

» TOLERANCIAS DIMENSIONALES EN EL DISEÑO MECÁNICO

Guías para la aplicación racional de tolerancias y ajustes.

ING. JORGE ALVAREZ



TRANSFERENCIA TECNOLÓGICA

Instituto Nacional de Tecnología Industrial
Gerencia de Proyectos Especiales

Tolerancias dimensionales en el diseño mecánico

Guías para la aplicación racional de tolerancias
y ajustes

Ing. Jorge Alvarez

TRANSFERENCIA TECNOLÓGICA

Instituto Nacional de Tecnología Industrial

Gerencia de Proyectos Especiales

Álvarez, José Jorge Enrique

Tolerancias dimensionales en el diseño mecánico : guías para la aplicación racional de tolerancias y ajustes / José Jorge Enrique Álvarez ; contribuciones de Laura Valeria Burroni ; Leandro Ariel Poldi ; Cristian Gabriel Zaszczynski. - 1a ed. - San Martín : Instituto Nacional de Tecnología Industrial - INTI, 2016.

Libro digital, PDF

Archivo Digital: descarga y online

ISBN 978-950-532-311-1

1. Diseño. 2. Máquina Herramienta. 3. Calidad. I. Burroni, Laura Valeria, colab. II. Poldi, Leandro Ariel, colab. III. Zaszczynski, Cristian Gabriel, colab. IV. Título.

Índice

INTRODUCCIÓN, POR JORGE ALVAREZ	7
1. METROLOGÍA DIMENSIONAL	9
El proceso de medición	9
Exactitud de las medidas obtenidas	9
Errores de medición	10
Influencia de la temperatura en la medición	12
Incertidumbre de medición	13
Sistema de unidades	14
Instrumentos de medición	16
2. INTRODUCCIÓN A LAS TOLERANCIAS	27
Conjuntos mecánicos	27
Intercambiabilidad	28
Normalización	31
¿Para qué sirven las tolerancias? Condiciones de ensamblado y funcionales	34
Causas que originan las desviaciones en la fabricación	37
3. TOLERANCIAS DIMENSIONALES	39
Definiciones fundamentales	39
Definición del sistema de tolerancias ISO	40
Anotación de las tolerancias en planos	46
4. SISTEMAS DE AJUSTES	49
Vinculaciones fijas y móviles. Ajustes	49
Sistemas de ajuste de agujero único y de eje único	50
Tablas de tolerancias y ajustes	53
Control mediante calibres pasa-no pasa	54
Tolerancias de fabricación de calibres de límites	55

5. SELECCIÓN DE AJUSTES	63
Recomendaciones generales	63
Aplicación racional de las tolerancias	65
Particularidades del sistema propuesto	71
6. DISEÑO DE UNIONES A PRESIÓN	73
Cálculo analítico de la unión	73
Implementación de planilla de cálculo	77
Influencia de la rugosidad superficial y los cambios de temperatura	79
Diseño de uniones en piezas complejas	80
7. TOLERANCIAS GENERALES DE FABRICACIÓN	83
Diferencias admisibles para piezas sin indicación de tolerancia	83
Tolerancias generales asociadas a distintos procesos	85
8. TOLERANCIAS ASOCIADAS A LOS RODAMIENTOS	89
Tolerancias normalizadas en rodamientos	89
9. TOLERANCIAS EN PIEZAS PRISMÁTICAS	97
Ajuste de piezas prismáticas	97
10. COORDINACIÓN DE TOLERANCIAS	101
Análisis de coordinación de tolerancias	101
11. CONSIDERACIONES ESTADÍSTICAS	105
Introducción	105
Curvas de distribución	105
Juegos o aprietos resultantes desde el punto de vista estadístico	108
Coordinación de tolerancias desde el punto de vista estadístico	110
Análisis de apilado de tolerancias desde distintos puntos de vista	113
Control estadístico de procesos	120
Control estadístico integrado	125
Control estadístico en la producción	126
Control estadístico en el diseño. Indicaciones en el dibujo	127
Tolerancias e incertidumbre	130

12. TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS	133
Tolerancias de forma y posición	133
Aplicaciones prácticas de tolerancias geométricas	171
Condición de máximo material	179
Condición de máximo material en perpendicularidad	182
Condición de máximo material en tolerancia de posición	183
Condición de máximo material en concentricidad	185
Dimensión virtual	186
Aplicación de dimensión virtual a la perpendicularidad	187
Diagrama de tolerancias dinámico	188
Medición de errores de forma y posición	190
Medición de errores de circularidad	194
13. TERMINACIÓN DE LAS SUPERFICIES	205
Rugosidad superficial	205
Selección de rugosidad superficial	211
Acotación de rugosidad en planos	215
Influencia de la rugosidad en el ajuste obtenido	215
14. BIBLIOGRAFÍA	217
Libros y artículos varios	217
Normas citadas y para consulta	219
Páginas web recomendadas	221

Introducción

Todo conjunto mecánico está compuesto por piezas de diversa índole cuyas dimensiones necesitan ser especificadas de cierta manera para asegurar que las mismas se ensamblen en forma correcta y además presenten un funcionamiento acorde con los requerimientos establecidos en cada caso. Cuando además se trata de la fabricación en serie, deben tenerse en cuenta diversos aspectos que hacen a las capacidades de las máquinas y equipos para obtener de manera eficiente las dimensiones establecidas y además mantenerlas bajo control durante todo el proceso de producción. Para ello, existen sistemas normalizados de tolerancias dimensionales y ajustes compuestos por una serie de normas IRAM en nuestro país, que en general hacen referencia a las normas ISO internacionales.

Dichos sistemas presentan un amplio abanico de normalizaciones, que pretende cubrir todas las situaciones que pueden presentarse en diversos campos de la industria metalmecánica y de manufactura, pero existe bastante poca bibliografía sobre la aplicación a casos concretos.

Normalmente esta información es parte del *know how* de cada empresa, basado en la experiencia de años de fabricación de productos similares, en análisis de ingeniería complejos, en el estudio de los reportes de fallas de productos en uso, o como resultado de procesos de reducción de costos, entre otras fuentes. No obstante, en los distintos capítulos de este libro se han incluido datos concretos que ayudarán al personal técnico a tomar decisiones a la hora de especificar las tolerancias dimensionales, al menos en la fase inicial de diseño de un producto. El material incluido es en parte fruto de la recopilación de estudios de casos realizados por mí, como técnico del Instituto Nacional de Tecnología Industrial, en más de 30 años de interacción con la industria en ramas diversas, y en parte se basa en la capacitación brindada por expertos japoneses a través de los distintos proyectos llevados a cabo en la institución con la Agencia de Cooperación Internacional de Japón (JICA).

En particular, el título del libro “Tolerancias dimensionales en el diseño mecánico”, tiene que ver con la propuesta de uso de un sistema de racionalización de tolerancias y ajustes muy difundido en la industria de manufactura de Japón, plasmado en la norma JIS B 0401. En dicho sistema, mediante el uso de alrededor de solamente 40 ajustes se contemplan todas las posibilidades prácticas de uso en el campo de la mecánica, abarcando desde las calidades más finas (5-6) hasta las muy bastas (9-10), tanto para los casos de ajuste con juego como para los de interferencia. La aplicación en la industria de las recomendaciones de este sistema de racionalización se traduce en una serie de ventajas operativas como la simplificación del instrumental y de los dispositivos de medición y control, que se traducen en una evidente mejora económica por reducción de costos y en definitiva en un aumento de competitividad de la empresa.

A lo largo de los diferentes capítulos se dan los lineamientos teóricos del sistema de tolerancias y ajustes, las recomendaciones prácticas para su selección y el uso en elementos especiales tales como piezas zunchadas, rodamientos o piezas prismáticas. Además se introducen

conceptos de estadística, vistos desde una óptica puramente práctica y de aplicación concreta. Finalmente se incorpora un capítulo de definición y aplicaciones de las tolerancias de forma y posición y de la rugosidad superficial, tópicos íntimamente relacionados con las tolerancias dimensionales, que en la actualidad conforman un paquete prácticamente indivisible a la hora de caracterizar dimensionalmente las diversas piezas a fabricar.

Debe destacarse que, por lo general, las grandes empresas transnacionales y en particular las de la industria automotriz tienen muy bien establecido su sistema de normas en lo que respecta a las tolerancias dimensionales y, a su vez, lo han transferido exitosamente a su cadena de proveedores. Pero existe en nuestro país una gran cantidad de pymes del rubro metalmecánico, tales como las de maquinaria agrícola, maquinaria para la industria de la alimentación, equipos de minería y transporte, entre otras, en las que, si bien se utilizan las tolerancias dimensionales, estas no están explotadas en todo su potencial, y existe, por lo tanto, una gran oportunidad de mejora.

Esta publicación va dedicada a los profesionales y técnicos de esas empresas, que día a día deben enfrentar distintos desafíos en escenarios cada vez más competitivos, esperando que su aplicación sistemática y sostenida se convierta en una herramienta más de mejora de la productividad.

Ing. Jorge Alvarez

Director del Programa de Asistencia a Consumidores
y a la Industria de Manufacturas de INTI⁽⁴⁾

COLABORADORES

Laura Valeria Burroni

Leandro Ariel Poldi

Cristian Gabriel Zaszczynski

⁽⁴⁾ Jorge Alvarez es ingeniero mecánico electricista por la Universidad Nacional de Córdoba, profesor titular de Tecnología II en la carrera de Diseño Industrial de la Facultad de Arquitectura, Urbanismo y Diseño y ex profesor adjunto de Tecnología Mecánica en la Facultad de Ciencias Exactas, Físicas y Naturales de la misma universidad. Ha dictado numerosos cursos de especialización y de posgrado en la temática. Desarrolló su carrera profesional durante más de 30 años en el INTI, dirigiendo grupos de trabajo en el área de diseño mecánico, realizando asistencia técnica a empresas del rubro metalmecánico y autopartista. Fue responsable técnico del proyecto Cooperación Técnica para la Actualización de la Tecnología de Diseño y Manufactura de Maquinaria Industrial, de la Agencia de Cooperación Internacional de Japón (JICA), en el marco del cual realizó pasantías en empresas japonesas fabricantes de maquinaria industrial, autopartistas y de máquinas herramientas.

1. METROLOGÍA DIMENSIONAL

EL PROCESO DE MEDICIÓN

Aunque la palabra medición es bien conocida por todos, son pocas las personas que tienen una idea cabal del número y diversidad de tareas que aquella expresión comprende. No solamente el tomar una longitud cualquiera sobre una regla graduada o con un calibre debe considerarse como medición, sino también la lectura de un amperímetro, de un termómetro, la observación del contador de revoluciones en el automóvil y hasta la apreciación de una distancia por la indicación del número de las horas de marcha que se invierten para llegar a tal o cual punto.

En todos los casos mencionados el concepto de medir lleva involucrada la realización de una comparación. Por lo tanto, podemos decir que medir es el acto de comparar una magnitud determinada con otra de su misma especie. Y es en este principio que se basan todos los instrumentos de medición y control. La técnica de medir es conocida como Metrología, y en el caso de la medición de longitudes, será Metrología dimensional.

Entonces, la medición consiste en obtener la cantidad de veces que una cierta magnitud unidad se encuentra contenida entre límites fijados. Estos límites no siempre son visibles o perfectamente determinados, como por ejemplo el caso de medición de diámetros, profundidades, espesores, etc. en los cuales se debe tomar la distancia entre dos planos paralelos o entre superficies cilíndricas o incluso esféricas.

EXACTITUD DE LAS MEDIDAS OBTENIDAS

Siempre que se mide algo, las medidas obtenidas no son exactas, es decir, no se obtiene un valor real e indiscutible, ya que la medida obtenida dependerá de una serie de factores, entre los que podemos destacar:

- La apreciación del instrumento (menor división del instrumento: m, dm, cm, mm, μm).
- La precisión del instrumento (desgaste, divisiones inexactas o irregulares).
- Las condiciones ambientales (influencia de la temperatura).
- La habilidad del operador efectúa la medición (error de paralaje).

Cuando se tomen medidas directas, la menor división del instrumento empleado dará el grado de apreciación de la medición efectuada. Por ejemplo, con una cinta graduada con divisiones de 1 milímetro se obtendrán lecturas directas milimétricas. Enseguida veremos que hay diversos artilugios para mejorar la apreciación de los instrumentos, mediante lo que llamamos medidas en forma indirecta (nonio, palmer, etc.).

Si se habla de la precisión de la medida obtenida, debe notarse que esta dependerá tanto de la calidad del instrumento, de la menor división del mismo, como de la habilidad del operador. Este último podrá apreciar a “ojo” si el tamaño de la menor división lo permitiera, cuál es la medida más aproximada a la real. Por ejemplo, en el caso de que la menor división fuera el milímetro, podrá apreciar con las décimas de milímetros, tal como se muestra en la figura:



ERRORES DE MEDICIÓN

Cuando se mide se introducen errores en la medición (e) que representan la diferencia entre el verdadero valor (m) y la medida realizada (m_i):

$$e = m - m_i$$

Existen dos tipos de errores:

- Los errores sistemáticos
- Los errores accidentales

Los errores sistemáticos son causados por defectos que puede tener el instrumento, por deficiencias del método de medición empleado o por fallas del observador. Son difíciles de detectar, y por más mediciones que se hagan, las mismas siempre estarán afectadas del mismo error. Además, por sus propias características son difíciles de eliminar.

Los errores accidentales son producidos por causas fortuitas y accidentales como su nombre lo indica. Varían al azar, y pueden producirse en un sentido o en otro (en más o en menos), a diferencia de los errores sistemáticos que tiene siempre el mismo sentido. Además no tienen siempre el mismo valor absoluto. Son muy frecuentes y se presentan por ejemplo debido a la distinta interpretación de la coincidencia entre el índice y la escala del instrumento, a descuidos por parte del observador, etc. Por producirse al azar es posible disminuirlos siguiendo los lineamientos de la teoría de errores de Gauss, que no hace otra cosa que aplicar a las mediciones conceptos relacionados con las probabilidades.

Para ello se hacen n mediciones, $m_1, m_2, m_3, \dots, m_n$, de lo que resulta el valor más probable:

$$\bar{m} = \frac{\sum m_i}{n}$$

El error individual asociado a cada medición será:

$$x_i = \bar{m} - m_i$$

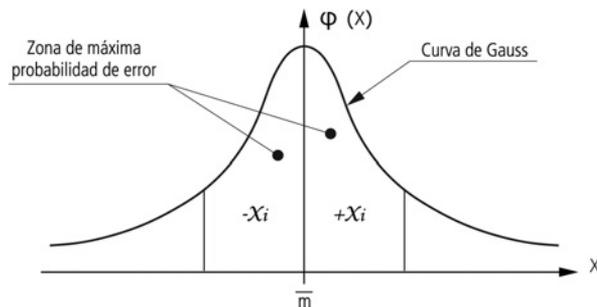
x_i es el error de la medición efectuada respecto del valor más probable, que en principio debería ser igual en ambas direcciones, es decir $+x_i$ o $-x_i$. Por lo tanto, por ser los errores de la medición en ambas direcciones de igual valor absoluto pero de signos diferentes, se anularían mutuamente, resultando:

$$\sum_{i=1}^n x_i = 0$$

Para evitar esta situación se toma la sumatoria de los cuadrados de los x_i , se los divide por el número de mediciones n y se le extrae la raíz cuadrada, obteniéndose el error medio cuadrático, que por lo tanto es una medida de los errores en la serie de mediciones:

$$\Delta m = \sqrt{\frac{\sum x_i^2}{n}}$$

En la teoría de errores se define una función $\phi(x)$ llamada función error de Gauss, que nos da la probabilidad de obtener un cierto error x_i dentro de un cierto intervalo cuando se hace un número grande de mediciones. La gráfica de esta función es la llamada campana de Gauss.



La zona delimitada por $-x_i$ y $+x_i$ representa los errores probables tanto en más como en menos. Si por ejemplo queremos evaluar un error de pequeño alejamiento de la media, levantando la ordenada hasta la curva, vemos que el valor de $\phi(x)$ es grande, mientras que si nos alejamos de la media, este valor se hace cada vez más pequeño. Lo que nos dice prácticamente esta curva es que la probabilidad de cometer errores pequeños es grande, mientras que la de cometer errores grandes es pequeña.

Si se desea se puede seguir tratando en forma matemática este tema, lo cual excedería los propósitos de esta publicación. Es por esto que solamente se indican algunos conceptos a modo de introducción.

Para revisar los distintos tópicos hasta aquí tratados, los distintos conceptos y sus términos asociados se recomienda revisar el Vocabulario Internacional de Metrología. En el vínculo: http://www.inti.gob.ar/fisicaymetrologia/pdf/span_VIM.pdf, podrá hallarse una traducción al español de este documento.

INFLUENCIA DE LA TEMPERATURA EN LA MEDICIÓN

Debido a la dilatación que sufren los metales con la temperatura, cuando se necesita obtener medidas con cierto grado de precisión hay que tener en cuenta la variación dimensional que sufren tanto los elementos a medir como los propios instrumentos de medición. En muchos casos los materiales con que están contruidos los instrumentos no son los mismos que los del elemento a medir, por lo tanto presentan diferentes coeficientes de dilatación, y evidentemente sufrirán diferentes variaciones dimensionales al someterlos a cambios de temperatura. Por tal motivo, se deben corregir los valores obtenidos a una temperatura base, utilizándose la conocida fórmula:

$$l = l_0 \pm l_0 \delta \Delta t = l_0 (1 \pm \Delta t)$$

Siendo:

l : longitud a la temperatura de medición.

l_0 : longitud a la temperatura de referencia (temperatura base).

δ : coeficiente de dilatación lineal ($1/^\circ\text{C}$).

Δt : variación de temperatura ($^\circ\text{C}$).

En nuestro país se toma 20°C como la temperatura de referencia, lo mismo que en el resto de los países que adoptaron el Sistema Internacional de Unidades. En Estados Unidos de Norteamérica, en cambio, la temperatura de referencia es 62°F ($16,67^\circ\text{C}$). El coeficiente de dilatación lineal del acero es $\delta = 0,000011\ 1/^\circ\text{C}$.

Como dato práctico, cabe aclarar que la influencia de la temperatura es importante cuando se mide con precisiones del orden de la centésima de milímetro. A título de ejemplo, pensemos una varilla de acero de 1000 mm, que se encuentra a 35°C . Su longitud a esta temperatura será:

$$l = 1000(1 + 0,000011 \cdot 15) = 1000,165\ \text{mm}$$

Es decir, 0,165 mm más larga que si estuviera a 20 °C. Esto debe ser tenido en cuenta cuando se trata de piezas de cierto grado de precisión. Por supuesto, el instrumento de medición también sufre variaciones que, obviamente también deberían ser tenidas en cuenta. El tratamiento metroológico de las mediciones es toda un área del conocimiento que excede los propósitos de esta publicación, por lo que solo nos limitaremos a reconocer que todos estos problemas existen y que deben ser considerados a la hora de “medir” las piezas.

INCERTIDUMBRE DE MEDICIÓN

Tal como se dijo, al medir una longitud se comete cierto error, que depende de una serie de factores, y que se pretende que sea lo más pequeño posible, pero existe. También se dijo que mediante la aplicación de la estadística pueden controlarse estos errores y, al menos, saber de qué magnitud son.

Desde hace unos cuantos años se ha comenzado a aplicar el concepto de la incertidumbre de medición que no es otra cosa que el conocimiento, o la cuantificación de cuál puede ser el error que se cometió al realizar una determinada medición. Es importante tener en claro las diferencias entre los conceptos de error e incertidumbre.

- Error: es la diferencia entre un valor medido y el valor verdadero del objeto que se está midiendo.
- Incertidumbre: es la cuantificación de la duda que se tiene sobre el resultado de una medición.

Entonces, el resultado de cualquier medición es solo una aproximación o estimación del verdadero valor de la cantidad sometida a medición. De esta forma, la expresión del resultado de una medición es completa únicamente si va acompañado del valor de la incertidumbre asociada a dicha medición. La incertidumbre es por tanto una información numérica que complementa un resultado de medición, indicando la cuantía de la duda acerca de este resultado.

Si bien la incertidumbre se puede aplicar a cualquier resultado de una medición, lo más usual es verla asociada a los resultados de calibraciones dados por los laboratorios. Siempre que se informen resultados de calibración, es obligatorio proporcionar alguna indicación cuantitativa de la calidad del resultado, de manera tal que los usuarios puedan evaluar su confiabilidad. Al respecto, citamos la norma IRAM 301: “Un laboratorio de calibración... debe tener y aplicar un procedimiento para estimar la incertidumbre de medición para todas las calibraciones y todo tipo de calibraciones”.

SISTEMA DE UNIDADES

En nuestro país rige el Sistema Métrico Legal Argentino (SIMELA), el cual adopta las mismas unidades, múltiplos y submúltiplos del Sistema Internacional de Unidades (SI). El SIMELA fue establecido por la ley 19511 de 1972 (Ley de Metrología), como único sistema de unidades de uso autorizado en Argentina.

El **Sistema Internacional de Unidades** (abreviado **SI** del francés: *Le Système International d'Unités*), también denominado **Sistema Internacional de Medidas**, es el nombre que recibe el sistema de unidades que se usa en la mayoría de los países y es la forma actual del sistema métrico decimal.

Como dato curioso, cabe destacar que en la actualidad hay solo tres países en el mundo que no han adoptado el Sistema Internacional de Unidades como prioritario o único en su legislación. Estos son: Myanmar, Liberia y Estados Unidos.

El SI también es conocido como “sistema métrico”, especialmente en las naciones en las que aún no se ha implantado para su uso cotidiano. Fue creado en 1960 por la Conferencia General de Pesos y Medidas, la que inicialmente definió seis unidades físicas básicas, para luego, en 1971, añadir la séptima unidad, el mol.

