

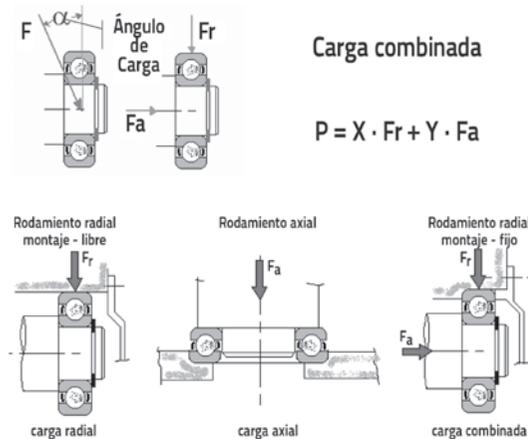


Figura 8: Distintos tipos de carga soportada por los rodamientos

p: exponente de la duración (3 si el rodamiento es de bolas y 10/3 si es de rodillos)

n: velocidad de giro en r.p.m

4.2.13 Solicitación

- Realizar el cálculo de las piezas para que trabajando en condiciones de servicio no fallen prematuramente ni tengan deformaciones, desgastes o corrosión que sea inadmisibles.
- Evitar las acciones dinámicas poco claras e innecesarias. Optar siempre por hacer diseños isostáticos
- Si hay fuerzas de choque o alternantes utilizar uniones sin juego, y si se puede con un pretensando para evitar aflojamientos y golpeteos
- Si diseñamos piezas que giren a una velocidad elevada, usaremos piezas con alta rigidez, haremos un equilibrado, tendremos en cuenta las velocidades críticas para, dado el caso, desplazarla si fuera necesario
- Si tenemos zonas donde exista un deslizamiento o desgaste, intentaremos minimizar esta zona, utilizar la mejor combinación de materiales, elegir una lubricación

adecuada, preveremos una posible sustitución de los componentes en contacto

- Si necesitamos prevención contra el polvo o bien contra la fuga de fluidos, lo tendremos en cuenta en el diseño mediante juntas, retenes, etc...
- En caso de necesitar un funcionamiento silencioso del sistema, utilizaremos materiales con amortiguación interna, por ejemplo termoplásticos, hierro fundido o gomas

4.2.14 Tolerancias y acabado superficial

- Utilizar las tolerancias necesarias para la función que ha de realizar. No recurrir a las más exigentes para tener seguridad, ya que ello es innecesario y conlleva un aumento de los costes de la pieza
- En zonas de estanqueidad y deslizamiento prever la utilización de un acabado superficial. A modo orientativo se muestran las distintas profundidades de la rugosidad que podemos conseguir en función del proceso: desbaste: de 40 a 250 μm , acabado y amolado: de 4 a 40 μm , rectificado, lapidado, pulido: 0,4 a 4 μm y superacabado: 0,04 a 0,4 μm
- En zonas de cargas estáticas con un proceso de desbaste es suficiente
- En zonas no cargadas las superficies se pueden dejar sin un mecanizado posterior
- Evitar en lo posible las tolerancias en zonas de medición pequeñas
- Es habitual a la hora dar las tolerancias, poner una letra en vez de poner directamente las desviaciones. En la Figura 9 se pueden ver las franjas de tolerancia para ejes y agujeros

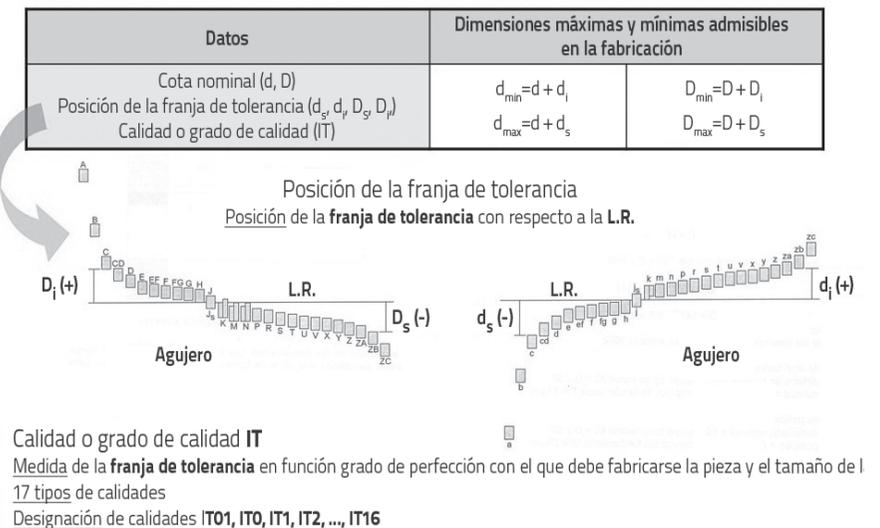


Figura 9: Franjas de tolerancia, según la norma ISO 286-1:2010

- Es habitual trabajar con sistemas de agujero base, en los que el agujero se fabrica con posición H para la franja de tolerancia y lo que se hace es variar la posición y valor de la franja de tolerancia del eje para conseguir el juego o apriete deseado (Ver Figura 10)