A continuación se indican las siete unidades básicas del sistema:

Magnitud de base	Unidad de base SI	
	Nombre	Símbolo
Longitud	metro	m
Masa	kilogramo	kg
Tiempo	segundo	s
Corriente eléctrica	ampere	A
Temperatura termodinámica	kelvin	K
Cantidad de materia	mol	mol
Intensidad luminosa	candela	cd

Todas las demás unidades que se utilizan son derivadas de estas siete fundamentales. A continuación se muestran algunos ejemplos de magnitudes usuales:

Magnitud derivada	Unidad derivada SI	
	Nombre	Símbolo
Superficie	metro cuadrado	m ²
Volumen	metro cúbico	m ³
Velocidad	metro por segundo	m/s
Aceleración	metro por segundo cuadrado	m/s ²
Densidad	kilogramo por metro cúbico	kg/m ³
Densidad de corriente	ampere por metro cuadrado	A/m ²
Campo magnético	ampere por metro	A/m

Se han definido también unidades SI derivadas con nombres y símbolos especiales, de las cuales se dan a continuación algunos ejemplos:

Magnitud derivada	Unidad derivada SI			
	Nombre	Símbolo	Expresada en términos de otra unidad SI	Expresada en términos de unidades SI de base
Frecuencia	hertz	Hz		s^{-1}
Fuerza	newton	N		$m.kg.s^{-2}$
Presión, tensión	pascal	Pa	N/m^2	$m^{-1}.kg.s^{-2}$
Energía, trabajo, cantidad de calor	joule	J	$N.m$	$m^2.kg.s^{-2}$
Potencia, flujo energético	watt	W	J/s	$m^2.kg.s^{-3}$
Diferencia de potencial eléctrico, fuerza electromotriz	volt	V	W/A	$m^2.kg.s^{-3}.A^{-1}$
Resistencia eléctrica	ohm	Ω	V/A	$m^2.kg.s^{-3}.A^{-2}$
Temperatura Celsius	grado Celsius	$^{\circ}C$		K
Ángulo plano	radian	rad		$m.m^{-1} = 1$

Finalmente, cabe expresar que, para adaptarse al rango de medición de que se trate, todas las unidades pueden ir acompañadas de prefijos, se indican en la siguiente tabla los más usuales:

Factor	Nombre	Símbolo
10^9	giga	G
10^6	mega	M
10^3	kilo	k
10^2	hecto	h
10^1	deca	da
10^{-1}	deci	d
10^{-2}	centi	c
10^{-3}	mili	m
10^{-6}	micro	μ

Para mayores detalles consultar:
<http://www.inti.gob.ar/fisicaymetrologia/sistemas.htm>

El Instituto Nacional de Tecnología Industrial (INTI) es el Instituto Nacional de Metrología (INM) en la República Argentina al cual, según el decreto reglamentario 788/03 de la Ley 19511, le han sido asignadas, entre otras funciones, las de realizar, producir y mantener los patrones nacionales de medida y difundir su exactitud.

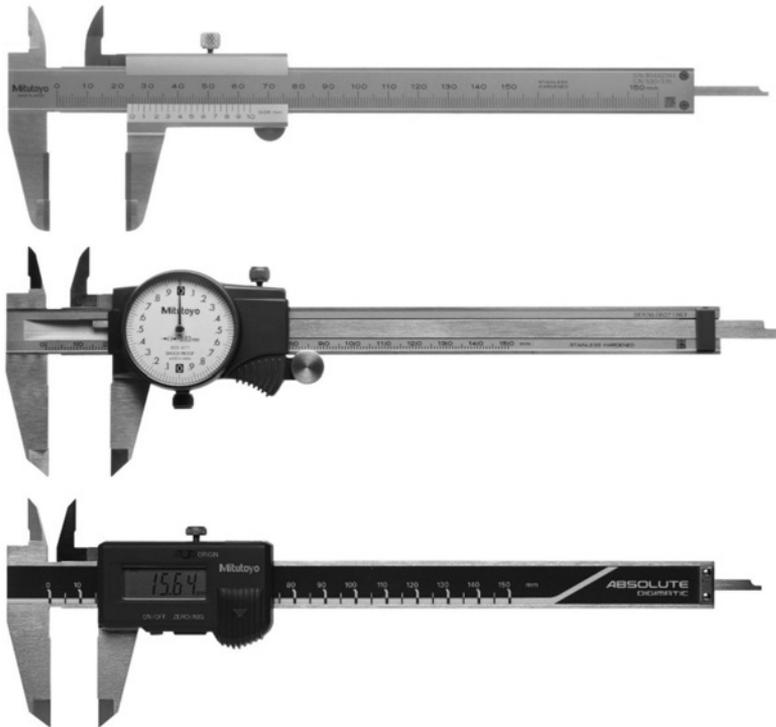
Además, el INTI es reconocido internacionalmente como el INM de Argentina y es firmante del Acuerdo de Reconocimiento Mutuo de Patrones Nacionales de Medida y de Certificados de Calibración y Medición emitidos por INM, cuyo texto se encuentra publicado en el sitio web del *Bureau International des Poids et Mesures* (<http://www.bipm.org/en/cipm-mra/participation/signatories.html>), con lo cual garantiza la trazabilidad de sus mediciones a patrones internacionales.

INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN

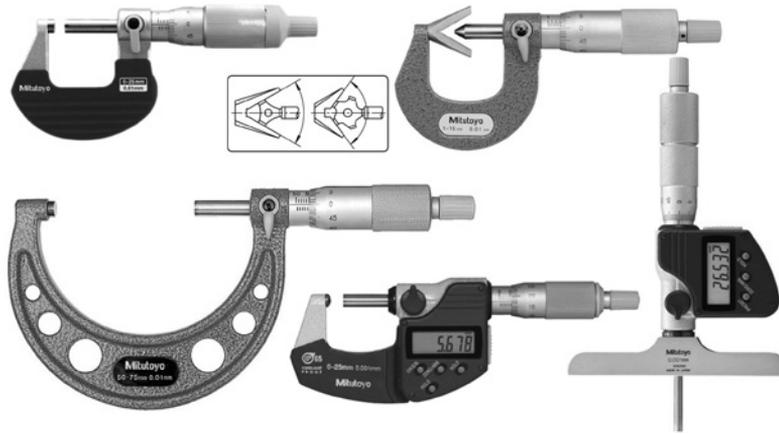
Todas las piezas fabricadas por mecanizado, fundidas, forjadas, etc., ya sea en las distintas etapas de su fabricación o cuando se encuentran terminadas, deben ser medidas y controladas de manera que sus dimensiones coincidan con lo indicado en los planos. Los controles dimensionales se pueden hacer en cada puesto de trabajo (al pie de la máquina herramienta), para la verificación de algunas dimensiones importantes obtenidas en esa operación particular o bien en el gabinete de metrología, en donde se hace un control exhaustivo de algunas piezas, dependiendo del criterio estadístico utilizado para control de la producción.

Para los controles en el puesto de trabajo se utilizan distintos instrumentos de mano tales como calibres, micrómetros y comparadores, y en el caso de las producciones en serie para agilizar y uniformar la tarea de control se utilizan los denominados calibres de límites (pasa-no pasa), los cuales están basados en las tolerancias asignadas a cada dimensión.

En las figuras siguientes se muestran distintos tipos de calibres y micrómetros:



Calibres



Micrómetros

Los calibres permiten apreciar 0,1, 0,05 o 0,02 mm según el tipo de que se trate, mientras que con los micrómetros se pueden apreciar menores valores, por ejemplo 0,01 o 0,005 mm. Sus principios de medición se basan en el Vernier para los calibres y en los tornillos micrométricos para los micrómetros. Actualmente se encuentra gran variedad de instrumentos digitales, los cuales conservan la forma, pero los principios de medición son diferentes y ya no es necesaria la habilidad del operador para la medición, ya que poseen un visor digital en el cual indican directamente la lectura tomada.

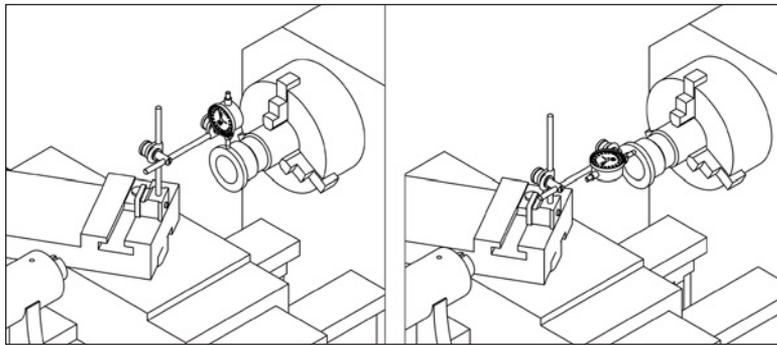
Otro tipo de instrumentos muy utilizados son los comparadores. Estos, como su nombre lo dice, comparan, es decir, indican una diferencia entre dos cotas, mientras que los calibres y micrómetros indican una dimensión absoluta. En la figura siguiente se muestran algunos tipos de comparadores.



Comparadores

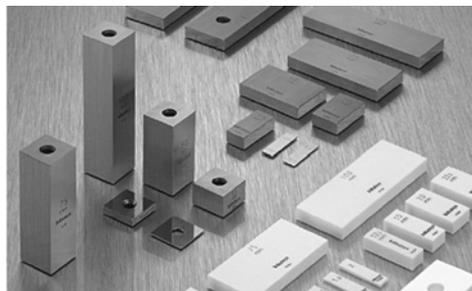
Los comparadores poseen un dial en el cual se ven amplificadas, por un sistema de cremallera y rueda dentada, los desplazamientos de su vástago. Se utilizan montados en distintos tipos de dispositivos, tales como bases magnéticas, o en una base con columna sobre la cual desliza un brazo con el comparador, tal como se ve en las figuras.

Los comparadores también son utilizados para las operaciones de puesta a punto, para detectar movimientos relativos, como por ejemplo centrar las piezas en el husillo de las máquinas herramienta, tal como puede verse en la figura. Allí se ve la aplicación de un comparador para centrar una pieza en el torno, tanto en el sentido radial como en la cara frontal.



En los trabajos de medición en el gabinete de metrología se utilizan los denominados bloques patrón (antiguamente, galgas). Estos son bloques de acero u otros materiales, los cuales han sido mecanizados con una gran precisión y tienen grabada su dimensión. Con respecto a los materiales con que son fabricados, en la actualidad se pueden encontrar los tradicionales de acero, pero también se proveen bloques cerámicos. Entre los cerámicos se encuentran los de óxido de zirconio (Zr_2O), que tiene un coeficiente de dilatación térmica muy similar al del acero, y por lo tanto pueden ser utilizados en combinación. Existen también los de carburo de tungsteno (CW) y los de nitruro de silicio (Si_3N_4). Estos últimos se caracterizan por su extremadamente bajo coeficiente de dilatación térmica. Los cerámicos en general tienen mucha mayor dureza y por lo tanto resistencia a la abrasión, lo que es conveniente para algunas aplicaciones.

En las figuras se muestran una caja de bloques patrones tal como es provista por su fabricante para el correcto almacenamiento de los bloques cuando no se encuentran en uso, y algunos bloques sueltos.

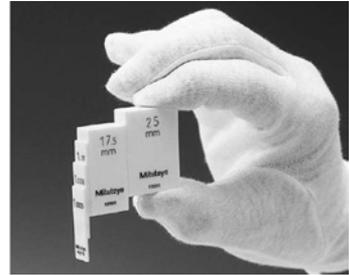


El mecanizado de las superficies de los bloques es extremadamente preciso. Tanto es así, que al poner en contacto un bloque con otro, aparece una fuerza de atracción que hace que estos quedan pegados entre sí. Esta fuerza de atracción no se debe a que alguno de los bloques posea cierto grado de magnetización, como a veces suele suceder con bloques de acero, sino a la aparición de fuerzas de atracción atómica entre los átomos de ambas piezas. Este fenómeno se aprovecha para realizar el apilado de bloques de diferentes medidas con la finalidad de materializar una determinada dimensión. Es decir, realizando un paquete con bloques de distintas medidas, se logra una dimensión exacta mediante la cual se compara por medio de comparadores con las piezas a medir.

Por ejemplo, si se quiere materializar la dimensión 23,502 mm se podrán utilizar las siguientes combinaciones:

$$22,5 + 1,002 = 23,502$$

$$12,5 + 10 + 1,002 = 23,502$$



Todo dependerá de los bloques de que se disponga en el gabinete de metrología. Resulta evidente que mientras menos bloques se utilicen para materializar una medida, menor será la incertidumbre del conjunto, ya que se suman menos factores.

Finalmente, se menciona que existen diversos grados de bloques, con diferentes grados de precisión, de acuerdo a la aplicación a que se los destine, desde el simple uso en la planta de fábrica, hasta el uso en el laboratorio de metrología. En la tabla siguiente se muestran los grados existentes según normas DIN EN ISO 3650, BS 4311, y JIS B 7506:

Grado	Uso
2	Piso de planta, para calibrar dispositivos y mediciones generales.
1	Sala de inspección, para calibración de dispositivos pasa - no pasa y medidores de tipo electrónico.
0	Para uso en gabinete metrológico, con temperatura controlada, como elementos de referencia para calibrar bloques de menor grado.
K	Para el mismo uso, pero con mayor grado de exigencias. Es la calidad más precisa que se fabrica.

Todos los trabajos de medición en los que se requiere cierto grado de precisión se realizan sobre superficies planas muy precisas constituidas por los denominados mármoles de medición.

Los mármoles son bloques de granito rectificadas con una gran precisión, los cuales se colocan sobre bases adecuadas. En trabajos de menor importancia se pueden utilizar mármoles de fundición debidamente rectificadas. En la figura se muestran dos mármoles de granito montados en sus correspondientes bases.



En los mármoles también existen grados en función de la precisión que se requiera. Existen grados 00, 0 y 1 en orden decreciente con respecto al error de planitud especificado. A título de ejemplo se indican algunas dimensiones disponibles:

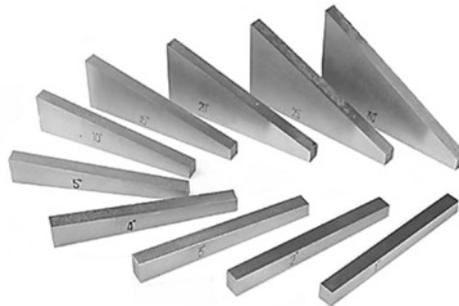
Dimensiones (mm)	Planitud (mm)		
	Grado 00	Grado 0	Grado 1
300 x 300 x 100	0,002	0,003	0,005
600 x 450 x 100	0,0025	0,004	0,008
1000 x 750 x 150	0,003	0,007	0,012
1500 x 1000 x 200	0,004	0,008	0,016

Para los trabajos de medición sobre el mármol se utilizan los denominados calibres de altura. En su extremo de contacto pueden aplicarse distintos dispositivos de acuerdo al trabajo que se quiera realizar, incluso un comparador que permite recorrer superficies para detectar diferencias de altura.

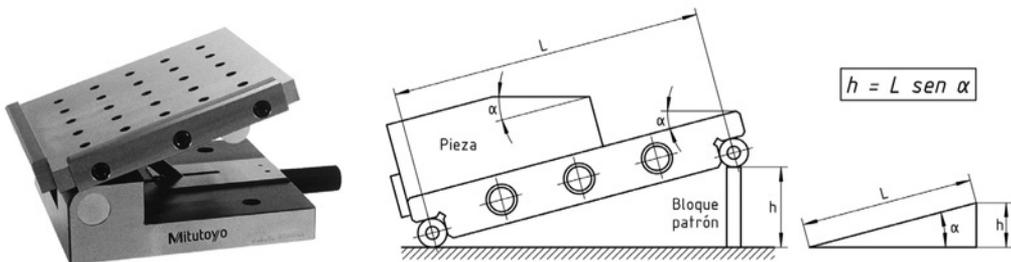


Cuando se necesita posicionar una pieza sobre el mármol con un cierto ángulo nominal, se debe recurrir a patrones angulares o en su defecto a un dispositivo conocido como regla de senos. Los patrones angulares tienen cierta similitud con los bloques patrones ya que pueden adherirse unos con otros para formar el ángulo deseado. Además, tienen la particularidad de que pueden adherirse sumando o restando de acuerdo a como se lo posiciona relativamente. De esta manera, con un juego de bloques compuesto por solamente 4 de ellos (1° , 3° , 9° y 27°) se pueden armar diferentes combinaciones y obtener todas las medidas desde 1° a 40° de grado en grado. Por ejemplo, con los bloques de 1° y 3° puede obtenerse 4° , pero también puede obtenerse 2° invirtiendo la posición de uno de los bloques.

Se pueden tener además patrones con ángulos conocidos tales como 30° , 45° y 60° que son medidas usuales en todo tipo de piezas. En la figura siguiente se muestran algunos patrones como los mencionados.

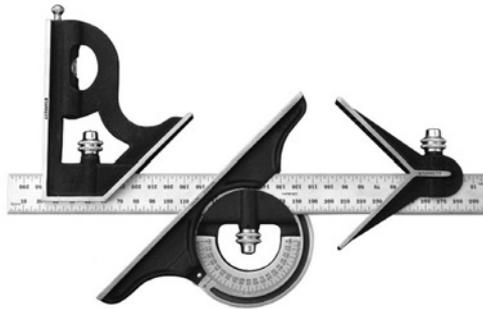


La regla de senos, tal como se ve en la figura consiste en un cuerpo con una superficie de apoyo en la que se coloca la pieza a inspeccionar y dos rodillos con una distancia entre centros conocida (generalmente 100 o 200 mm), los cuales deben ser paralelos entre sí y con la superficie de medición.

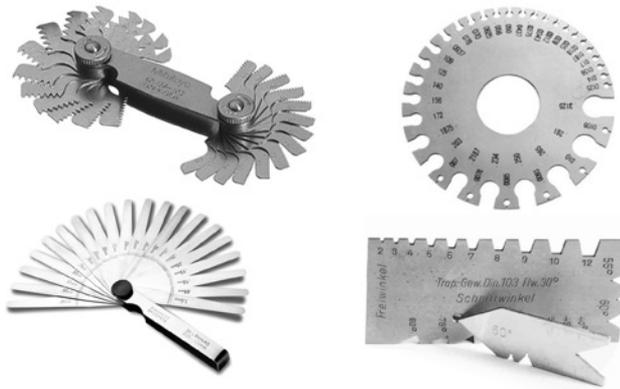


Para obtener el ángulo deseado se requiere colocar uno de los rodillos sobre uno o un conjunto de bloques patrones de la medida conveniente. De esta manera, se obtiene un triángulo rectángulo tal como el indicado, del cual se deduce la altura h necesaria para arribar al ángulo requerido.

Para la medición de ángulos y tareas de trazado en el taller, se utilizan escuadras regulables o combinadas, tal como se muestra, viéndose asimismo las posibles aplicaciones de las mismas. El juego de escuadras combinadas consta de una regla única sobre la cual se pueden colocar 3 tipos de escuadra: una de 90° y 45°, otra de ángulo variable y una en forma de V para el trazado de diámetros en redondos.



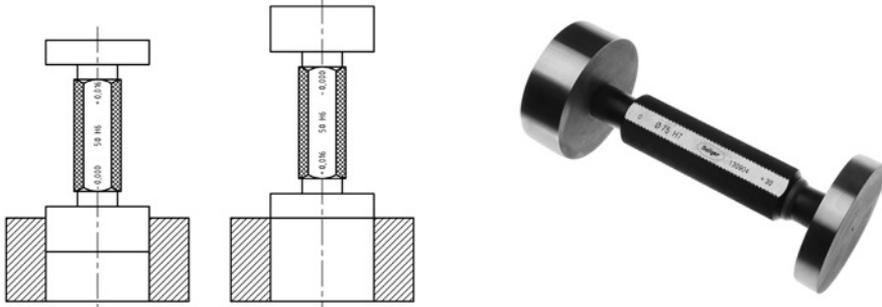
Para la medición en el taller, o constatación rápida, de roscas, radios, espesores y formas diversas se utilizan plantillas con distintas formas, tales como las que se muestran a continuación:



En la producción en serie, para los controles de las operaciones unitarias, se utilizan los calibres de límites o pasa-no pasa. Estos calibres reciben este último nombre por el principio de funcionamiento en que se basan. Por ejemplo, para controlar si un agujero ha sido mecanizado dentro de la tolerancia especificada, se construyen dos tapones cilíndricos:

- El primero con la dimensión mínima permitida para el agujero. Este debe entrar en el agujero al realizar el control, con lo que se asegura que dicho agujero no es menor que esa dimensión mínima. Este tapón por consiguiente se denomina PASA.
- El otro tapón se lo construye con la dimensión máxima permitida para el agujero. Este no debe entrar en el agujero, con lo que se asegura que dicho agujero no es mayor que esa dimensión máxima. Este tapón se denomina NO PASA.

Por comodidad de uso se colocan ambos tapones con un mango común y se los identifica con colores (rojo y verde por ejemplo) o con las letras P y NP. Hay otra manera de identificarlos, ya que el lado no pasa se hace de menor longitud, por no sufrir desgaste en el uso, porque no entra jamás en el agujero. El operario que realiza el control puede asegurar que el agujero se encuentra dentro de la tolerancia especificada, sin embargo no puede decir cuál es su dimensión real, lo que por otro lado no interesa en este caso. En las figuras se muestran estos tipos de calibres.



Calibres PASA-NO PASA para agujeros

Cuando los agujeros a controlar son de grandes dimensiones, el empleo de un tapón cilíndrico ya no resulta práctico, por el excesivo peso que tendría. Por esto, en estos casos se realizan tapones de los denominados chatos, los cuales presentan solo un sector del cilindro original. Para dimensiones aún mayores, se utilizan varillas con sus extremos mecanizados con un radio esférico, y entre cuyas dos superficies esféricas se encuentra la dimensión a controlar.

Empleando la misma filosofía, se construyen calibres de este tipo para el control de ejes. Para los ejes de pequeño diámetro, los calibres adoptan la forma de un anillo (uno pasa y otro no pasa) y para dimensiones mayores tienen la forma de una herradura y se los denomina calibre de boca. En la figura puede verse este tipo de calibres.



Calibres PASA-NO PASA para ejes

Más adelante se incluye un apartado en el que se muestra la metodología para el desarrollo de este tipo de calibres.

El control de las roscas se realiza aplicando criterios similares, pero en este caso resulta más difícil definir la geometría de los calibres, ya que los mismos deben realizar un control integral de la rosca (paso, diámetro, ángulo del filete, etc.). En el caso de las roscas puede controlarse los lados pasa y no pasa, o solamente el pasa. En la figura se muestran algunos calibres de estos tipos.



Pasando a la sala o gabinete de metrología, se encuentran en la industria equipos de medición de mayor porte. Un equipo muy utilizado es el proyector de perfiles. Este equipo tiene las características de un microscopio y presenta la posibilidad de proyectar perfiles ampliados 10, 20, 50 y hasta 100 veces sobre una pantalla circular de aproximadamente 300 mm de diámetro.

Sobre esta pantalla se utilizan plantillas transparentes con las formas que se quieren controlar dibujadas a la misma escala de proyección. Posee, además, una mesa con movimientos en X e Y y lectura digital de las cotas, con lo cual se pueden controlar todas las dimensiones de piezas pequeñas, engranajes, roscas, etc.

Los proyectores con sistema óptico son sumamente precisos y confiables. No obstante, últimamente ha salido al mercado una nueva generación de proyectores que consisten en que el sistema de proyección está compuesto por una cámara de televisión y la proyección se realiza sobre una pantalla de computadora. A esto se agrega la posibilidad de utilizar distintos tipos de software para analizar la imagen obtenida y realizar los controles necesarios.



Proyectores de perfiles

Entre los equipos de laboratorio, también se pueden encontrar rugosímetros, para la realización del control de rugosidad superficial de las piezas mecanizadas, equipos para medición de circularidad, equipos para control integral de ruedas dentadas, etc.



Medición de rugosidad

Medición de circularidad

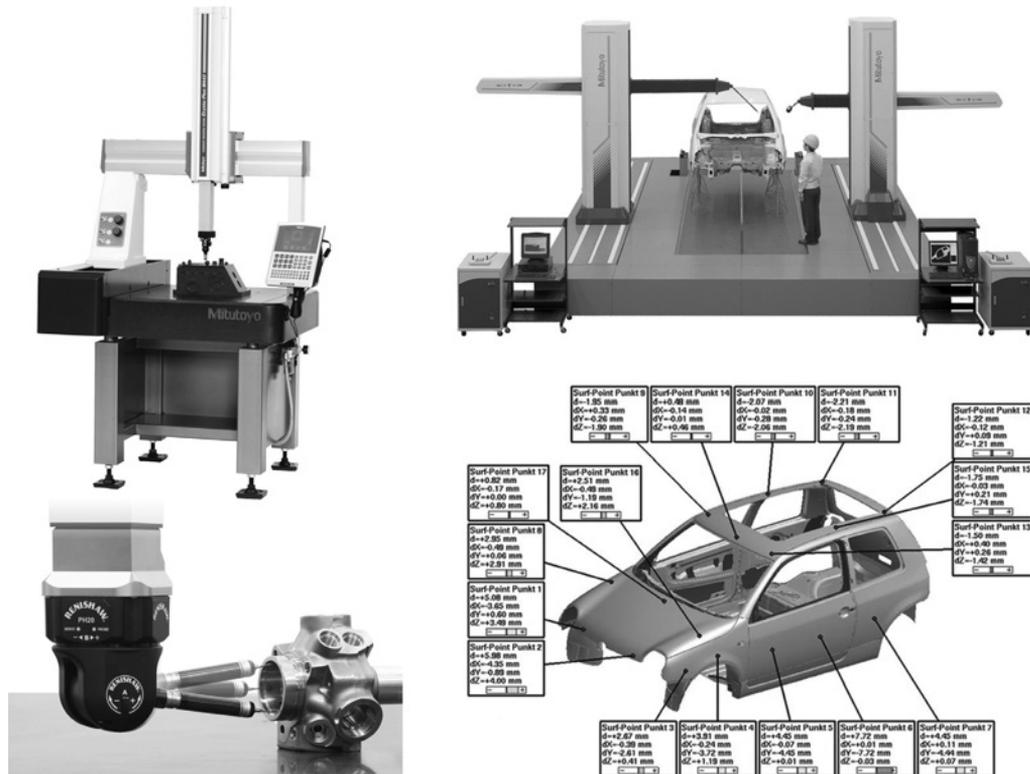
Medición de perfiles

Finalmente, nos referiremos a las máquinas de medir. Estas máquinas son del porte de las máquinas herramientas y en la actualidad gran parte de ellas viene equipada con control numérico. Presentan una mesa de trabajo sobre la cual se fijan las piezas a medir y un husillo en el cual se fijan distintos tipos de palpadores que hacen contacto con las superficies de la pieza a medir y se relevan las coordenadas espaciales (X, Y y Z) de cada punto.

Las máquinas poseen, además, un poderoso software que les permite realizar todo tipo de cálculos para la determinación de las dimensiones de que se trate. Por ejemplo, para medir un círculo basta con hacer contacto con solamente 3 puntos y el programa de la máquina automáticamente realiza los cálculos necesarios para la determinación de su diámetro.

Las máquinas equipadas con control numérico pueden ser programadas para que recorran en forma automática las distintas superficies de una pieza compleja tal como una matriz para estampado de una pieza de automóvil, o la pieza misma y releven ciertos puntos asignados de antemano, por ejemplo.

Avanzando un poco más en el control automático, la máquina de medir puede comparar la geometría relevada con la geometría nominal en 3D de la pieza que ha sido enviada en forma de archivo desde el sector de diseño. De hecho, las compañías automotrices aplican hoy en día este tipo de técnicas para el control de todas las piezas de chapa de los automóviles, las que presentan geometrías sumamente complejas.



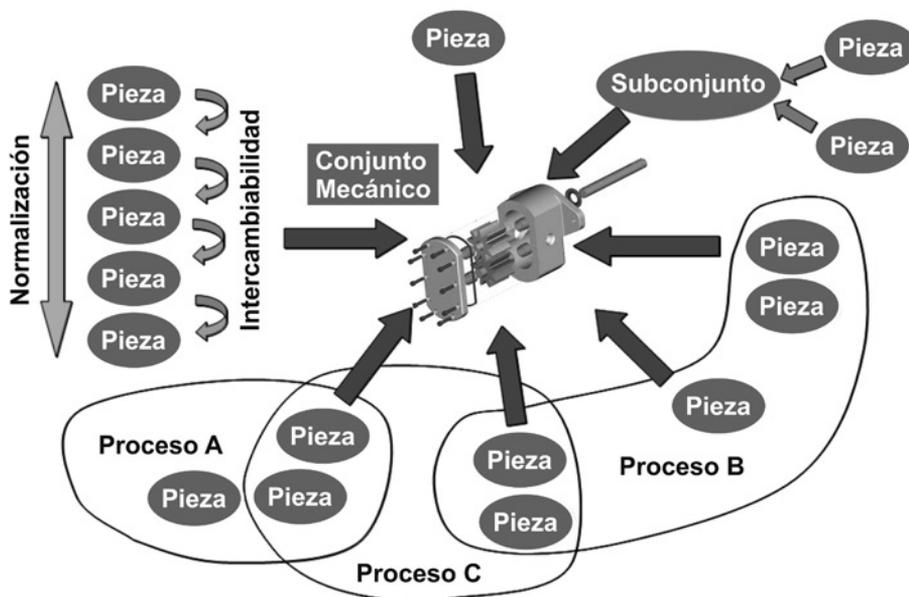
2. INTRODUCCIÓN A LAS TOLERANCIAS

CONJUNTOS MECÁNICOS

Es posible que un producto cualquiera de la industria mecánica sea una pieza individual, pero en la mayoría de los casos debemos hablar de un grupo de piezas, las cuales, ensambladas de alguna manera predeterminada, dan lugar a la formación de un conjunto mecánico. Luego, este conjunto por medio de acciones eléctricas, hidráulicas, ópticas, neumáticas, térmicas, etc., o combinación de algunas de ellas sobre sus partes, realiza una función cumpliendo con determinadas especificaciones de funcionamiento.

A los fines de ensamblar correctamente el citado conjunto y además garantizar el posterior funcionamiento del mismo, debe diseñarse adecuadamente cada una de las piezas en lo que hace a sus formas, dimensiones, posición y características de terminación superficial. Por lo general en todo conjunto mecánico las piezas se dan de a pares, tal como es el caso de un eje en sus bujes de apoyo, un tornillo en su tuerca, una chaveta en su alojamiento o simplemente dos superficies que deben deslizarse una sobre otra.

Existe gran variedad de procesos de fabricación pasando por el mecanizado por arranque de viruta, el forjado, la fundición, el estampado de piezas de chapa, la unión de diferentes partes por soldadura, adhesivos o algún otro método, etc. Hay además distintos tipos de tratamientos que mejoran alguna propiedad mecánica tales como el temple y revenido, tratamientos superficiales como el nitrurado, galvanizado, o simplemente un granallado el cual mejora notablemente la resistencia a la fatiga. Debemos incluir además los procesos de fabricación que involucran otro tipo de materiales diferentes de los metálicos hasta aquí mencionados, tal como es el caso de materiales plásticos, cerámicos e incluso materiales compuestos. No es motivo de este libro hablar de la infinidad de procesos de fabricación posibles de aplicar a la producción de piezas y conjuntos mecánicos, pero sí diremos que en todos estos métodos es posible fijar ciertas pautas dimensionales y funcionales que permitan acotar las desviaciones de fabricación que pudieran producirse. En general definimos a las especificaciones de estas **desviaciones permitidas** como las **tolerancias de fabricación**.



INTERCAMBIABILIDAD

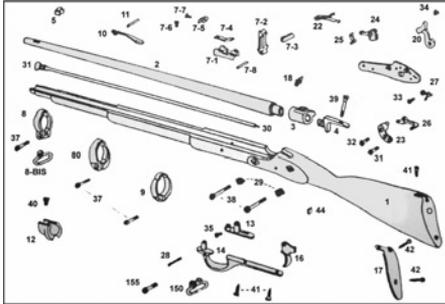
Si de un lote de piezas construidas según una cierta tolerancia dimensional, con características de terminación superficial y propiedades mecánicas similares, “cualquier pieza tomada al azar puede ser utilizada en lugar de otra con la misma probabilidad de que se arme el conjunto correctamente” y lo que es más importante aún, “que el mismo funcione en forma adecuada”, luego se dice que las piezas en ese lote son “intercambiables”.

Una pieza mecánica puede tener una serie de características, cada una de las cuales puede a su vez tener cierto efecto sobre el armado del conjunto y su posterior performance. Luego, al hablar de intercambiabilidad, debe asegurarse esta propiedad para todas y cada una de las características mencionadas.

Debe notarse que en el primer párrafo se hizo mención a la probabilidad, y de hecho el problema de la intercambiabilidad, como en general todo problema referido a tolerancias, tiene un enfoque estadístico que necesariamente debe ser tenido en cuenta. Que exista una intercambiabilidad del 100 % de las piezas sería lo ideal, pero se verá más adelante que esto implica un costo muy elevado. Por lo tanto, se fijará el criterio de intercambiabilidad de acuerdo al caso que se esté considerando, realizando la correspondiente justificación económica para cada caso. Por ejemplo, podemos decir que para determinada aplicación es aceptable una intercambiabilidad del 95 %⁽¹⁾.

⁽¹⁾ Más adelante, al tratar aspectos estadísticos relacionados con las tolerancias, se justificará esta cuestión.

El concepto de intercambiabilidad se comenzó a aplicar inicialmente a la fabricación de armas, con la aparición en el siglo XVIII de los primeros fusiles, donde los mecanismos muchas veces se atascaban y había que proceder a cambiar partes para mantener operativa el arma en medio de la batalla. Obviamente aquí, además de la cuestión económica, estaba en juego algo mucho más importante como era la propia vida de quien operaba el arma. Lamentablemente, existen muchos otros ejemplos de innovaciones surgidas de necesidades similares relacionadas con la industria bélica, pero por fortuna, muchas de ellas luego fueron aplicadas a cubrir necesidades de la vida cotidiana.



Otro gran hito en el que la intercambiabilidad tuvo un papel fundamental fue la aparición de la fabricación en serie o en cadena, sistematizada por Taylor a principios del siglo XX, si bien ya había sido enunciada en el siglo pasado durante la revolución industrial. El que realmente llevó a la práctica en gran escala los conceptos de Taylor fue Henry Ford, quien, a partir de 1908, comenzó la fabricación en serie de su modelo T, donde la intercambiabilidad de las piezas, junto con la estandarización y el concepto de línea de montaje se convirtieron en condiciones fundamentales. La idea principal de Ford era que, si fabricaba coches en serie, los costos de producción del automóvil se reducirían, lo que permitiría bajar también el precio de venta y eso haría aumentar la demanda, el mercado y en definitiva, la llegada del automóvil al grueso de la población. Este sistema de fabricación se aplicó en la industria automotriz y a la vez se difundió a otras ramas industriales durante varias décadas, hasta que en los años 70 aparece el método Toyota, que aporta mayor flexibilidad y la posibilidad de diversificación en el sistema de fabricación, pero manteniéndose vivo y a la vez fortaleciéndose el concepto de la intercambiabilidad.



A lo largo de la historia aparecen diversas herramientas en la industria automotriz tendientes fundamentalmente a la reducción de los defectos en la fabricación de partes. Por ejemplo el sistema denominado Total Quality Management (TQM o administración total de la calidad), dentro de la cual, según algunos autores, aparecieron cerca de 400 distintas herramientas para manejar el tema de los defectos y su prevención. Esta metodología se basa fundamentalmente en analizar los errores y poder realizar cambios en el proceso para que estos se vayan minimizando, en una suerte de proceso continuo caracterizado por el bien conocido ciclo de Deming (planear-realizar-estudiar-actuar).

Posteriormente aparece de manera paralela otro sistema denominado seis sigma (6σ), el cual tomó solo ciertas herramientas del TQM, convirtiéndose en la técnica más usual para monitorear defectos y mejorar la calidad. Este método entrena un pequeño grupo interno de técnicos líderes, conocidos como cintas negra y verde de seis sigma, aplicando técnicas de mejora parecidas a las del concepto original de Deming, pero en este caso conocidas como DMAIC (en inglés), cuyas componentes en español serían definir-medir-analizar-mejorar-controlar. Con esta metodología se asegura poder reducir el nivel de defectos por debajo de los 3,4 defectos por millón de partes, es decir en definitiva, asegurando una intercambiabilidad del 99,99966 % (ver recuadro).

3 sigma vs. 6 sigma

Tal como se verá más adelante, en cualquier proceso las desviaciones con respecto a la dimensión ideal presentan una distribución caracterizada por una curva denominada campana de Gauss, la cual posee un tratamiento matemático preciso donde aparece un parámetro denominado la desviación estándar, representada por la letra griega σ . Existe una relación entre el valor de este parámetro y la cantidad de errores presentes. En la mayoría de los casos es suficiente con acotar los errores a $\pm 3\sigma$, lo cual representa un proceso que es “99,7 % bueno” es decir con 0,3 % de errores.

Pero existen casos extremos en los que, a pesar del bajo porcentaje de error, el resultado puede no ser aceptable. Esto puede implicar por ejemplo, que haya 20000 artículos del correo perdidos por hora; agua no potable durante 15 minutos al día; 5000 operaciones quirúrgicas incorrectas por semana o dos aterrizajes defectuosos en todos los grandes aeropuertos por día.

Si a los mismos ejemplos se aplica el concepto de seis sigma, se tiene un proceso que es “99,99966 % bueno”; lo que significa solo 7 artículos del correo perdidos por hora; agua no potable durante solo 1 minuto cada 7 meses; 1,7 operaciones quirúrgicas incorrectas por semana y solo un aterrizaje defectuoso cada 5 años. Como se ve, la diferencia es dramática y se justifica ampliamente su aplicación.

NORMALIZACIÓN

Tal como ya se indicó, la normalización y la intercambiabilidad son dos conceptos que se encuentran íntimamente ligados, a los que habría que agregar también el concepto de racionalización. La racionalización consiste en realizar la gama de productos semejantes más reducida posible, pero que cubra satisfactoriamente las necesidades.

Puede citarse como ejemplo de racionalización la selección de dimensiones para la fabricación de tubos de acero con diámetros entre 1 y 1000 mm. Un posible esquema sería fabricar una gama de 100 medidas cuyo diámetro se incrementa de 10 en 10 mm. Aquí, el esquema elegido definitivamente es malo, ya que entre 1 y 10 mm puede haber necesidades de tubos que no se han satisfecho, mientras que, por el contrario, entre 900 y 1000 posiblemente estén de más todas las dimensiones intermedias. Si se quisiera mejorar la racionalización, por una parte se podrían distanciar más las dimensiones más altas, disminuyendo la gama total a menos de 100 tubos diferentes y por otra, se podrían agregar algunas dimensiones intermedias en la parte baja de la gama, mejorando de esta manera la satisfacción de las medidas necesarias por el uso. Para hacer esto existen ciertas reglas, que se encuentran normalizadas, como por ejemplo para definir las medidas a adoptar al utilizar progresiones del tipo geométrico.

La existencia de piezas normalizadas o estándares permite incorporar a los conjuntos mecánicos ciertos refinamientos de diseño que de otra manera serían prohibitivamente costosos. Imaginemos por ejemplo el caso de los rodamientos radiales de bolas y pensemos a qué costo se arribaría si cada vez que necesitemos hacer uso de un componente mecánico de estas características, debiéramos mecanizar todas y cada una de las partes que lo componen. Sin embargo, en la actualidad podemos encontrar en el mercado rodamientos en una amplia gama de dimensiones y para muy variadas condiciones de trabajo a costos prácticamente irrisorios comparados con la tecnología asociada a su desarrollo y posterior fabricación, la cual para más datos muchas veces ha sido hecha en las antípodas del planeta. Ese es un ejemplo muy claro de lo que significa la normalización en el diseño de conjuntos mecánicos de hoy en día.



Podemos citar, además de los rodamientos, entre otras cosas a los bujes, tornillos, o-rings, chavetas, engranajes, correas en V y sus poleas, espinas y hasta ejes ya rectificadas, a los cuales solo hay que realizarles algún mecanizado adicional para adaptarlos a nuestro diseño particular. Se encuentran disponibles también todo tipo de subconjuntos normalizados, tales como reductores para aplicaciones diversas, sistemas de embrague, acoplamientos, accionamientos, etc.

En cada caso, existen normas que fijan las condiciones, cualidades o aptitudes que debe reunir un determinado producto. En honor a la precisión en los conceptos, se incluyen a continuación las definiciones sobre norma y normalización que establece IRAM, que es el organismo rector de la normalización en nuestro país.

¿Qué es una norma?

Es un documento que establece, por consenso y con la aprobación de un organismo reconocido, reglas y criterios para usos comunes y repetidos. Es decir, establece las condiciones mínimas que debe reunir un producto o servicio para que sirva al uso al que está destinado.

¿Qué es la normalización?

Según la Organización Internacional de Normalización (ISO), es la actividad que tiene por objeto establecer, ante problemas reales o potenciales, disposiciones destinadas a usos comunes repetidos, con el fin de obtener un nivel de ordenamiento óptimo, en un contexto dado, que puede ser tecnológico, político o económico.

La ISO es una red de los institutos de normas nacionales de 162 países, sobre la base de un miembro por país, con una Secretaría Central en Ginebra (Suiza) que coordina el sistema.



Las normas desarrolladas por ISO son voluntarias. ISO es un organismo no gubernamental y no depende de ningún otro organismo internacional, por lo tanto, no tiene autoridad para imponer sus normas a ningún país. El contenido de los estándares está protegido por derechos de copyright y para acceder a ellos el público corriente debe comprar cada documento.

La organización ISO está compuesta por tres tipos de miembros⁽²⁾:

- Miembros simples, uno por país, cuyo representante es el organismo nacional más representativo.
- Miembros correspondientes, de los organismos de países en vías de desarrollo y que todavía no poseen un comité nacional de normalización.
- Miembros suscritos, países con reducidas economías a los que se les exige el pago de tasas menores que a los correspondientes.

Su finalidad es la coordinación de las normas nacionales, en consonancia con el Acta Final de la Organización Mundial del Comercio, con el propósito de facilitar el comercio, el intercambio de información y contribuir con normas comunes al desarrollo y a la transferencia de tecnologías.

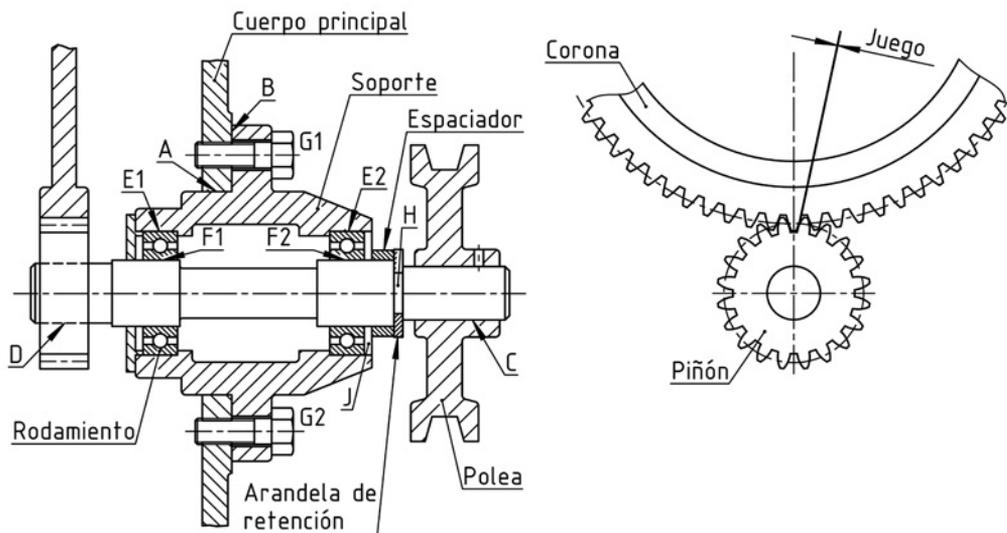
A su vez, tal como se indica, cada país posee sus normas propias llevadas adelante por el organismo nacional de normalización, en nuestro país, el IRAM, que pueden tratar sobre temas diversos y, a su vez, también existen normas específicas para algunas disciplinas tales como la electrotecnia, recipientes de presión, construcciones, lucha contra el fuego, equipamiento biomédico, alimentos, etc. A continuación se muestran algunos ejemplos:



⁽²⁾ Ver: http://www.iso.org/iso/home/about/iso_members.htm

¿PARA QUÉ SIRVEN LAS TOLERANCIAS? CONDICIONES DE ENSAMBLADO Y FUNCIONALES

En la figura se muestra parte de un conjunto mecánico en el que el soporte de un eje se fija al cuerpo principal. Este eje posee una polea en uno de sus extremos y un piñón en el otro que a su vez se conecta con un engranaje de mayor diámetro.