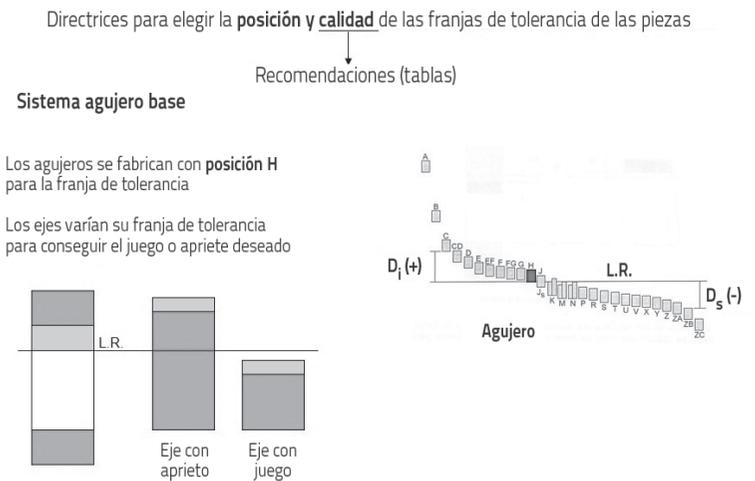


Figura 10: Sistema de agujero base, según la norma ISO 286-1:2010

- El sistema eje base suele utilizarse en piezas en las que se van a alojar varias piezas tipo eje (Ver Figura 11). Por ejemplo: carcasas para mecanismos

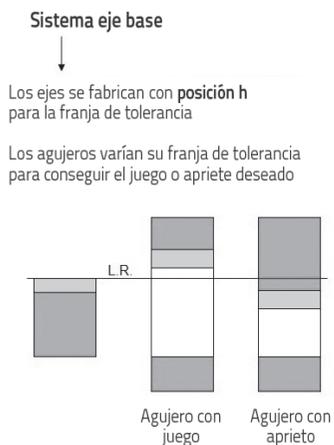


Figura 11: Sistema de eje base, según la norma ISO 286-1:2010

- Intentar utilizar las tolerancias recomendadas para evitar la multiplicidad innecesaria de herramientas y patrones. En la Tabla 11 y Tabla 12 se pueden ver en negrita las tolerancias recomendadas para ejes y agujeros de propósito general por la Norma ISO 286-1:2010

	G6	H6	JS6	K6	M6	N6	P6	R6	S6	T6				
	F7	G7	H7	JS7	K7	M7	N7	P7	R7	S7	T7	U7	X7	
	E8	F8	H8	JS8	K8	M8	N8	P8	R8					
	D9	E9	F9	H9										
	C10	D10							H10					
A11	B11	C11	D11						H11					

Tabla 11: Tolerancias recomendadas para agujeros para propósito general por la ISO 286-1:2010

a11	b11	c11												

Tabla 12: Tolerancias recomendadas para ejes para propósito general por la ISO 286-1:2010

- Utilizar los ajustes recomendados en función de si se quieren con holgura, apriete o indeterminado. En la Tabla 13 y Tabla 14 se muestran los ajustes para agujero y eje base recomendados por la ISO 286-1:2010

Agujero Base	Clases de Tolerancias para ejes															
	Ajustes de Holgura				Ajustes indeterminados				Ajustes con interferencia							
H6					g5	h5	js5	k5	m5	n5	p5					
H7				f6	g6	h6	js6	k6	m6	n6	p6	r6	s6	t6	u6	x6
H8			e7	f7	h7	js7	k7	m7								
H9			d8	e8	f8	h8										
H10	b9	c9	d9			h9										
H11	b11	c11	d10			h10										

Tabla 13: Ajustes preferibles para Agujero Base por la ISO 286-1:2010

Eje Base	Clases de Tolerancias para agujeros																
	Ajustes de Holgura				Ajustes indeterminados				Ajustes con interferencia								
h5					G6	H6	JS6	K6	M6		N6	P6					
h6				F7	G7	H7	JS7	K7	M7	N7		P7	R7	S7	T7	U7	X7
h7			E8	F8		H8											
h8			D9	E9	F9		H9										
h9				E8	F8		H8										
			D9	E9	F9		H9										
	B11	C10	D10				H10										

Tabla 14: Ajustes preferibles para eje Base por la ISO 286-1:2010

- Las tolerancias geométricas de un elemento geométrico (punto, línea o superficie) de una pieza, indican las zonas admisibles dentro de las que deben estar contenidos. En la siguiente figura se muestran los tipos y la forma de designación de las tolerancias geométricas

Tipos		Designación	
Forma	Rectitud	—	
	Planicidad	□	
	Redondez	○	
	Cilindricidad	∕	
	Forma de una línea	∩	
Orientación	Forma de una superficie	∪	
	Paralelismo	∕∕	
	Perpendicularidad	⊥	
	Inclinación	∠	
Posición	Posición	⊕	
	Concentricidad / Coaxialidad	◎	
	Simetría	≡	
Oscilación	Circular	↗	
	Total	↗↗	

Rectángulo de tolerancias	∕	0,1	
Símbolo	∕∕	0,1	A
Valor	∕∕	0,1	A
Elemento o elementos de referencia	∕∕	0,1	A B C

Figura 12: Tipos y designación de las tolerancias geométricas

- Prestar especial atención a la hora de representar las tolerancias geométricas en un plano ya que en función de donde se pongan cambian los elementos controlados por ella. En la siguiente figura se muestran algunos ejemplos.