Mediante el análisis de cada una de las partes de este mecanismo se verán distintas condiciones tanto funcionales como de ensamblado o de otros tipos, que deberán ser tenidas en cuenta a la hora de dimensionar las diferentes partes por separado:

→ En primer lugar, el soporte va fijado en el agujero **A** del cuerpo principal. El juego entre la superficie cilíndrica del soporte y el agujero correspondiente debe ser controlado convenientemente a fin de que el centro del piñón quede posicionado con la precisión requerida por el par piñón-corona y de esta manera *acotar el juego entre ambos engranajes*. El juego adoptado debe además permitir montar el subconjunto con facilidad. A su vez, la superficie cilíndrica **A** debe mecanizarse con ciertos requisitos de perpendicularidad con respecto a la superficie plana **B**, pero esto lo analizaremos más adelante. Concentremos el esfuerzo específicamente en la parte dimensional. Supongamos que en base a experiencia y a consideraciones funcionales, especificaremos un juego diametral en **A** de 0,15 a 0,40 mm. Dicho juego debe ser transformado en especificaciones de diámetro y tolerancia tanto para el eje como para el agujero. Como primera aproximación y suponiendo que no se tienen conocimientos sobre normalización, podemos proponer $\varnothing 100 \pm 0,08$ para el agujero y $\varnothing 99,7 \pm 0,05$ para el diámetro del soporte, con lo cual se cumpliría la condición de *juegos máximo y mínimo especificados*, tal como se ve a continuación:

Máximo diámetro de agujero: 100,08 mm

Mínimo diámetro del soporte: 99,65 mm

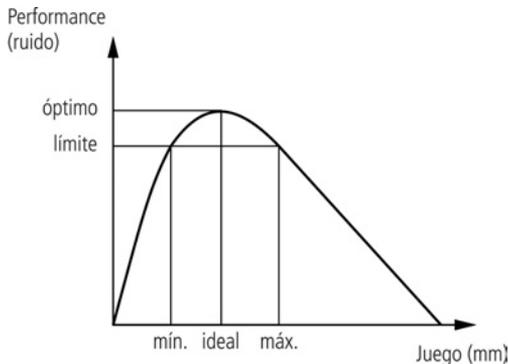
Juego máximo: 0,43 mm

Mínimo diámetro de agujero: 99,92 mm

Máximo diámetro del soporte: 99,75 mm

Juego mínimo: 0,17 mm

Dichos valores son aceptables con bastante aproximación a los requerimientos impuestos. En este ejemplo podríamos haber elegido cualquier otra combinación arbitraria de valores que igualmente nos permitiera cumplir con el requisito funcional de un juego máximo y uno mínimo. Si fuéramos a construir un solo conjunto en forma artesanal, seguramente no habría mayores problemas, pero en el ámbito industrial esto no es correcto. Debemos recurrir a los sistemas normalizados de ajustes para cumplir entre otras cosas con los preceptos de normalización e intercambiabilidad que hemos mencionado.



Aclaración: normalmente se especifica el juego en los engranajes en función de su comportamiento esperado en servicio. Resulta típico encontrar especificaciones como la mostrada, donde se da un juego máximo y un juego mínimo en función, por ejemplo, del máximo ruido admitido.

A continuación analicemos otras cuestiones en el mismo conjunto hipotético:

→ En el diámetro identificado como **C** tenemos otro caso en el que hay que definir el ajuste entre ambas piezas. Aquí la condición es que debe poder desarmarse con facilidad y además no debe quedar excesivo juego ya que eso dificulta el funcionamiento del conjunto.

→ En el otro extremo del eje se tiene el diámetro **D**, en el cual se fijará por interferencia el piñón durante el proceso de fabricación quedando a los efectos prácticos una pieza integral conformada por el eje y el piñón. Aquí debemos especificar las dimensiones que permitan fijar ambas piezas por interferencia, que dicha unión resista los esfuerzos a los que será sometida en funcionamiento y que no se produzcan daños en ninguna de las dos piezas durante el montaje por excesivo tiraje.

→ Con respecto a los dos rodamientos que forman el conjunto, deben fijarse especificaciones para los alojamientos **E₁** y **E₂** y para las fijaciones en los diámetros **F₁** y **F₂** del eje. El caso de los rodamientos es un caso especial de ajustes, ya que solamente deben especificarse los diámetros de las piezas que van a combinarse con los diámetros respectivos de los rodamientos. El fabricante recomienda los ajustes para el tipo de rodamiento y la aplicación de que se trate (temperatura, vibraciones, golpes, alta velocidad, condiciones ambientales, etc.).

→ La ranura para alojar la arandela de retención **H** es otro ejemplo del caso en que solamente uno de los componentes del par debe ser dimensionado ya que el otro, la arandela, es provista en dimensiones estándares.

→ Analizando el juego de armado **J**, se puede ver que el mismo va a ser el resultado de la combinación de las dimensiones de seis diferentes piezas con sus respectivas tolerancias. Estas son los dos rodamientos, sus alojamientos, el eje, el espaciador y la arandela de retención. En este caso debe realizarse un cuidadoso estudio de todas las tolerancias en conjunto a fin de determinar el juego final esperado. Más adelante se verá un método para este tipo de análisis.

→ Cuatro bulones de cabeza hexagonal van a realizar la fijación del subconjunto al cuerpo principal. Aquí también debe prestarse especial atención a la posición tanto de los agujeros pasantes en la brida del soporte como de los agujeros roscados en el cuerpo **G₁** y **G₂**, de manera tal que pueda producirse el armado sin dificultad.

→ Finalmente, y retornando al problema del juego que necesariamente debe mantenerse entre el piñón y el engranaje, se verá que prácticamente todas las dimensiones establecidas tienen influencia sobre el mismo. Por un lado, los ajustes en las superficies cilíndricas **A**, **E₁**, **E₂**, **F₁** y **F₂**, por el otro, la perpendicularidad de la superficie cilíndrica **E₁** con respecto a la superficie de apoyo de la brida en **B**, la concentricidad entre las superficies cilíndricas **A** y **E₁** e incluso la concentricidad de las dos superficies cilíndricas **F₁** y **F₂**.

Debemos agregar otro factor muy importante a tener en cuenta, que es la precisión del mecanizado del dentado propiamente dicho. Aquí, dependiendo del método de mecanizado que se utilice, las condiciones de sujeción de la pieza a tallar, etc., se tendrán errores tanto en el perfil del diente, como en el paso y la excentricidad con respecto al eje teórico de giro, los cuales influirán directamente en la performance final del equipo. La correcta especificación y el posterior control del dentado son motivo de toda una especialidad, que supera los alcances del presente libro.

En conclusión, contestando a nuestra pregunta de para qué sirven las tolerancias, se pudo ver en el sencillo ejemplo presentado una cantidad de situaciones de diferente naturaleza en las que debemos poder especificar con claridad los aspectos dimensionales de las partes puestas en juego para poder cumplir con los requerimientos funcionales del equipo que se esté diseñando⁽³⁾.

⁽³⁾ En cada uno de los capítulos siguientes se tratarán los aspectos fundamentales y sus particularidades aplicadas a casos concretos en relación con cada una de las consideraciones realizadas en el simple ejemplo analizado.

CAUSAS QUE ORIGINAN LAS DESVIACIONES EN LA FABRICACIÓN

A fin de conceptualizar el origen de las diferencias entre la dimensión requerida y la real conseguida en una pieza determinada, nos basaremos en las piezas obtenidas por arranque de viruta. Se hace la salvedad de que en otros procesos de fabricación los factores que afectan la dimensión final pueden ser otros diferentes.

Luego, en la pieza mecanizada los factores que influirán en la dimensión final de la pieza (y su forma) pueden ser clasificados según:

- Habilidad del operario.
- Estado y aptitud de la máquina herramienta.
- Estado y aptitud de la herramienta y el dispositivo empleado.
- Dimensiones y rigidez de la pieza.
- Aptitud y capacidad del instrumento y procedimiento de control.

Refiriéndose concretamente a los problemas ocasionados por la máquina herramienta (segundo punto) se tendrán, entre otros:

- Fallas en la sujeción y el centrado de la pieza.
- Juegos de las partes de la máquina.
- Imperfecciones en la bancada.
- Variaciones en la velocidad de rotación.
- Errores de posicionamiento en el caso de controles electrónicos.
- Deformaciones producidas por las fuerzas de corte.
- Desequilibrio de las partes giratorias (vibraciones).
- Falta de homogeneidad en el material de la pieza.

Hay imperfecciones que pueden considerarse inherentes a la máquina herramienta y que dan errores sistemáticos o de primer orden. Hay otro tipo de causas tales como las vibraciones o la falta de homogeneidad del material de la pieza que dan lugar a la aparición de los errores casuales o de segundo orden tales como la rugosidad superficial.

De la misma manera podríamos desglosar cada punto de la primera lista, obteniendo otra serie de causas que contribuyan a cada uno.

Se verá más adelante cómo cuantificar y controlar todos estos errores. Por el momento solo diremos que los errores mencionados pueden ser de dos tipos:

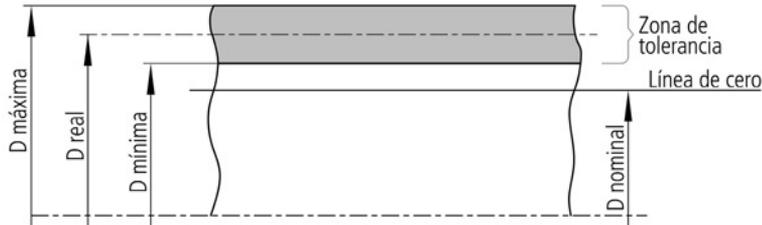
- a. Los de primer orden que son llamados también errores macrogeométricos y que se caracterizan a través de las tolerancias de forma y posición.
- b. Los de segundo orden, llamados también errores microgeométricos, que se caracterizan a través de los parámetros relativos a la rugosidad superficial.

Dejando de lados estos tipos de errores, nos referiremos primero a las simples diferencias que puede presentar una dimensión en particular, fruto del proceso de fabricación, que las caracterizaremos por las tolerancias dimensionales. Para las mismas analizaremos en primer lugar su **sistema de normalización** para luego considerar las posibles combinaciones entre tolerancias dando lugar a la aparición de los denominados **sistemas de ajustes** entre piezas.

3.TOLERANCIAS DIMENSIONALES

DEFINICIONES FUNDAMENTALES

Se dan a continuación algunas definiciones según lo indicado por las normas IRAM. En principio las definiciones se refieren a diámetros de árboles (ejes) y de agujeros, pero pueden generalizarse extendiéndolas a dimensiones lineales de piezas prismáticas⁽⁴⁾.



- Dimensión: es el número que expresa el valor de una longitud en la unidad de medición elegida. Cuando a esa dimensión se la asienta en un dibujo se la denomina cota.
- Dimensión real: es la dimensión material de la pieza.
- Dimensión nominal: es la dimensión de referencia según la cual se definen las dimensiones límites. La línea que la representa gráficamente recibe el nombre de línea de cero. En el caso más general, no necesariamente debe estar materializada en el interior de la pieza ni en el interior de la zona de tolerancia.
- Dimensiones límites: son las dos dimensiones que encierran la zona de variación admisible de la dimensión real.
- Discrepancia: es la diferencia entre una dimensión real, máxima o mínima y la dimensión nominal correspondiente, dando lugar a la aparición de las discrepancias real, superior e inferior respectivamente.
- Tolerancia: es la diferencia entre las dimensiones máxima y mínima permitidas.
- Zona de tolerancia: es la zona comprendida entre las dos líneas que representan los límites superior e inferior de tolerancia.

⁽⁴⁾ Más adelante se verán las consideraciones especiales a tener en cuenta cuando se trata de piezas prismáticas.

DEFINICIÓN DEL SISTEMA DE TOLERANCIAS ISO

En nuestro país la norma IRAM adoptó el sistema de tolerancias internacional ISO que se basa en las siguientes cinco premisas:

- 1°. La temperatura de referencia es de 20 °C (norma IRAM 6).
- 2°. Se establecieron grupos de diámetros dentro de los cuales las magnitudes de las tolerancias permanecen constantes. En la tabla siguiente se indica dicho agrupamiento para dimensiones nominales de 1 a 500 mm.

Zonas principales		Zonas intermedias	
más de	hasta	más de	hasta
1	3		
3	6	--	--
6	10		
10	18	10	14
		14	18
18	30	18	24
		24	30
30	50	30	40
		40	50
50	80	50	65
		65	80
80	120	80	100
		100	120
120	180	120	140
		140	160
		160	180
180	250	180	200
		200	225
		225	250
250	315	250	280
		280	315
315	400	315	355
		355	400
400	500	400	450
		450	500

- 3°. Se fijaron 18 calidades o clases de precisión, denominándolas 01, 0, 1, ..., 16. Mientras más bajo es el número mayor es la calidad y viceversa, mientras más alto es el número más basta es la calidad de fabricación.
- 4°. Para cada grupo de diámetros y cada calidad, la tolerancia fundamental permaneció constante. Se define como tolerancia fundamental a la altura de la zona de tolerancia.

Las tolerancias fundamentales para las distintas calidades se calcularon de la siguiente manera:

- a) Para las calidades 5 a 16, que son las más usuales en la técnica mecánica, se definió la unidad internacional de tolerancia i de acuerdo a la siguiente fórmula empírica:

$$i = 0,45 \sqrt[3]{D} + 0,001 D \quad \begin{array}{l} D \text{ en mm} \\ i \text{ en } \mu\text{m} \end{array}$$

El primer término de dicha fórmula se basa en la experiencia y fue definido teniendo en cuenta el hecho de que a igualdad de ejecución, la relación entre la magnitud de los defectos de fabricación y el diámetro es generalmente una función de tipo parabólico.

Por otro lado, el término $0,001 D$ tiene en cuenta la incertidumbre en las mediciones, las cuales se estima que son proporcionales al diámetro. Este término posee influencia práctica para diámetros mayores de 80 mm.

Para tener una idea de la magnitud física de esta unidad de tolerancia realizaremos el siguiente ejemplo para $\varnothing 100$ mm:

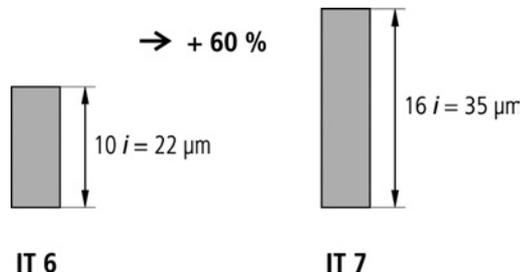
$$i = 0,45 \sqrt[3]{100} + 0,001 \cdot 100 = 2,2 \mu\text{m}$$

Una vez definida esta unidad internacional de tolerancia se asignó a cada una de las calidades un factor por el cual multiplicar la misma para obtener las tolerancias fundamentales, es decir en términos prácticos, la altura de la zona de tolerancia. En la siguiente tabla se muestran dichos factores:

Calidad	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16
Tolerancia	7 <i>i</i>	10 <i>i</i>	16 <i>i</i>	25 <i>i</i>	40 <i>i</i>	64 <i>i</i>	100 <i>i</i>	160 <i>i</i>	250 <i>i</i>	400 <i>i</i>	640 <i>i</i>	1000 <i>i</i>

Observar que el factor correspondiente a cada calidad es un 60 % mayor que el de la calidad que lo precede.

Retornando al ejemplo anterior, y adoptando una calidad 6, diremos que la tolerancia de fabricación de dicha pieza será de $10 \times 2,2 = 22 \mu\text{m}$, mientras que si disminuimos un grado la citada calidad (calidad 7) la tolerancia en este caso será de $16 \times 2,2 = 35 \mu\text{m}$. En la figura se representan gráficamente los casos mencionados:



- b) Para las calidades 01 a 1, las fórmulas de definición son otras, tal como se indica en la tabla siguiente:

Calidad	IT01	IT0	IT1
Tolerancia	$0,3 + 0,008 D$	$0,5 + 0,012 D$	$0,8 + 0,020 D$

- c) Finalmente, las tolerancias de las calidades 2 a 4 se escalonaron según una progresión geométrica entre los valores de las calidades 1 a 5, aplicando las siguientes fórmulas:

Calidad	IT2	IT3	IT4
Tolerancia	$(IT1) (7/IT1)^{1/4}$	$(IT2)^2$	$(IT2)^3$

Se aclara que estas calidades normalmente no se utilizan en el campo de la mecánica convencional por ser demasiado estrechas, en la práctica se usa la calidad 5 en adelante. No obstante existen algunas aplicaciones en las que se echa mano de las mismas y es en el caso de la definición de las tolerancias de forma y posición, por ejemplo al definir errores de circularidad o de perpendicularidad admisibles.

Un ejemplo concreto de esto es el caso de los ejes y los alojamientos que se van a utilizar para instalar rodamientos en algún conjunto mecánico. Normalmente estas partes se mecanizan con tolerancias dimensionales cuyas calidades van desde IT5 hasta IT7. Adicionalmente se restringen los errores de circularidad y perpendicularidad de las caras de estos alojamientos, los cuales por definición deben ser de bastante menor magnitud que la tolerancia dimensional. Para ello se especifica que estos errores sean de calidades IT3 o IT4, en cuyo caso habrá que proceder a realizar el cálculo haciendo uso de las fórmulas antes mencionadas.

Tener presente que en todos los casos debe utilizarse en las fórmulas el valor de D en mm y se obtiene el resultado en μm .

- 5°. De la misma manera que en el punto anterior, se definieron empíricamente las fórmulas para determinar las diferencias fundamentales, es decir la posición de la zona de tolerancia con respecto a la línea de cero, destacándose los siguientes casos:
- a) Para el caso de medidas exteriores (ejes), se establecieron las diferencias fundamentales tal como se indica en la tabla siguiente:

Tolerancias			
Posición	Calidad	Medidas nominales (μm)	Diferencia fundamental (μm)
a	--	hasta 120	$A_o = - (265 + 1,3 D)$
		más de 120	$A_o = - 3,5 D$
b	--	hasta 160	$A_o \approx - (140 + 0,85 D)$
		más de 160	$A_o \approx - 1,8 D$
c	--	hasta 40	$A_o = - 52 D^{0,2}$
		más de 40	$A_o = - (95 + 0,8 D)$
cd	--	--	$A_o =$ media geométrica entre c y d
d	--	--	$A_o = - 16 D^{0,44}$
e	--	--	$A_o = - 11 D^{0,41}$
ef	--	--	$A_o =$ media geométrica entre e y f
f	--	--	$A_o = - 5,5 D^{0,41}$
fg	--	--	$A_o =$ media geométrica entre f y g
g	--	--	$A_o = - 2,5 D^{0,34}$
h	--	--	$A_o = 0$
j	5 a 8	--	Sin fórmula
js	--	--	$A_o = + IT/2$
			$A_u = - IT/2$
k	hasta 3	--	$A_u = 0$
	4 a 7		$A_u = + 0,6 D^{1/3}$
	desde 8		$A_u = 0$
m	--	--	$A_u = + (IT7 - IT6)$
n	--	--	$A_u = + 5 D^{0,34}$
p	--	--	$A_u = + (IT7 + 0 a 5)$
r	--	--	$A_u =$ media geométrica entre p y s
s	--	más de 50	$A_u = + (IT8 + 1 a 4)$
		hasta 50	$A_u = + (IT7 + 0,4 D)$
t	--	--	$A_u = + (IT7 + 0,63 D)$
u	--	--	$A_u = + (IT7 + D)$
v	--	--	$A_u = + (IT7 + 1,25 D)$
x	--	--	$A_u = + (IT7 + 1,6 D)$
y	--	--	$A_u = + (IT7 + 2 D)$
z	--	--	$A_u = + (IT7 + 2,5 D)$
za	--	--	$A_u = + (IT8 + 3,15 D)$
zb	--	--	$A_u = + (IT9 + 4 D)$
zc	--	--	$A_u = + (IT10 + 5 D)$

A_o = diferencia superior (μm)
 A_u = diferencia inferior (μm)
IT = tolerancia fundamental
D = media geométrica* de los valores límite
D en mm

* Media geométrica $D = \sqrt{D_1 \cdot D_2}$
Aquí son D_1 y D_2 los valores límite de la zona correspondiente.

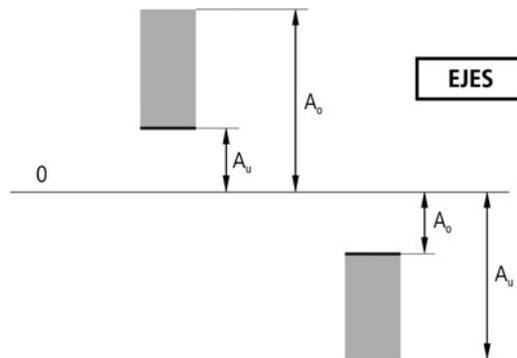
Se recuerda que la nomenclatura correspondiente a ejes se expresa en letras minúsculas, mientras que para agujeros se utilizan mayúsculas.