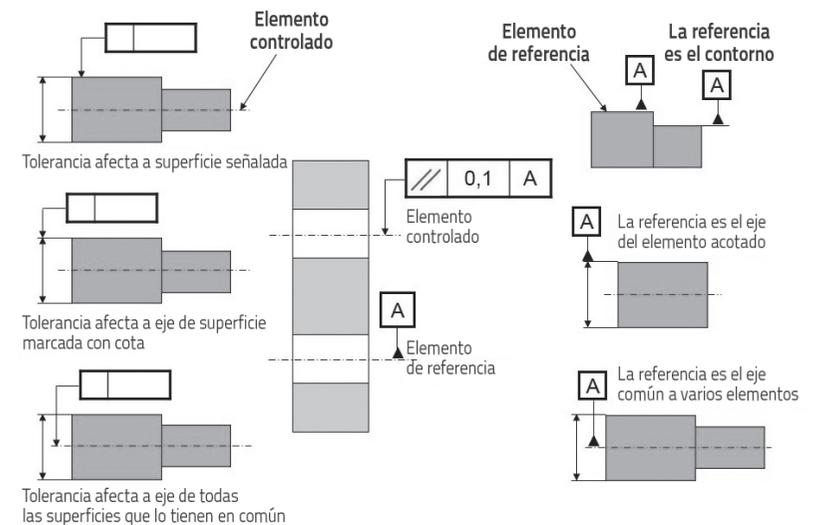


Figura 13: Representación de las tolerancias geométricas

5. BIBLIOGRAFÍA

- Cortizo Rodríguez, J. L. Sierra Velasco, J. M. y otros; ELEMENTOS DE MÁQUINAS. TEORÍA Y PROBLEMAS, Servicio de Publicaciones de la Universidad de Oviedo, 2003
- Decker, K. H.; ELEMENTOS DE MÁQUINAS Vol XIII, URMO, S.A. de Ediciones, 1975
- Henriot, G.; Traité theorique et pratique des engranages (Tomos I y II), Ed. Dunod, 1975
- Juvinall, R.C., Marshek K.; FUNDAMENTAL OF MACHINE COMPONENT DESIGN, Wiley & Sons, Incorporated, John, 2011
- Mott, Robert L.; Diseño de elementos de máquinas, Ed. Pearson Educación, 2006
- Norton, R. L.; Diseño de maquinaria, McGraw-Hill, 2009
- Pedrero Moya, José Ignacio, Fuentes Aznar, Alfonso; Problemas de diseño de máquinas, UNIVERSIDAD NACIONAL DE EDUCACIÓN A DISTANCIA, 1999
- Shigley, J. E.; Diseño en Ingeniería Mecánica, Ed. McGraw-Hill, 2012

PÁGINAS WEB DE INTERÉS

Aluminum Association (AA)	http://www.aluminum.org/
American Gear Manufacturers Association (AGMA)	http://www.agma.org
American Institute of Steel Construction (AISC)	http://www.aisc.org/
American Iron and Steel Institute (AISI)	http://www.steel.org/
American National Standards Institute (ANSI)	http://www.ansi.org/
American Society for Metals (ASM)	http://www.asminternational.org
American Society of Mechanical Engineers (ASME)	https://www.asme.org/
American Society of Testing and Materials (ASTM)	http://www.astm.org/
American Welding Society (AWS)	http://www.aws.org/w/a/
Association française de Normalisation (AFNOR)	http://www.afnor.org/
British Standard Institution (BSI)	http://www.standardsuk.com/
European Norm (EN)	http://www.aenor.es
Industrial Fasteners Institute (IFI)	http://www.indfast.org/Default.asp?
Institution of Mechanical Engineers (I. Mech. E.)	http://www.imeche.org/
Instituto Argentino de Normalización y Certificación	http://www.iram.org.ar/
International Bureau of Weights and Measures (BIPM)	http://www.bipm.org/en/home/
International Standard Organization (ISO)	http://www.iso.org/iso/home.html
National Institute for Standards and Technology (NIST)	http://www.nist.gov/index.html
Norma Española (UNE)	http://www.aenor.es
Society of Automotive Engineers (SAE)	http://www.sae.org/



Diseño Gráfico: Sebastián Baigún

PROYECTO **MEJORA DE LAS ECONOMÍAS
REGIONALES Y DESARROLLO LOCAL**

—
DISEÑO DE
**MAQUINARIA
INDUSTRIAL**



INTI



Unión Europea

Instituto Nacional de Tecnología Industrial
Gerencia de Cooperación Económica e Institucional
Avenida General Paz 5445 - Edificio 2 oficina 212
Teléfono (54 11) 4724 6253 | 6490
Fax (54 11) 4752 5919
www.ue-inti.gob.ar



Presidencia de la Nación

INDUSTRIA