Debe notarse que en las fórmulas se determina según el caso, la diferencia superior A_o (posiciones desde a hasta h) o la diferencia inferior A_u (posiciones desde j hasta zc), o sea la medida límite que se encuentra más próxima a la línea de cero.

La otra diferencia se deriva de la calculada según las siguientes expresiones:

$$A_u = A_o - IT \quad \text{o bien} \quad A_o = A_u + IT \quad \text{según corresponda}$$

Representado gráficamente lo anterior se tendrá:



- b) Para las medidas interiores (agujeros) se utilizan las mismas fórmulas indicadas en la tabla anterior, pero haciendo la salvedad de intercambiar en las mismas A_o por A_u . La otra diferencia se deriva de la calculada según las siguientes expresiones:

$$A_o = A_u + IT \quad \text{o bien} \quad A_u = A_o - IT \quad \text{según corresponda}$$

Con lo cual, tal como se verá en la figura de la página siguiente, la representación de las zonas de tolerancia para ejes y para agujeros exhibe una simetría con respecto a la línea de cero para cada una de las posiciones.

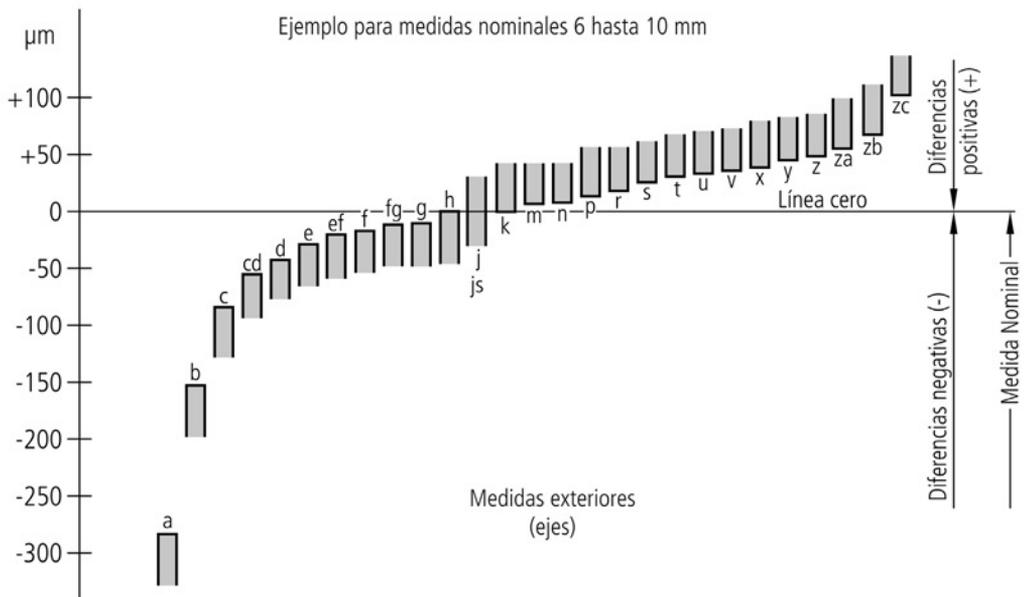
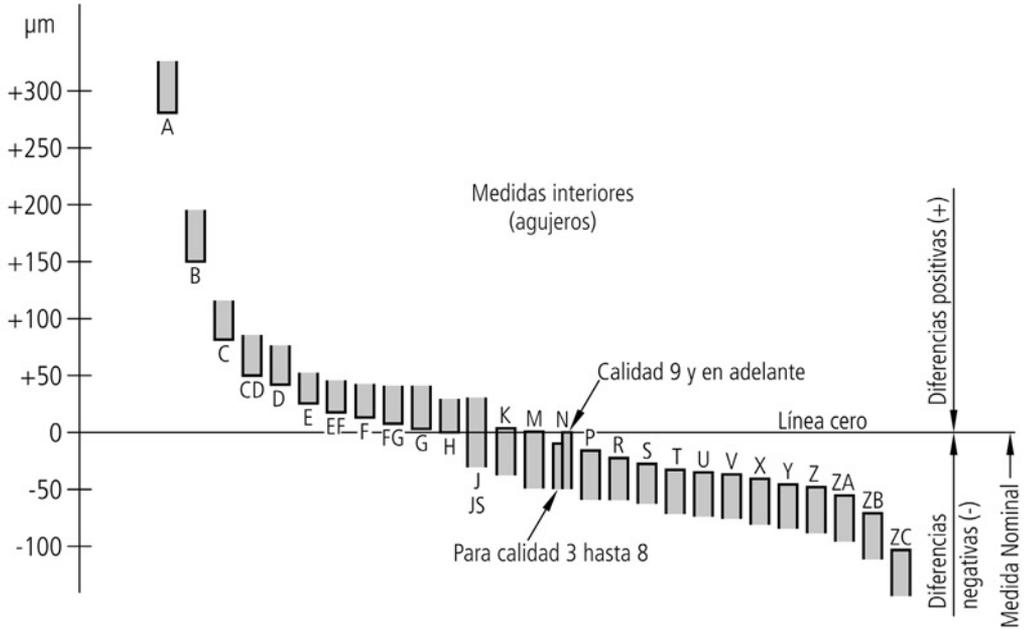
- c) Reglas especiales. Por distintos motivos que no hacen al objeto de la presente publicación, hay ciertas reglas especiales que se aplican en algunos casos como excepción de las reglas generales hasta aquí enunciadas. A título de ejemplo se citan los siguientes casos, cada uno de los cuales presenta una definición especial:

Agujeros N para calidades 9 a 16.

Agujeros J, K, M, N hasta calidad 8.

Agujeros P a ZC hasta calidad 7.

En la figura siguiente se muestra gráficamente el sistema completo tanto para agujeros como para ejes. Recordar que se utilizan letras mayúsculas para la designación de agujeros, mientras que se reservan las letras minúsculas para los ejes.



Tal como se ve en el gráfico, las zonas de tolerancia se encuentran abiertas en su extremo más alejado de la línea de cero. Esto se debe a que en el gráfico no se ha especificado la calidad de la que se trata. En el mismo solamente se ha indicado el grupo de diámetros para el que ha sido construido (6 a 10 mm), con lo cual quedó fijada la distancia de la línea de cero al límite de la zona de tolerancia más cercano a la misma (por ejemplo, la distancia de la línea de cero al límite inferior de la zona de agujeros C).

Si luego decimos que se trata de C6 estaremos en condiciones de cerrar el límite superior de dicha zona mediante el cálculo de la tolerancia fundamental (la altura) que corresponde a dicha calidad.

De acuerdo con las definiciones que ya han sido vistas, vemos en el gráfico que si superponemos las representaciones para ejes y para agujeros, la misma letra minúscula y mayúscula presenta simetría con respecto a la línea de cero (o sea que por ejemplo, la distancia del límite inferior de C a la línea de cero es la misma que la distancia del límite superior de c a la línea de cero y así sucesivamente).

Debemos prestar especial atención a las posiciones H y h cuyos límites inferior y superior respectivamente coinciden con la línea de cero. Estas dos posiciones son las que darán lugar luego a la formación de los dos sistemas de ajuste utilizados.

ANOTACIÓN DE LAS TOLERANCIAS EN PLANOS

Para especificar una dimensión tolerada se lo hará según se indica en los siguientes ejemplos:

- ∅ 45 g6: eje de 45 mm de diámetro nominal con tolerancia g y calidad 6.
- ∅ 60 H7: agujero de 60 mm de diámetro nominal con tolerancia H y calidad 7.

De esta manera queda definida unívocamente una dimensión tolerada. Este tipo de nomenclatura se utiliza en los planos de conjunto o en esquemas explicativos en donde se desea que se vea rápidamente de qué tipo de tolerancia se trata, pero en los planos de fabricación de la pieza se colocarán los valores numéricos que correspondan.

Para hallar dichos valores se recurre a tablas en las que se encontrarán los mismos tal como se indica:

Especificación	Valores numéricos	Significado
∅ 45 g6	Eje ∅ 45 - 0,009	límite superior: 44,991 mm ⁽⁵⁾
	- 0,025	límite inferior: 44,975 mm
∅ 60 H7	Agujero ∅ 60 + 0,030	límite superior: 60,030 mm
	- 0,000	límite inferior: 60,000 mm

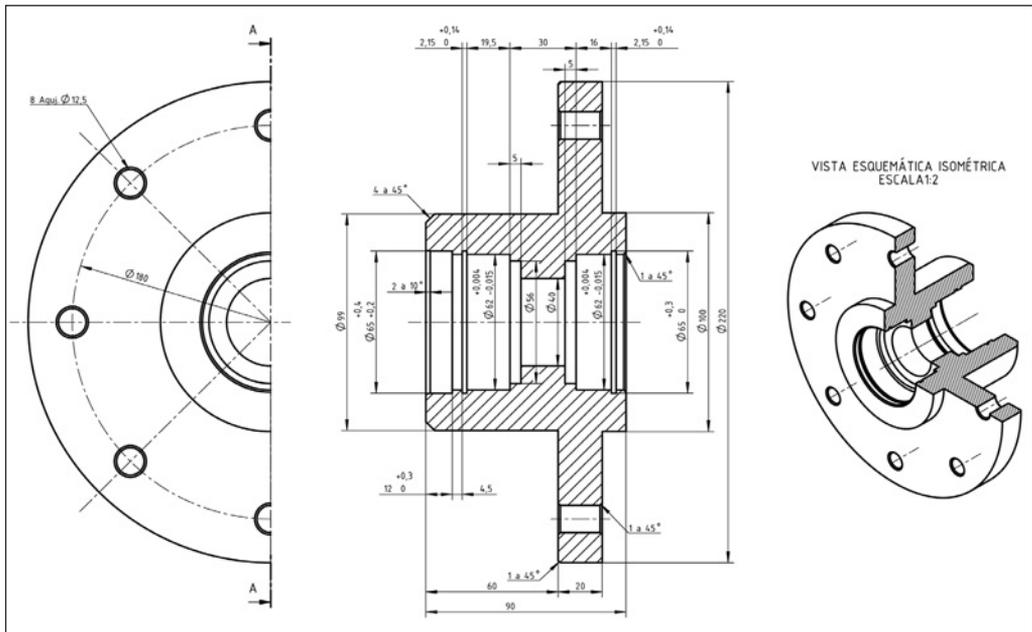
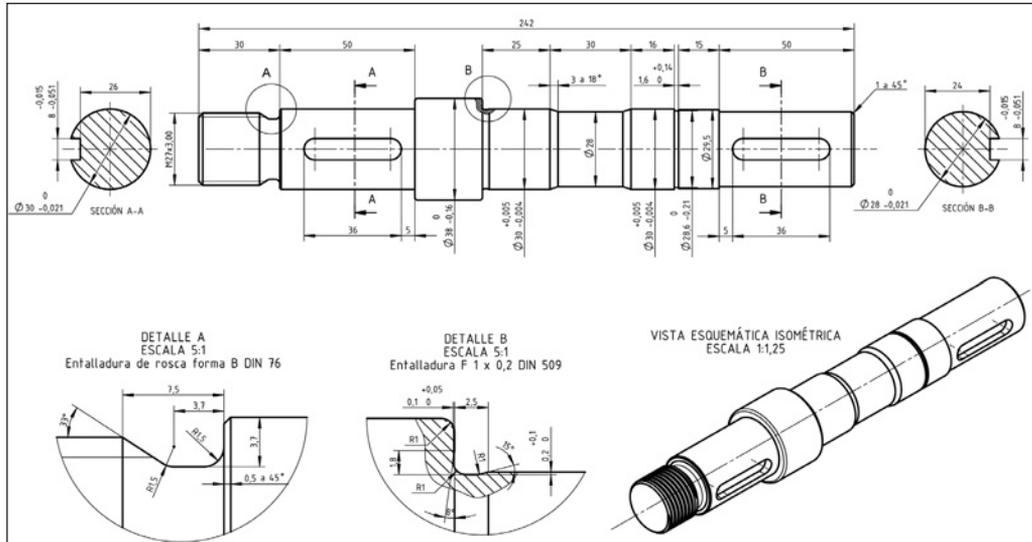
⁽⁵⁾ Notar que si la dimensión del eje fuera 45 mm exactos (como lo indica su dimensión nominal), la pieza estaría fuera de tolerancia.

Resumiendo, puede decirse que existen tres diferentes maneras de expresar una dimensión tolerada, cada una de las cuales tiene un campo de aplicación diferente. En el siguiente ejemplo se muestra esta situación:

Especificación	Campo de utilización
$\varnothing 60 H7$	Se utiliza para las especificaciones de ingeniería, por ejemplo para incluir una cota tolerada en un texto donde se describe una determinada situación dentro de un proyecto, etc. Por ejemplo: "Mandar a construir una placa con 4 agujeros $\varnothing 60 H7$, la cual se utilizará como plantilla en el proceso de armado de..."
$\varnothing 60 \begin{matrix} +0,030 \\ -0,000 \end{matrix}$ 	Cota indicada en el plano de una pieza. Esta especificación asentada en un plano tiene la fuerza de un contrato. Es decir, el comprador solicita al vendedor que le fabrique una pieza, que en una determinada parte tenga un diámetro como el indicado. A su vez, el vendedor se compromete a entregar la pieza cumpliendo con dicha especificación. Es la forma normal de indicar cotas toleradas en los planos.
$\begin{matrix} 60,030 \\ 60,000 \end{matrix}$ 	Esta es una manera alternativa de indicar la cota tolerada, la cual es poco utilizada, o casi nada, en los planos de producción de piezas en series considerables, como por ejemplo en la industria automotriz. Pero se la puede encontrar en la fabricación de series pequeñas, en talleres de reparaciones, o en matricería, donde se entregan al operario las dimensiones extremas ya calculadas, para evitar que este deba hacer dichos cálculos en el taller.

Ilustrando la segunda forma de indicar las cotas toleradas, en las siguientes figuras se muestran los planos de dos piezas, en la cuales se presentan todas las cotas que hacen a la definición de las piezas, algunas de las cuales van acompañadas de sus correspondientes tolerancias y otras no.

Con respecto a las cotas que no incluyen una tolerancia específica, esto no significa que dichas cotas no estén sujetas a ninguna tolerancia, ya que para ellas se reserva la especificación general de tolerancias según se indica en el rótulo del plano y que se verá en detalle más adelante.

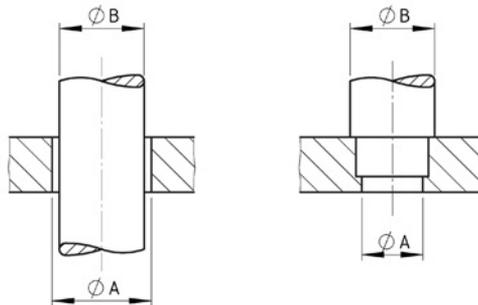


4. SISTEMAS DE AJUSTES

VINCULACIONES FIJAS Y MÓVILES - AJUSTES

Tal como se vio anteriormente, en toda máquina o conjunto mecánico en general las piezas se combinarán de a pares de acuerdo a las distintas funciones que deban cumplir. En este sentido se definen dos tipos de uniones o vinculaciones entre piezas mecánicas:

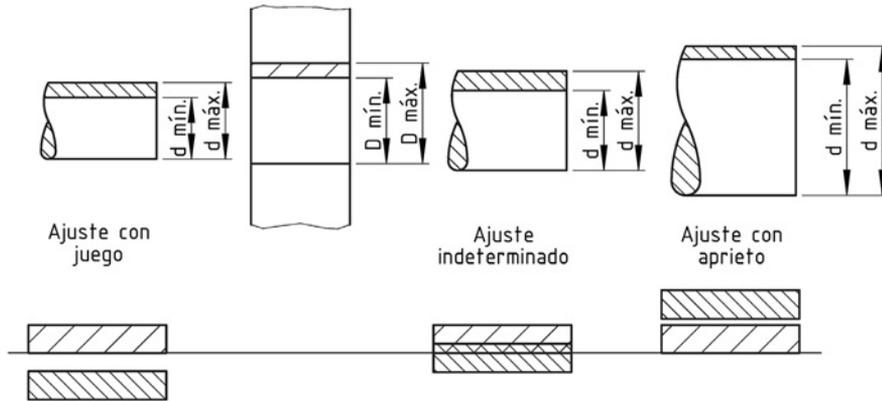
- Vinculación móvil: el diámetro del eje B es menor que el diámetro del agujero A y por lo tanto, este puede introducirse con cierto juego en el agujero A. Se dice que la vinculación presenta un ajuste con juego.
- Vinculación fija: el diámetro del eje B es mayor que el del agujero A y por lo tanto al introducir el mismo en el agujero ambas piezas se deformarán elásticamente y quedarán apretadas. Se dice que la vinculación presenta un ajuste con aprieto.



Para lograr los efectos mencionados de juego o aprieto según se desee, se deberán fijar convenientemente las tolerancias dimensionales tanto del agujero como del eje.

Deben tenerse en cuenta, además, otros factores tales como los materiales que componen cada uno de los elementos a unir, sus formas, las posteriores condiciones de trabajo, etc. a fin de garantizar el aprieto conveniente sin generar tensiones mecánicas inadecuadas que puedan afectar el funcionamiento o incluso producir la rotura de las piezas.

Como la tolerancia es en realidad una zona de tolerancia, se tendrá en las vinculaciones con juego un juego mínimo y un juego máximo según se combinen piezas cuyas dimensiones reales se encuentren cercanas al máximo y al mínimo de cada caso. De la misma manera puede hablarse de un aprieto máximo y de un aprieto mínimo. En la figura se ha representado un agujero con sus dimensiones máxima y mínima y diferentes ejes dando lugar a la aparición de los mencionados ajustes.



Tal como se ve en la figura, existe una tercera categoría, la cual se da en la situación intermedia en que ambas zonas de tolerancia presentan un cierto solapamiento. En tal caso la unión que se obtiene se denomina con ajuste indeterminado, es decir que en teoría puede haber juego o aprieto dependiendo de las dimensiones reales de ambas piezas a unir. En la práctica el ajuste indeterminado es lo que se utiliza cuando se desea obtener un ajuste con juego mínimo.

SISTEMAS DE AJUSTE DE AGUJERO ÚNICO Y DE EJE ÚNICO

Tal como se vio hasta ahora, combinando adecuadamente las tolerancias tanto del eje como del agujero, se pueden conseguir para la unión las condiciones de trabajo necesarias ya sea con juego o con aprieto. En el ejemplo mostrado en la figura anterior se vio la posibilidad de combinar un agujero determinado con distintos ejes a fin de conseguir los diferentes tipos de ajuste. Quizás se podría haber hecho lo opuesto, o sea elegir un eje determinado y combinarlo con diferentes agujeros, obteniéndose resultados similares.

Por otro lado, recordando que se tienen 28 posiciones diferentes de la zona de tolerancia para ejes y a su vez otras 28 posiciones para los agujeros, calcúlese la cantidad de posibilidades que se tendrían al combinar cada uno de los 28 agujeros con los 28 ejes y viceversa⁽⁶⁾. En este caso se tendrían además muchas situaciones repetidas, en las que se presente el mismo valor absoluto de juego o aprieto pero corrido con respecto a la línea de cero, con lo cual se perdería uno de los propósitos fundamentales de la normalización, el cual es reducir la cantidad de elementos a los estrictamente necesarios en un sistema cualquiera.

Es por estos motivos que se crearon los dos sistemas de ajuste conocidos, que son el sistema de agujero único y el de eje único.

⁽⁶⁾ 28 posiciones para agujeros X 28 posiciones para ejes = ¡784 combinaciones!
Interesante: analizar diferencias entre H7/g6 y G7/h6

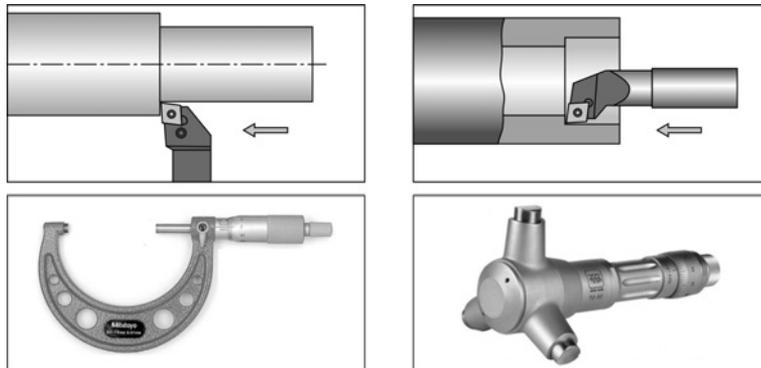
El sistema de agujero único se basa en la combinación de un agujero **H** con cada uno de los ejes desde **a** hasta **zc**, obteniéndose de esta manera una gama de ajustes desde gran juego hasta gran aprieto. Por el contrario, el sistema de eje único combina un eje **h** con toda la posible gama de agujeros desde **A** hasta **ZC**. Realizando esta simplificación, se reducen las posibilidades de combinación a 28 ya sea en un sistema o en el otro.

Hasta ahora se habló de las posiciones de las zonas de tolerancia, pero todavía nada se dijo de las calidades. Lo antedicho sería en principio aplicable a todas las calidades, pero en el ámbito normal de la mecánica las calidades utilizadas van desde la 5 hasta la 9 o 10.

Por otro lado, si estamos hablando de ajustes con juegos relativamente grandes no tiene mucho sentido utilizar calidades muy precisas, por lo que son usuales las calidades 8, 9 y 10. En el otro extremo, si se habla de ajustes a presión, debemos poder controlar muy bien el rango de ajuste conseguido por los motivos que ya se han expuesto del peligro de sobrepasar las tensiones mecánicas admisibles en alguna de las piezas. Por lo tanto, en este caso hablaremos de calidades 5, 6 y 7.

En principio, al diseñar un par, seleccionaremos tanto para el eje como para el agujero una calidad semejante, ya que si no caemos en los problemas antes citados de no poder controlar correctamente los resultados finales en lo que hace al juego o aprieto conseguidos.

Pero existen motivos de orden tecnológico que llevarán a otra consideración más acerca de la selección de las calidades. La dificultad de fabricación y su posterior control dimensional es mayor cuando se trata de agujeros que cuando se trata de ejes. Por ejemplo, si hablamos de rectificado, en el caso de exteriores tendremos la muela soportada por el robusto cabezal de exteriores, sin mayores problemas de vibraciones. Todo lo contrario sucede en el rectificado de interiores en el cual se tiene la muela de interiores soportada por un mandril en voladizo, de poca rigidez y sujeto a vibraciones. Al momento de controlar dimensionalmente los diámetros obtenidos, también resulta mucho más accesible la medición de un eje que la de un agujero.



Es por los motivos mencionados que se estila combinar agujeros de una calidad superior o a lo sumo igual a la de los ejes correspondientes. Por ejemplo, el caso clásico de agujeros H7 con ejes de calidad 6 (m6, k6, j6).

Volviendo al tema de los sistemas de agujero único o de eje único, debe aclararse que en general, en el 95 % de los casos se utiliza el sistema de agujero único. Esto responde a que, como se dijo, con este sistema se utilizan en principio menor cantidad de herramientas y calibres, disminuyendo de esta manera los costos de producción. Recuérdese que para la realización de agujeros con dimensiones calibradas muchas veces y debido a las dificultades de mecanizado antes citadas, se utilizan escariadores ya sean fijos o regulables, mientras que para la realización de ejes nos valemos exclusivamente de las habilidades de la máquina herramienta correspondiente, por lo que no agregamos ninguna herramienta especial.

Hay algunos casos en los que se justifica el uso del sistema de eje único, sobre todo en los casos relacionados con pernos que pueden ser fabricados por ejemplo en rectificadoras sin centros, lo cual les otorga un único diámetro y luego se ajustan los agujeros en los que deban fijarse de acuerdo a cada necesidad.

Cabe aclarar que, aunque no fue concretamente señalado, se da por sentado que al definir un par de piezas vinculadas, el diámetro nominal de ambas piezas debe ser el mismo. Cuando sea necesario indicar el ajuste en los planos de conjunto se lo hará de acuerdo a los siguientes ejemplos:

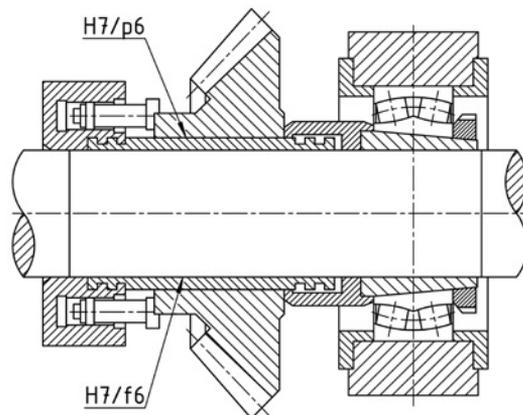
$\varnothing 80 \text{ H7/g6}$

$\varnothing 65 \text{ H6/k6}$

$\varnothing 40 \text{ G7/h6}$

El primer ejemplo indica que hemos combinado un agujero de diámetro nominal 80 mm de tolerancia H7 con un eje también de diámetro nominal 80 mm, pero en este caso su tolerancia es g6. Si vamos a las tablas y buscamos los valores correspondientes veremos que la combinación H7/g6 da como resultado un ajuste con juego. De la misma manera podemos analizarlos otros dos casos.

En el plano de conjunto se asentarán estas condiciones tal como se indica a continuación:



Aquí estamos indicando que la rueda dentada va montada de manera fija (con interferencia) sobre el manguito que se muestra (H7/p6) y, a su vez, que el manguito entra con un determinado juego y además tiene la posibilidad de moverse axialmente sobre el eje (H7/f6).

Obviamente, en los planos de despiece se asignarán los valores numéricos de tolerancia correspondientes a cada una de las piezas. Por ejemplo, al dibujar el plano del manguito mencionado, se acotará el diámetro exterior del mismo con su medida nominal afectada de la tolerancia p6 y se acotará el diámetro interior del mismo con su medida nominal afectada de la tolerancia H7, tal como se indicó más arriba.

TABLAS DE TOLERANCIAS Y AJUSTES

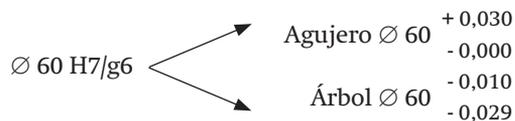
De acuerdo con lo mencionado anteriormente, las normas han colocado en forma de tablas los valores de tolerancia tanto para agujeros como para los ejes respectivos ya sea para el sistema de agujero único como para el sistema de eje único. Se encuentran tabulados los grupos de diámetros desde 1 hasta 500 mm y tal como se dijo para calidades de agujeros y ejes similares o que a lo sumo difieren en un grado. Los valores de tolerancia máxima y mínima se encuentran indicados en μm o sea milésimas de milímetro.

Para dimensiones mayores de 500 mm los valores de tolerancia deberán ser calculados a partir de las tablas de tolerancias fundamentales y las correspondientes fórmulas de definición según el caso de que se trate.

En la figura se da un ejemplo de la utilización de las citadas tablas:

Diámetro	H6	u5 g5	H7	za6 ... g6 f7	H8	zc8 b9
↓ 60			↓ +30 0	↓ -10 -29		

Con lo que se tiene:



Como referencia pueden verse las siguientes normas:

- Normas ISO 286 partes 1 y 2 - Tolerancias para dimensiones lineales
- Norma DIN 7154 - Ajustes ISO para agujero único
- Norma DIN 7155 - Ajustes ISO para eje único

CONTROL MEDIANTE CALIBRES PASA-NO PASA

Para el control dimensional de las piezas construidas en serie, sin tener que llegar a medirlas una a una con instrumentos de medición existe otro tipo de instrumentos que denominamos de comprobación. Estos son los calibres de límites, también conocidos como calibres pasa-no pasa. Se los clasifica como instrumentos de comprobación y no de medición, ya que lo que hacen es justamente “comprobar” que las dimensiones se encuentren dentro de ciertos límites, pero en ningún caso arrojan una medida concreta para el elemento bajo control. Este método de control no es nuevo, ya que fue propuesto por el inglés Whitworth en 1857. En la actualidad tienen una amplia difusión en la industria en los procesos de fabricación en serie.

El funcionamiento de estos calibres es muy sencillo: se trata de dos elementos de precisión cuyas dimensiones se corresponden uno de ellos con la dimensión del límite superior de la banda de tolerancia y el otro con la dimensión del límite inferior.



Para mayor claridad analicemos un ejemplo y supongamos que se trata de controlar un agujero $\varnothing 50 H6$ (50,000; 50,016). El calibre de límites constará de un cilindro cuyo diámetro sea el del límite superior de la tolerancia (50,016) y otro cilindro cuyo diámetro sea el del límite inferior de la tolerancia (50,000).

Supongamos que el agujero real que queremos controlar tiene una dimensión que se encuentre dentro de los límites establecidos. Si probamos el lado denominado pasa (50,000) y este entra en el agujero, quiere decir que el agujero es algo mayor de 50,000.

De la misma manera, si probamos el lado no pasa (50,016) y este no entra en el agujero, quiere decir que el agujero es más chico que 50,016.

Combinando ambas cuestiones, podemos decir que el agujero es mayor de 50,000, pero a su vez menor de 50,016, lo que nos indica que el mismo se encuentra dentro de lo especificado por la tolerancia. Lo que no sabemos a ciencia cierta es cuánto mide realmente, cuestión que no nos interesa en principio, ya que si bien no sabemos cuál es su dimensión real, estamos “comprobando” que cumple con lo pedido.

En las siguientes figuras pueden verse otros tipos de calibres pasa-no pasa para distintas aplicaciones:



TOLERANCIAS DE FABRICACIÓN DE CALIBRES DE LÍMITES

Al fabricar un calibre de límites, comúnmente llamado pasa-no pasa, debe contemplarse una cierta tolerancia para sus dimensiones, la cual obviamente deberá ser de bastante menor magnitud que la tolerancia a controlar. Existe un principio sencillo en la metrología, que es la regla del 10 %, que simplemente dice que la tolerancia del controlador debe ser el 10 % de la tolerancia de la pieza a controlar. Esta es una primera aproximación que podría ser usada en casos relativamente sencillos.

Si se desea mayor precisión se puede echar mano a distintas recomendaciones, entre la que se encuentra las indicadas en la norma IRAM 5033, que se transcriben a continuación.

Calidad de la pieza		IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16
Calidad de los calibres	Para agujeros	Tapón	-	IT2	IT3	IT3	IT3	IT3	IT5	IT5	IT7	IT7	IT7
		Varilla	-	IT2	IT2	IT2	IT2	IT2	IT4	IT4	IT6	IT6	IT6
	Para ejes	IT2	IT3	IT3	IT4	IT4	IT4	IT5	IT5	IT7	IT7	IT7	IT7

Para establecer la posición relativa de estas zonas de tolerancia con respecto a la zona de tolerancia de la pieza a controlar, la normativa contempla las cuatro siguientes situaciones:

1. Calibres macho (para controlar agujeros) hasta 180 mm
2. Calibres macho (para controlar agujeros) mayores de 180 mm
3. Calibres hembra (para controlar ejes) hasta 180 mm
4. Calibres hembra (para controlar ejes) mayores de 180 mm

Tanto para el lado PASA como el NO PASA en estas cuatro condiciones, las normas indican los siguientes criterios:

- En el lado PASA la tolerancia del calibre (H o H_1) se ubicará dentro de la zona de tolerancia de la pieza con una discrepancia z o z_1 .
- En el lado NO PASA la tolerancia (H o H_1) del calibre se ubicará distribuida simétricamente alrededor del límite no pasa de la pieza.
- El lado PASA del calibre es el que sufre un desgaste con el uso, al contrario del lado NO PASA, el cual no debería sufrir desgaste justamente por su condición de “no pasar”, es decir no tomar contacto con la superficie a controlar. Para contemplar el desgaste que vaya sufriendo el calibre con el uso, y que el mismo pueda seguir siendo operativo, en el lado PASA se preverá ampliar la zona de tolerancia en un valor y o y_1 .
- Cuando se estén verificando diámetros mayores de 180 mm, por las dimensiones y el peso del calibre, es posible que este no se manipule de manera totalmente correcta y por lo tanto se dé lugar a la aparición de cierto error de medición. Esta situación será tomada en cuenta reduciendo la zona de desgaste del lado PASA en un valor α o α_1 y a la vez corriendo la misma cantidad α o α_1 la zona de tolerancia del lado NO PASA hacia adentro de la tolerancia de la pieza.

La diferencia entre los parámetros con y sin subíndice 1, radica en que los que no poseen subíndice se refieren a los calibres macho, mientras los que poseen el subíndice corresponden a los calibres hembra. Si bien ambos (con y sin subíndice) conceptualmente indican lo mismo, numéricamente pueden ser iguales o pueden presentar alguna diferencia para determinadas condiciones, por ejemplo para distintas calidades. Es por ello que se hace la distinción. Los motivos por los cuales en la normativa se ha optado por hacer esta diferencia son variados y su análisis excedería el objeto de este apartado. No obstante se aclara que existe esta diferencia, lo cual puede ser verificado en la transcripción parcial de la tabla mostrada más adelante. Se aclara además que existen normas diversas para definir estos calibres, algunas de las cuales pueden presentar diferencias en algún aspecto, pero en general, los criterios generales aquí expuestos son los seguidos por la mayoría de las normas. En la presente sección se incluye la interpretación de estos criterios a modo ilustrativo, pero se recomienda recurrir a las normas específicas en el caso de presentarse una situación concreta a definir.

Resumiendo, se tiene la siguiente nomenclatura para las diferentes cuestiones a considerar:

- H: tolerancia de fabricación de calibres macho
- H_1 : tolerancia de fabricación de calibres hembra
- z : discrepancia para los calibres macho
- z_1 : discrepancia para los calibres hembra
- y : límite de desgaste de calibres macho
- y_1 : límite de desgaste de calibres hembra
- α : reducción por error de medición de calibres macho
- α_1 : reducción por error de medición de calibres hembra

Además, para las dimensiones de los calibres se utilizará la siguiente nomenclatura:

Lado PASA	$Mmáx_{CN}$: medida máxima calibre nuevo
	$Mmín_{CN}$: medida mínima calibre nuevo
	$Mmáx_{CD}$: medida máxima calibre desgastado
	$Mmín_{CD}$: medida mínima calibre desgastado
Lado NO PASA	$Mmáx_C$: medida máxima calibre
	$Mmín_C$: medida mínima calibre
	A: agujero, con $Dmáx_A$, $Dmín_A$ y T_A
	E: eje, con $Dmáx_E$, $Dmín_E$ y T_E

Aplicando las condiciones indicadas para cada uno de los cuatro casos se tendrá:

1. Calibres macho (para controlar agujeros) hasta 180 mm

Lado PASA:

$$Mmáx_{CN} = Dmín_A + z + \frac{H}{2}$$

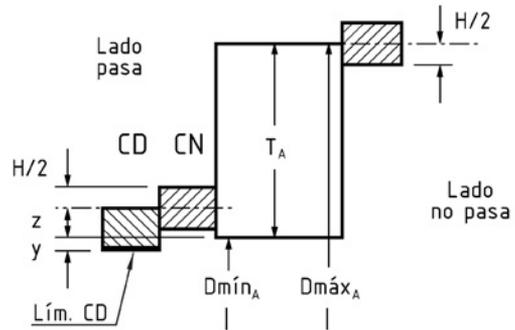
$$Mmín_{CN} = Dmín_A + z - \frac{H}{2}$$

$$Mmín_{CD} = Dmín_A - y$$

Lado NO PASA:

$$Mmáx_C = Dmáx_A + \frac{H}{2}$$

$$Mmín_C = Dmáx_A - \frac{H}{2}$$



2. Calibres macho (para controlar agujeros) mayores de 180 mm

Lado PASA:

$$Mmáx_{CN} = Dmín_A + z + \frac{H}{2}$$

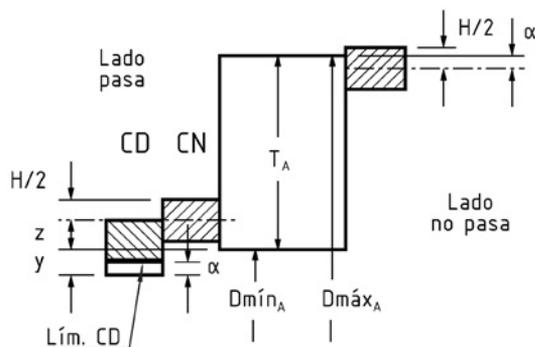
$$Mmín_{CN} = Dmín_A + z - \frac{H}{2}$$

$$Mmín_{CD} = Dmín_A - y + \alpha$$

Lado NO PASA:

$$Mmáx_C = Dmáx_A - \alpha + \frac{H}{2}$$

$$Mmín_C = Dmáx_A - \alpha - \frac{H}{2}$$



3. Calibres hembra (para controlar ejes) hasta 180 mm

Lado PASA:

$$Mmáx_{CN} = Dmáx_E - z_1 + \frac{H_1}{2}$$

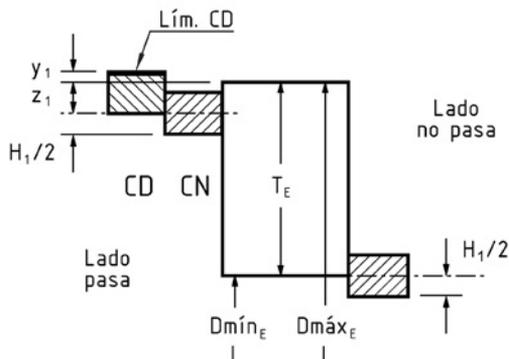
$$Mmín_{CN} = Dmáx_E - z_1 - \frac{H_1}{2}$$

$$Mmáx_{CD} = Dmáx_E + y_1$$

Lado NO PASA:

$$Mmáx_C = Dmín_E + \frac{H_1}{2}$$

$$Mmín_C = Dmín_E - \frac{H_1}{2}$$



4. Calibres hembra (para controlar ejes) mayores de 180 mm

Lado PASA:

$$Mmáx_{CN} = Dmáx_E - z_1 + \frac{H_1}{2}$$

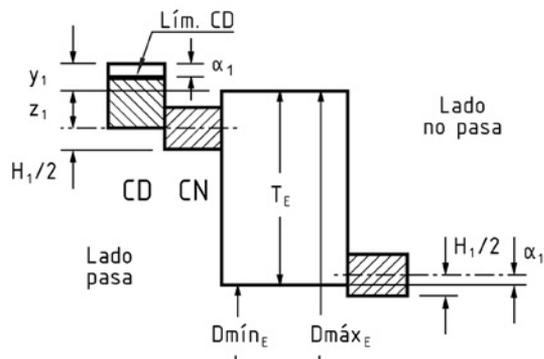
$$Mmín_{CN} = Dmáx_E - z_1 - \frac{H_1}{2}$$

$$Mmín_{CD} = Dmáx_E + y_1 - \alpha_1$$

Lado NO PASA:

$$Mmáx_C = Dmín_E + \alpha_1 + \frac{H_1}{2}$$

$$Mmín_C = Dmín_E + \alpha_1 - \frac{H_1}{2}$$



Los parámetros necesarios para poder realizar los cálculos precedentes se encuentran en la normativa existente, de la que se pueden citar la norma IRAM 5035 y la UNE 4033. A título de ejemplo se muestra a continuación una parte de la tabla incluida en la norma IRAM mencionada:

Calidad de la pieza	Parámetros	Diámetro (mm)											
		3 a 6	6 a 10	10 a 18	18 a 30	30 a 50	50 a 80	80 a 120	120 a 180	180 a 250	250 a 315	315 a 400	400 a 500
6	IT6	8	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36	40
	z	1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	3	4	5	6	7	8
	y	1	1	1,5	1,5	2	2	3	3	4	5	6	7
	z ₁	2	2	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	10	11
	y ₁	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4	5	6	6	7
	a a ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	2	3	4	5
	H	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10
	H ₁	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15
7	IT7	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63
	z z ₁	2	2	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	10	11
	y y ₁	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4	6	7	8	9
	α α ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	3	4	6	7
	H H ₁	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15
8	IT8	18	22	27	33	39	46	54	63	72	81	89	97
	z z ₁	3	3	4	5	6	7	8	9	12	14	16	18
	y y ₁	3	3	4	4	5	5	6	6	7	9	9	11
	α α ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	4	6	7	9
	H H ₁	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20

Valores en μm .

Con la finalidad de ejemplificar el desarrollo de un calibre aplicando estos criterios, se muestran a continuación dos casos resueltos:

Calibre pasa-no pasa para control de agujero $\varnothing 40$ H7

Parámetros:

- IT7 = 25 μm
- H = 4 μm
- z = 3,5 μm
- y = 3 μm
- Calibre macho

Desarrollo lado PASA:

$$Mmáx_{CN} = Dmín_A + z + \frac{H}{2} = 40,000 + 0,0035 + 0,002 = 40,0055$$

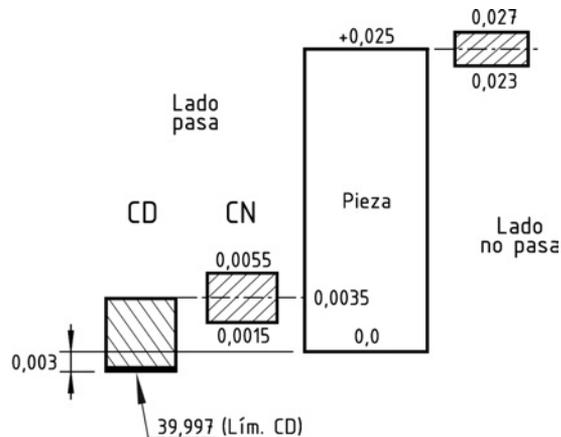
$$Mmín_{CN} = Dmín_A + z - \frac{H}{2} = 40,000 + 0,0035 - 0,002 = 40,0015$$

$$Mmín_{CD} = Dmín_A - y = 40,000 - 0,003 = 39,997$$

Desarrollo lado NO PASA:

$$Mmáx_C = Dmáx_A + \frac{H}{2} = 40,025 + 0,002 = 40,027$$

$$Mmín_C = Dmáx_A - \frac{H}{2} = 40,025 - 0,002 = 40,023$$



Calibre pasa-no pasa para control de agujero $\varnothing 230$ H8

Parámetros:

$$IT8 = 72 \mu\text{m}$$

$$H = 10 \mu\text{m}$$

$$z = 12 \mu\text{m}$$

$$y = 7 \mu\text{m}$$

$$\alpha = 4 \mu\text{m}$$

Calibre macho

Desarrollo lado PASA:

$$Mmáx_{CN} = Dmín_A + z + \frac{H}{2} = 230,000 + 0,012 + 0,005 = 230,017$$

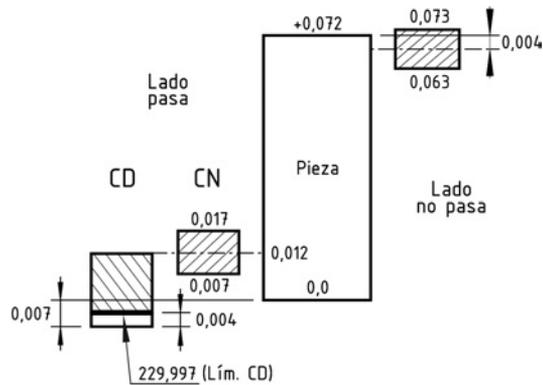
$$Mmín_{CN} = Dmín_A + z - \frac{H}{2} = 230,000 + 0,012 - 0,005 = 230,007$$

$$Mmín_{CD} = Dmín_A - y + \alpha = 230,000 - 0,007 + 0,004 = 229,997$$

Desarrollo lado NO PASA:

$$Mmáx_C = Dmáx_A - \alpha + \frac{H}{2} = 230,072 - 0,004 + 0,005 = 230,073$$

$$Mmín_C = Dmáx_A - \alpha - \frac{H}{2} = 230,072 - 0,004 - 0,005 = 230,063$$



5. SELECCIÓN DE AJUSTES

RECOMENDACIONES GENERALES

Si bien existe extensa bibliografía con recomendaciones de tipo general, la selección del ajuste adecuado para una aplicación determinada dependerá fundamentalmente de la experiencia del diseñador y de la experiencia obtenida del análisis de la performance del equipo en cuestión u otros similares fabricados con anterioridad.

Los factores a tener en cuenta en la selección del ajuste pueden ser de tipo funcional, depender del proceso de fabricación disponible, de los costos, de las condiciones de ensamblado, y muchos otros factores según el caso en cuestión. Por lo tanto, no resulta posible establecer “recetas” universales para su definición ya que se requiere de la aplicación de múltiples cuestiones de ingeniería para cada caso.

Como primera aproximación, se incluyen a continuación los ajustes recomendados por las normas IRAM para distintas aplicaciones:

Asientos móviles

Piezas de motores a explosión, a vapor y turbinas, con gran elevación de temperatura en funcionamiento. Piezas con gran juego en general.

Agujero único				Eje único			
H7	a9 b8, b9 c8, c9	H11	a11 b11 c11	A9 B8, B9 C8, C9	h6, h7, h8	A11 B11 C11	h11

Ajuste de piezas con gran capacidad de carga y poca diferencia de temperatura. Ejes de máquinas herramienta, cojinetes principales de tornos, fresadoras y perforadoras, cojinetes de biela, manguitos deslizantes, cigüeñales, etc.

Agujero único				Eje único			
H6	d8, d9 e7 f6	H7	d8, d9 e8 f8	E7 F6	h5	D8, D9 E8 F7	h6
H8	d8, d9 e8 f7	H11	d11	D10 E9 F8	h8, h9	D11	h11

Ajuste de piezas con guiado exacto en el eje. Movimientos donde el juego resulta perjudicial para el mecanismo. Evitar golpes en movimientos alternativos.

Agujero único		Eje único	
H6 g5	H7 g6	G6 h5	G7 h6

Ajuste de piezas que deban montarse sin esfuerzo y que presenten pequeño juego. Engranajes de cambio de velocidad, ejes de contrapunta, cabezales de barras de taladrar, acoplamientos deslizantes en general.

Agujero único		Eje único	
H6 h5	H7 h6	H6 h5	H7 h6
H8 h7	H11 h11	H8 h7, h8, h9	H11 h11

Asientos indeterminados

En teoría puede presentarse juego o aprieto. Se los utiliza cuando se requiere un buen centrado y posicionamiento y que no se presente juego.

Agujero único		Eje único	
H6 j5 k5 m5	H7 j7 k7 m6 n6	J6 h5 K6 M6	J7 h6 K7 M7 P7
H8 j7 k7 m7 n7 p7		J8 h7 K8 M8 N8	

Asientos fijos

Montaje de piezas con interferencia. Se calculará la interferencia mínima para lograr el ajuste deseado y la máxima para no sobrepasar la resistencia mecánica de la unión.

Agujero único		Eje único	
H6 n5 hasta x5		N6 hasta X6 h5	
H7 p6 hasta z6			
H8 s7 hasta z7		P7 hasta Z7 h6	

Las tablas anteriores proporcionan una guía general sobre las combinaciones que realmente poseen algún interés práctico en las construcciones mecánicas usuales. Las mismas incluyen las aplicaciones del sistema de eje único el cual, tal como se dijo, por presentar ciertas desventajas, es poco usado.

Si bien lo mostrado es una primera aproximación a la selección de ajustes, en muchos casos las grandes empresas poseen normas propias de selección de ajustes basadas en el tipo de producto que manufacturan y la experiencia acumulada a lo largo de muchos años. En general dichas normas tratan de acotar la cantidad de ajustes y juegos utilizados a la menor cantidad posible compatible con las funciones requeridas, persiguiendo las finalidades de normalización y reducción de costos antes mencionadas.

APLICACIÓN RACIONAL DE LAS TOLERANCIAS

En la página siguiente se muestra una tabla donde se resumen distintas aplicaciones según el tipo de ajuste requerido. Además se incluyen en las páginas subsiguientes las figuras correspondientes a los ejemplos que se mencionan en la tabla.

En esta tabla se resume la totalidad de una propuesta denominada “Aplicación racional de las tolerancias dimensionales en el diseño mecánico”, la cual se trata del uso de solo ciertas combinaciones de las tolerancias dimensionales, las que cubren casi la totalidad de los casos que pudieran presentarse en la práctica. Este sistema de nacionalización de tolerancias y ajustes está basado en la norma japonesa JIS B 0401.

De hecho, en la tabla se especifican solo 47 combinaciones mediante las cuales se contempla con total solvencia técnica todo el espectro de las posibles aplicaciones que se requieran, desde ajustes muy precisos utilizando agujeros H6, pasando por los que utilizan agujeros H7, donde se incluyen todos los ajustes a presión, agregando finalmente algunas aplicaciones de mayor juego utilizando agujeros H8, H9 y H10.

Tipo de ajuste	Eje	Combinación con agujero					Aplicaciones	Características	Ejemplo	Ajuste	Ver figura
		H6	H7	H8	H9	H10					
Piezas con movimiento relativo	Gran juego	b				b9	Piezas en las que excepcionalmente se permite gran juego, o este es requerido por cuestiones funcionales.	Gran juego es necesario funcionalmente. (Dilatación, error de posición gradual, gran longitud del acople)	Aro de pistón en su ranura (1°) Perno de retención	H9/i9 H10/c9	1 2
		c			c9	Piezas sin precisión que debían poder armarse con facilidad					
	Ciclo con juego	d			d9	Piezas en las que se permite gran juego, o este es requerido por cuestiones funcionales.	Se desea reducir los costos de mecanizado	Juego lateral del biela en cigüeñal Aro de pistón en su ranura (2°)	H8/d9 H9/d9	4 1	
		e	e7	e8 e9	e8 e9	Piezas móviles donde se permita juego relativamente alto. Bujes con alta temperatura, alta velocidad y muy cargados.	Piezas rotantes o deslizantes normales.	Cojinete principal de cigüeñal. Piezas deslizantes en general.	H8/e8 H8/e8	4 5	
	Ciclo normal	f	f6 f7	f7 f8	f7 f8	Piezas móviles con juego apropiado (ajuste de calidad). Bujes lubricados con grasa o aceite utilizados a temperatura ambiente.	Piezas con ajuste normal (posicionamiento). Desarmado frecuente.	Eje en su buje, de uso general.	H7/f7	6	
		g	g5 g6	g6		Piezas con rotación continua de precisión, con cargas livianas. Piezas deslizantes entre sí.	Piezas que requieren movimiento preciso sin juego.	Perno de eslabones de cadena. Vástago de válvula de precisión.	H7/g6 H6/g5	7 9	
	Juego	h	h5 h6	h6 h7	h8 h9	Piezas móviles a mano (con lubricante). Posicionamiento de precisión. Piezas deslizantes de precisión.		Chaveta en su alojamiento. Cubo y corona en ruedas dentadas. Eje de engranajes de precisión.	H9/h9 H8/h7 H7/h6	8 10 11	
		js	js5 js6	js7		Piezas acopladas donde se permite pequeña interferencia (no se mueven durante el funcionamiento). Posicionamiento preciso.	La unión no puede transmitir esfuerzos.	Manguitos de acople de ejes. Cubo y corona en engranajes de precisión.	H7/js6 H7/js6	13 10	
	Piezas sin movimiento relativo	Golpe ligero	k	k5 k6	k6		Piezas cuyo armado y desarmado se produce por golpes o prensa liviana. Posicionamiento preciso.	Armado y desarmado sin dañar las piezas integrantes.	Eje de bomba de engranajes. Bulón con guía (centrado)	H6/k6 H7/k6	6 13
			m	m5 m6	m6		Ítem anterior. Posicionamiento muy preciso. No se aprecia juego.		Pistón y vástago cilindro hidráulico.	H6/m6	16
Montaje a golpes		n	n6	n6		Ajuste que requiere un esfuerzo relativamente alto para el armado y desarmado.		Acoplamiento flexible a engranajes. Fijación guía de válvulas.	H6/n6 H7/n6	17 3	
		p	p6	p6		Ítem anterior. Mayor esfuerzo.	Se pueden transmitir pequeños esfuerzos.	Rueda dentada en su eje.	H6/p6	19	
Interferencia		Prensa liviana	r	r6	r6		Ítem anterior. Armado por calentamiento del agujero o enfriamiento del eje, o por prensa hidráulica.		Manguito fijo en un eje.	H7/r6	15
			s	s6	s6		Ítem anterior. Prensa hidráulica incluso en aleaciones livianas.	Al desarmar la unión se dañan las piezas integrantes.	Fijación de un buje en su alojamiento	H7/s6	6
	t	t6	t6		Ítem anterior.		Muñón de cigüeñal en su brazo.	H7/t6	20		
	u	u6	u6		Ítem anterior.	Pueden transmitir grandes esfuerzos sin dificultad.	Rueda dentada en eje (gran torque)	H7/u6	21		
Montaje por calor o prensa hidráulica	x	x6	x6		Ítem anterior.						

Ejemplos citados en la tabla anterior:

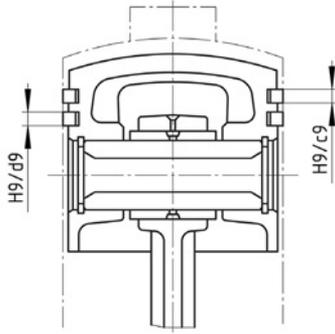


Figura 1. Aros de pistón en sus ranuras.

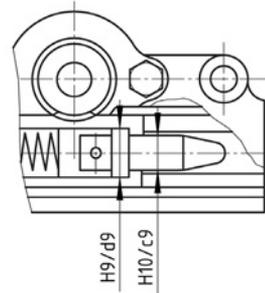


Figura 2. Perno de retención.

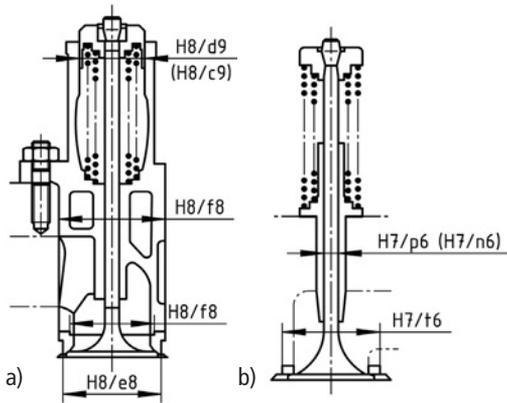


Figura 3.
a) Válvula de escape. / b) Válvula de admisión.

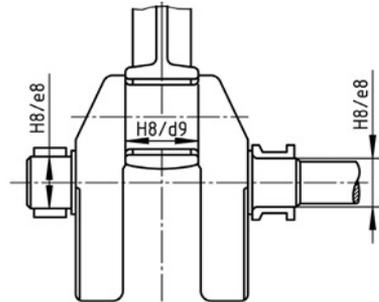


Figura 4. Cigüeñal:
Juego lateral de la biela. / Juego en cojinetes de bancada.

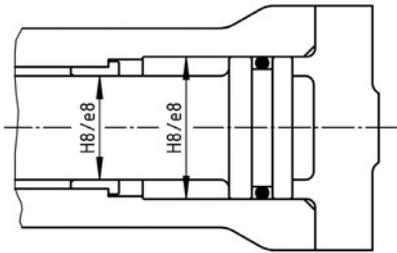


Figura 5. Juego deslizante en general.

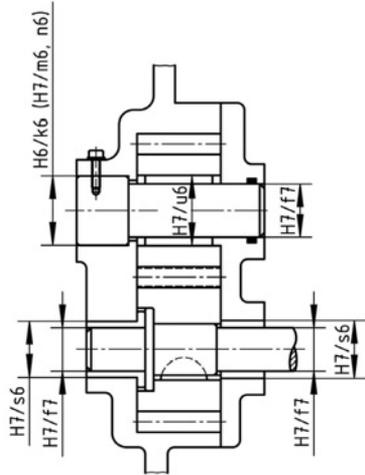


Figura 6. Bomba de engranajes.

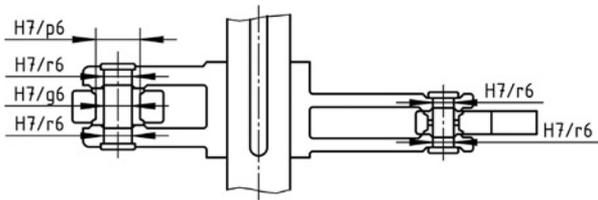


Figura 7. Palancas y pernos de conexión.

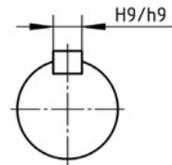


Figura 8. Chaveta y su alojamiento.

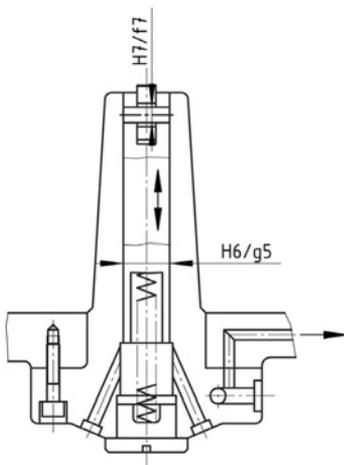


Figura 9. Válvula de precisión.

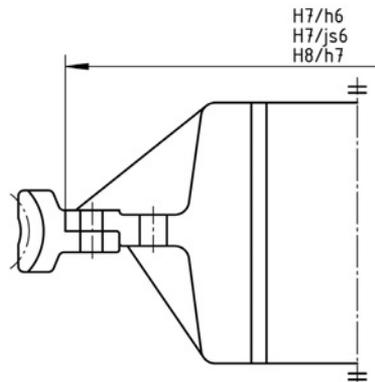


Figura 10. Cubo y corona de engranajes

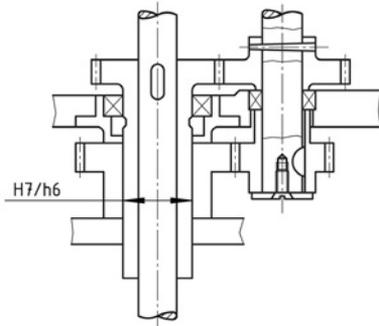


Figura 11. Engranaje de precisión.

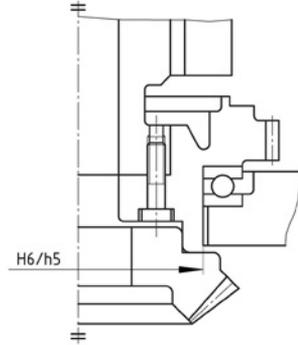


Figura 12. Engranaje sobre un rodamiento.

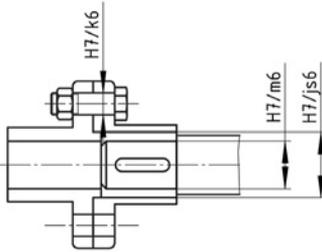


Figura 13. Acoplamiento de ejes.

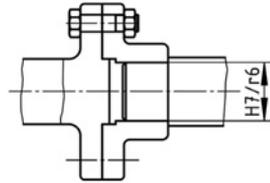


Figura 15. Acople en el eje.

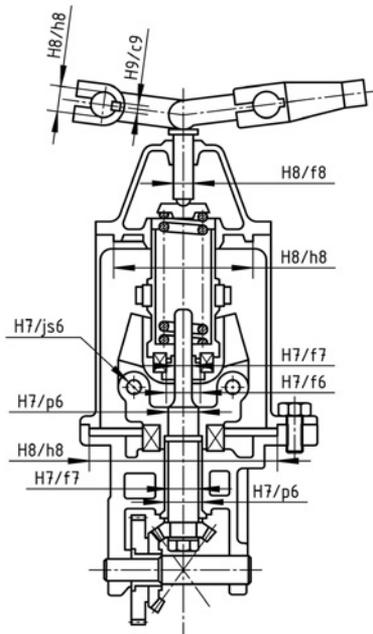


Figura 14. Conjunto mecánico general.

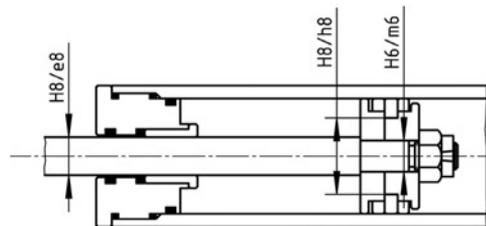


Figura 16. Cilindro hidráulico.

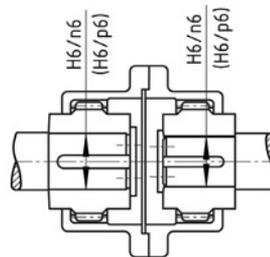


Figura 17. Acoplamiento flexible a engranajes.

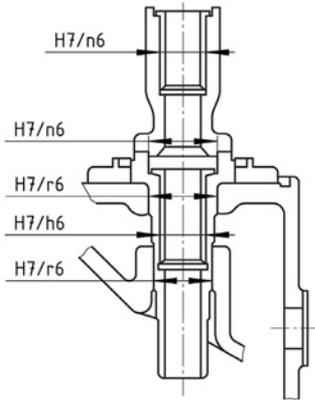


Figura 18. Ajuste de precisión.

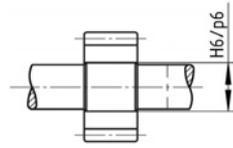


Figura 19. Engranaje en su eje.

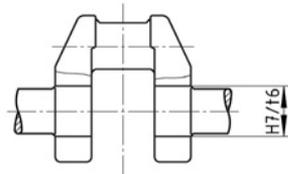


Figura 20. Muñón de cigüeñal.

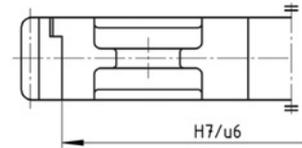


Figura 21. Engranaje en cubo (gran torque).

PARTICULARIDADES DEL SISTEMA PROPUESTO

Si bien hasta ahora no se ha indicado en forma explícita, el lector habrá notado que el sistema propuesto se basa en la filosofía de agujero único, es decir la combinación de solamente agujeros H (en las distintas calidades) con una gama de ejes que van desde b hasta x.

Mediante estas combinaciones se obtuvieron 47 posibilidades según el siguiente detalle:

Combinación con agujero	Cantidad de combinaciones	Características
H6	13	Ajustes de gran precisión
H7	17	Ajustes generales con juego de precisión normal y ajustes con interferencia
H8	7	Ajustes con juego normal a grande
H9	7	
H10	3	Ajustes con gran juego

En el conjunto de estos 47 ajustes pueden destacarse las siguientes particularidades:

1. Existe una racionalidad general del sistema, ya que concentra la mayoría de las aplicaciones en la utilización de agujeros H7, los cuales son de relativa facilidad de obtención con los métodos convencionales de mecanizado.
2. La calidad propuesta para los ajustes tiene cierta relación con el juego necesario. En efecto, puede comprobarse que para juegos grandes no tiene sentido utilizar calidades muy precisas, ya que se estaría gastando dinero innecesariamente en afinar la calidad para luego especificar juegos cuyo rango es de varias veces el de la banda de tolerancia de cada una de las partes. En el otro extremo ocurre lo contrario. Para juegos pequeños es condición absolutamente necesaria que trabajemos con calidades finas para poder tener bajo control los resultados deseados.
3. Las uniones con juego deslizante se obtienen mediante la utilización de las distintas combinaciones H/h, desde las muy precisas en calidad 5 y 6 hasta las más bastas en las calidades 8 y 9.
4. Las uniones con interferencia se logran mediante la utilización de agujeros H7 con calidades de ejes 6, ya que de usar calidades más bastas no permitiría tener bajo control los resultados finales⁽⁷⁾.

Finalmente debe decirse que el conjunto de ajustes propuesto es de probada eficiencia en un amplio campo de la mecánica, para todo tipo de aplicaciones y que no es necesario echar mano de otros ajustes que no estén contemplados aquí, salvo que se trate de casos muy especiales y en los que se justifique funcionalmente con sólidas bases ingenieriles.

Se recomienda a las pymes adoptar este sistema e incluirlo como norma en los procedimientos de diseño de productos. La correcta utilización de estas recomendaciones seguramente redundará en un ajuste importante de costos en función de todos los motivos expuestos, además de ser una herramienta muy valiosa para promover y elevar la calidad de los productos fabricados.

⁽⁷⁾ Se analizará en el capítulo siguiente un método para la correcta determinación de los ajustes necesarios en función de las variables de ingeniería actuantes en cada caso.

6. DISEÑO DE UNIONES A PRESIÓN

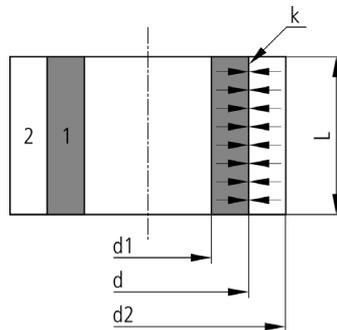
CÁLCULO ANALÍTICO DE LA UNIÓN

Tal como se vio en la tabla de selección de distintos tipos de ajustes, al especificar un ajuste con interferencia se pueden dar distintos grados de aprieto. Para cada uno de estos grados se consiguen distintas condiciones de trabajo de la unión en su conjunto, las cuales actúan en forma inversa, es decir, una gran resistencia del conjunto da esfuerzos importantes en las piezas. Hay que tener cuidado de que estos esfuerzos no lleguen a superar la resistencia mecánica de alguno de los componentes de la unión, llevando a la falla a todo el conjunto. Por otro lado, hay que conseguir una determinada resistencia del conjunto de acuerdo al esfuerzo que deba soportar, ya sea un esfuerzo de torque o una fuerza axial.

Por lo tanto, se deben realizar algunos cálculos y se debe llegar a una solución de compromiso dependiendo de la función que se espere de la unión.

Por ejemplo, hay uniones que pueden lograrse mediante golpes o a lo sumo con prensa ligera y que luego pueden ser desarmadas sin dañar las piezas. El esfuerzo o torque a transmitir por esta unión será bajo. En el otro extremo, si se crea una interferencia grande el esfuerzo posible de transmitir también lo será pero ya la unión no puede ser desarmada sin dañar una o ambas piezas y además se corre el riesgo de fisurar alguna de las piezas en el armado.

En dichas uniones de piezas a presión se crea una resistencia al desplazamiento relativo de las mismas que es debida a la deformación elástica de ambas y por lo tanto es proporcional al aprieto entre estas piezas. La citada deformación es de compresión en la pieza interna, mientras que es de tracción en la pieza externa.



La manera de conseguir el encaje entre ambas piezas puede ser simplemente por introducción de una dentro de la otra por medio de golpes o mediante la utilización de alguna prensa. También se puede recurrir al método de calentar una de las piezas, enfriar la otra o ambos procedimientos a la vez.

A los efectos prácticos, puede considerarse que aparece una presión uniforme, la cual actúa como presión exterior sobre la pieza interna y a la vez como presión interior sobre la pieza externa.

El desarrollo teórico de este caso fue estudiado por el físico G. Lamé (1854), llegándose a la fórmula que lleva su nombre y que expresa el valor de la presión superficial en la superficie de encaje:

$$k = \frac{\Delta}{1000 d} \cdot \frac{1}{\frac{c_1 - \mu_1}{E_1} + \frac{c_2 + \mu_2}{E_2}} \quad (MPa)$$

Donde:

Δ/d : aprieto diametral relativo (Δ : interferencia en μm) (d : diámetro nominal en mm).

d_1, d_2 : diámetro menor de la pieza interior y diámetro mayor de la pieza exterior, respectivamente⁽⁸⁾.

E_1, E_2 : módulos elásticos de los materiales de ambas piezas.

μ_1, μ_2 : coeficientes de Poisson de ambos materiales.

c_1, c_2 : coeficientes geométricos según el siguiente detalle:

$$c_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} \qquad c_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}$$

Además se definen otros dos coeficientes:

$$a_1 = \frac{d_1}{d} \qquad a_2 = \frac{d}{d_2}$$

Tal como puede verse en la fórmula de k , esta presión es “directamente proporcional” al aprieto diametral relativo Δ/d .

A continuación, se pueden calcular las tensiones en ambas piezas. En la pieza interna se tiene una tensión de compresión cuyo valor es máximo en la superficie exterior de la misma y es:

$$\sigma_1 = \frac{\Delta}{d} \cdot \frac{2}{1 - a_1^2} \cdot \frac{1}{\frac{c_1 - \mu_1}{E_1} + \frac{c_2 + \mu_2}{E_2}} = \frac{2k}{1 - a_1^2} \quad (MPa)$$

⁽⁸⁾ En la resolución de casos prácticos muchas veces es necesario realizar ciertas consideraciones a fin de establecer correctamente los valores a utilizar.

A su vez, la tensión de tracción en la pieza externa es máxima en su superficie interior y vale:

$$\sigma_2 = \frac{\Delta}{d} \cdot \frac{2}{1-a_2^2} \cdot \frac{1}{\frac{c_1 - \mu_1}{E_1} + \frac{c_2 + \mu_2}{E_2}} = \frac{2k}{1-a_2^2} \quad (MPa)$$

Una vez conocidos los valores de las tensiones circunferenciales en ambas piezas, se pueden calcular las deformaciones en las mismas.

Son de particular interés los cambios de diámetro interior y exterior del conjunto ensamblado, ya que posiblemente deba preverse la interacción del mismo con alguna otra pieza. Concretamente puede darse el ejemplo de un buje clavado en su alojamiento. Luego en su interior debe poder girar un eje sin dificultad y por lo tanto deberá poder calcularse cuánto se achica el diámetro interior del buje al clavarlo para poder dimensionar el eje en consecuencia.

Por lo tanto, se calcula la disminución del diámetro interior en la pieza interna y el aumento del diámetro exterior de la pieza externa haciendo uso de la ley de Hooke, según lo siguiente:

$$\Delta_1 \approx \frac{\sigma_1}{E_1} d_1 \qquad \Delta_2 \approx \frac{\sigma_2}{E_2} d_2$$

Expresiones válidas para
pequeño espesor

Como ya se dijo, el requerimiento funcional de la unión va a ser la capacidad de transmisión de algún esfuerzo mecánico. De acuerdo a la aplicación particular a la que se la deba someter se analizará el esfuerzo axial y el momento torsor que puede resistir dicha unión.

El esfuerzo axial que resiste la unión será:

$$P_{ax} = k F f \quad (N)$$

Siendo: $F = \pi d L$ el área total del encaje

f el coeficiente de rozamiento (0,1 a 0,15 para aceros y fundiciones)⁽⁹⁾

L la longitud de las piezas a unir.

Por lo tanto, para no complicar la situación, la utilización del valor $f = 0,1$ a $0,15$ puede extenderse en forma amplia a todos los casos, siendo los resultados en general satisfactorios.

El momento torsor que puede resistir será:

$$M_{tor} = 0,001 k F f \frac{d}{2} \quad (Nm)$$

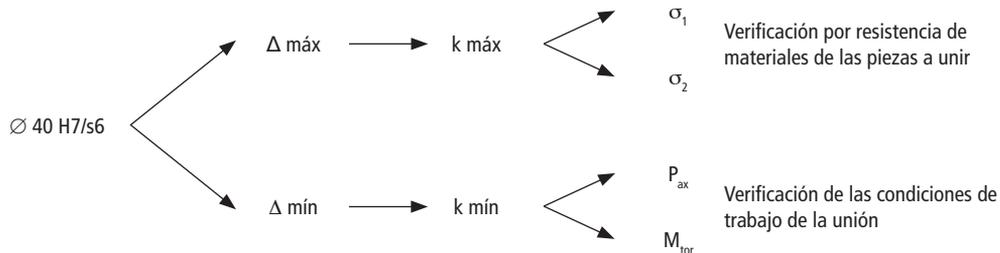
⁽⁹⁾ La determinación del coeficiente f para distintos materiales es muy compleja y existe gran dispersión en la información publicada. Debe tenerse en cuenta además, que en este caso también entran en juego la rugosidad superficial de ambas piezas y sus errores de forma (circularidad, cilíndricidad).

Ya que ambas piezas han sido construidas con sus respectivas tolerancias, se tendrá un aprieto mínimo y uno máximo, dependiendo de la combinación del máximo agujero con el mínimo eje y viceversa.

En el caso del **aprieto máximo** se debe verificar la resistencia mecánica de ambas piezas, de manera tal que las tensiones que aparecen no superen las tensiones admisibles de ambos materiales. Con respecto a las tensiones actuantes, recordemos que el efecto de zunchado se da por acción de las deformaciones elásticas. Si por excesivo aprieto se supera el límite elástico en alguna de las piezas, ya no se tiene el efecto deseado por haber aparecido deformaciones permanentes en la misma y haberse relajado las tensiones elásticas que las mantenían unidas. De hecho, si se elevan aún más las tensiones, se podría llegar a la rotura de alguna de las piezas, pero se recuerda que la falla de la unión se da al llegar alguna de las dos partes a la fluencia por pérdida de efectividad de la misma, sin que necesariamente se llegue a la rotura.

Por otro lado, en el caso de **aprieto mínimo** se debe verificar que la unión sea adecuada para resistir los esfuerzos de trabajo previstos (fuerza axial y/o momento torsor) sin llegar a despegarse.

Esquemmatizando lo dicho se tendrá:



De hecho, en la práctica y debido al carácter estadístico del caso en estudio se tendrá una situación intermedia en un gran porcentaje de piezas, la cual también puede ser evaluada a fin de analizar si se cumplen las especificaciones requeridas.

Se calculará además, tal como se dijo antes, la disminución o incremento de los otros diámetros de las piezas a fin de verificar que puedan cumplir la función que les fue asignada.

En la siguiente tabla se indican algunos valores de propiedades mecánicas que pueden ser de utilidad a la hora de calcular un par con distintos materiales. Se aclara que los valores de tensión de fluencia consignados son genéricos y pueden variar considerablemente de acuerdo al estado en que se encuentre el material. En lo que hace al módulo elástico y coeficiente de Poisson no presentarán diferencias significativas.

Material	Módulo elástico E (MPa)	Coefficiente de Poisson μ	Tensión de fluencia σ_f (MPa)
Acero SAE 1020	210000	0,303	240
Acero SAE 4340 T. y R.	210000	0,295	1150
Acero inoxidable AISI 304	220000	0,300	520
Aleación de aluminio fundido 356 T6	73000	0,330	140
Aleación de aluminio 2024 T4	74000	0,348	300
Fundición gris	80000	0,240	$\sigma_f = 120$
Bronce fosforoso	110000	0,290	500
Latón	105000	0,290	140
Metal duro (CW)	700000	0,240	$\sigma_c = 2400$

Si se han unido dos materiales diferentes, posiblemente los mismos presenten muy diversos coeficientes de dilatación térmica y si durante el funcionamiento de la máquina o conjunto existe la posibilidad de cambios considerables de temperatura, las condiciones en lo que respecta a resistencia mecánica de la unión pueden variar. En este caso habrá que evaluar las diferentes condiciones de trabajo que se establecen y ver si se cumple en cada caso lo especificado como aceptable.

Cabe aclarar que las fórmulas teóricas utilizadas corresponden a piezas cilíndricas, lo que no ocurre en la realidad, en donde las piezas poseen resaltos, ranuras, nervios y todo otro tipo de detalles que las alejarán de la forma puramente cilíndrica. En todos los casos se puede hacer una hipótesis simplificativa determinándose los diámetros d_1 y d_2 , de acuerdo al criterio del diseñador y eligiendo los valores que sean más representativos de las piezas en estudio.

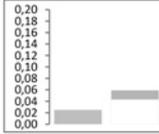
IMPLEMENTACIÓN DE PLANILLA DE CÁLCULO

Hasta aquí se han dado las fórmulas de cálculo mediante las cuales se pueden evaluar las distintas condiciones de trabajo para finalmente definir cuál es el ajuste adecuado para cada caso. Si bien las fórmulas son relativamente sencillas, con el objeto de agilizar los cálculos y poder ensayar rápidamente distintas condiciones, se ha implementado el esquema de cálculo en una planilla Excel, la cual presenta el aspecto que se muestra a continuación:

Cálculo de zunchado (versión 2.2)

Diámetro d (mm)	38
Longitud L (mm)	25
Área F (mm ²)	2984,51
Tolerancia del agujero	H7
Tolerancia del eje	s6
Valores numéricos del agujero (mm)	0,025
Valores numéricos del eje (mm)	0,059
	0,043

Descripción:



Δ máx (μ m)	59
Δ mín (μ m)	18
k máx. (MPa)	35,79
k mín. (MPa)	10,92

Pieza 1 (interna)	
Material	Bronce fosforoso en barra (bujes)
E1 (MPa)	110000
μ 1	0,29
σ f1 (MPa)	500
d1 (mm)	30
c1	4,31
a1	0,79

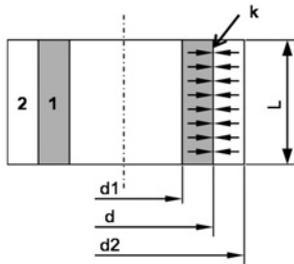
Cálculos con k máx. - Resistencia de materiales		
σ 1 (MPa)	190,02	Verifica
Δ 1 (mm)	0,052	Disminución de d1 - Válido para poco espesor
σ 2 (MPa)	76,49	Verifica
Δ 2 (mm)	0,055	Aumento de d2 - Válido para poco espesor

Pieza 2 (externa)	
Material	Acero SAE 1020 de laminación
E2 (MPa)	210000
μ 2	0,30
σ f2 (MPa)	240
d2 (mm)	150
c2	1,14
a2	0,25

Cálculos con k mín. - Esfuerzos mínimos en la unión	
Fuerza axial (N) (mínima)	4888,55
Momento torsor (Nm) (mínimo)	92,88

Cálculos con k máx. - Esfuerzos máximos en la unión*	
Fuerza axial (N) (máxima)	16023,59
Momento torsor (Nm) (máximo)	304,45

* Solo para referencia



Poka-Yoke

Existe una aplicación muy interesante que nos permitiría muy fácilmente realizar un control de calidad 100 % a las piezas que deban ir fijadas por interferencia. Haciendo uso de la fórmula con la que hemos calculado el esfuerzo axial que puede resistir la unión, pero mirado en sentido inverso, podemos hacerlo. Es decir, si la pieza (un buje por ejemplo), la vamos a instalar por medio de una prensa, el cálculo de la fuerza hecho con aquella fórmula también representará a la fuerza necesaria para “clavar” la pieza. Si se desea controlar que la pieza quede convenientemente ajustada, bastará con dotar a la prensa de algún sistema que sense la fuerza (un transductor de presión si la prensa es hidráulica o neumática) y que indique mediante una luz roja, o una alarma, si la fuerza no ha sido la necesaria. Por el contrario, también podríamos señalar de la misma manera si el esfuerzo es demasiado y puede producir la rotura de alguna de las piezas, o incluso señalar ambas situaciones si lo deseamos.

Este tipo de controles es lo que en la literatura japonesa se conoce como Poka-yoke, lo cual significa literalmente “a prueba de errores” y es una técnica habitual en los sistemas de calidad modernos.

INFLUENCIA DE LA RUGOSIDAD SUPERFICIAL Y LOS CAMBIOS DE TEMPERATURA

En los casos en que se utilizan ajustes relativamente finos, la altura de la rugosidad superficial toma valores que pueden llegar a ser del orden de magnitud de la tolerancia adoptada. Es sabido que al introducir una pieza dentro de otra, por acción de la interferencia se producirá un aplastamiento de las crestas de la rugosidad superficial en ambas piezas con lo cual el aprieto teórico calculado inicialmente disminuirá. Por lo tanto, hay casos en que debe ser tenida en cuenta la influencia de la rugosidad superficial de las piezas en el ajuste obtenido.

No existe mayor fundamento teórico, pero se ha comprobado prácticamente que a fin de tener en cuenta el efecto de la rugosidad superficial se tienen buenos resultados restándole el valor de Ra (μm) a la interferencia teórica Δ en la fórmula del cálculo de la presión superficial k (se descuenta que ambas piezas a unir deben poseer un valor de rugosidad Ra similar).

Luego, si se quiere tener en cuenta la influencia de la rugosidad superficial se tendrá una interferencia resultante:

$$\Delta_{res} = \Delta - Ra$$

En el caso de existir cambios de temperatura durante el funcionamiento, cuando ambos materiales a unir poseen distintos coeficientes de dilatación térmica, se puede dar lugar a una modificación del aprieto obtenido inicialmente. Para expresar la dilatación térmica en μm se le asigna la siguiente forma:

$$\Delta d = (\alpha_1 \Delta t_1 - \alpha_2 \Delta t_2) 1000d$$

Para tener en cuenta estas posibles variaciones de temperatura se introducirá este nuevo término que se adiciona a la interferencia teórica Δ en la fórmula del cálculo de la presión superficial k , quedando una interferencia resultante:

$$\Delta_{res} = \Delta - (\alpha_1 \Delta t_1 - \alpha_2 \Delta t_2) 1000 d$$

Finalmente, combinando estos dos aspectos, rugosidad superficial y posibles dilataciones térmicas, la expresión de la presión superficial k será:

$$k = \frac{1}{1000 d} \cdot \frac{\Delta - Ra + (\alpha_1 \Delta t_1 - \alpha_2 \Delta t_2) 1000 d}{\frac{c_1 - \mu_1}{E_1} + \frac{c_2 + \mu_2}{E_2}} \quad (MPa)$$

A título informativo se indican a continuación los coeficientes de dilatación térmica de algunos materiales:

Material	α (mm/mm °C)
Aceros	11×10^{-6}
Aleaciones de aluminio	23×10^{-6}
Bronces	17×10^{-6}
Latones	19×10^{-6}

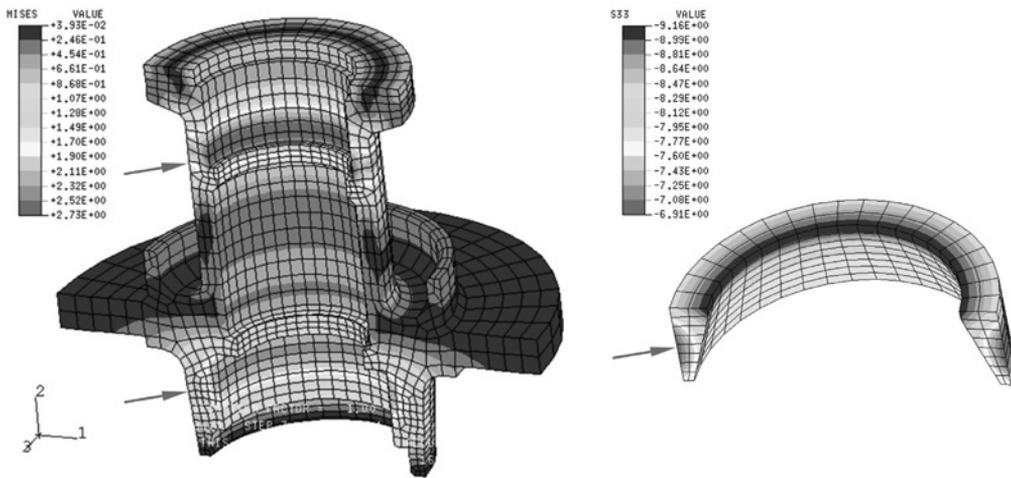
DISEÑO DE UNIONES EN PIEZAS COMPLEJAS

Hasta aquí se ha suministrado un método relativamente sencillo y bastante confiable para evaluar el comportamiento de las uniones a presión y poder dimensionar en forma correcta los distintos componentes en juego. Recuérdese que las fórmulas analíticas precedentes fueron obtenidas habiendo asimilado la geometría real de las piezas a formas cilíndricas que resultan más o menos equivalentes para una buena parte de los casos prácticos que se nos presenten.

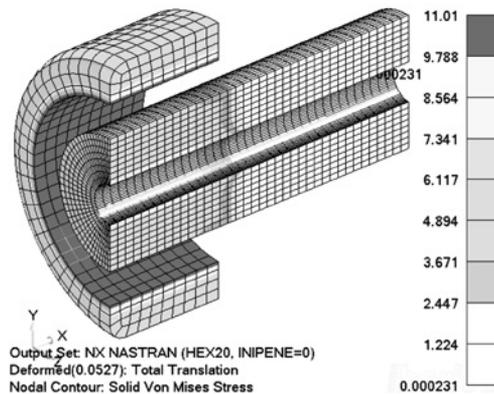
Pueden aparecer casos más complejos o que involucren cuestiones muy finas relacionadas, por ejemplo, con la seguridad de las piezas en funcionamiento, en los cuales ya no puede asimilarse la geometría a las formas cilíndricas que contemplan las fórmulas. En dichos casos en que se torna crítica la especificación de las tolerancias de fabricación de cada una de las piezas se deberá recurrir a otro tipo de análisis a fin de cuantificar detalladamente los efectos del zunchado en cada parte de las piezas en cuestión. Se puede contemplar la situación realizando, por ejemplo, un análisis por elementos finitos. Allí se tendrá un detalle mucho más fino de la distribución de tensiones en cada parte de las piezas a unir.

En las figuras siguientes se muestra el resultado de un análisis realizado por esta técnica. Se trata de una pieza de maquinaria agrícola configurada por una maza de acero forjado que presenta dos zonas de soporte para rodamientos. En la misma se pueden ver las dos zonas afectadas.

tadas por el proceso de zunchado, una para cada rodamiento, donde se han representado las tensiones equivalentes de Von Mises, que es una manera de cuantificar el estado de tensiones en una pieza mecánica cuando está sometida a un estado de tensiones compuesto (en este caso, tensiones radiales y circunferenciales fundamentalmente). En la figura de la derecha, se muestra también la distribución de tensiones pero en este caso para el aro exterior de uno de los rodamientos bajo análisis, las cuales son fundamentalmente de compresión y su máximo valor se da en la zona central de la cara que se encuentra en contacto con la otra pieza.



En la siguiente figura se muestra otro análisis, en el cual ambas piezas a unir son de geometría muy simple, prácticamente cilíndricas, donde puede verse que la distribución de tensiones es bastante pareja, pudiéndose asimilar con lo previsto en el cálculo teórico original de Lamé.



7. TOLERANCIAS GENERALES DE FABRICACIÓN

DIFERENCIAS ADMISIBLES PARA PIEZAS SIN INDICACIÓN DE TOLERANCIA

Todo lo dicho hasta ahora es aplicable a dimensiones de distintas partes en una pieza que deban cumplir funciones específicas, ya sea de posición en el armado, ya sea de vinculación con otra pieza, etc. Pero no todas las dimensiones de una pieza obligatoriamente deben ser toleradas según el método visto. Hay dimensiones que no cumplen una función específica, o cuyo valor no afecta significativamente al conjunto, pero que no pueden ser dejadas al criterio de quien construye, sino que de alguna manera deben ser toleradas. Es lo que en los planos se coloca como tolerancia general.

La forma más elemental de resolver esta situación es la de colocar en el rótulo una leyenda que indique:

Tolerancia general: \pm algo

Esto no es del todo correcto ya que no se tiene en cuenta la dimensión de la pieza. Evidentemente, no será lo mismo decir $1000 \text{ mm} \pm 0,5 \text{ mm}$ que $1 \text{ mm} \pm 0,5 \text{ mm}$.

Otra manera de especificar la tolerancia general en los planos es indicar H13/h13, con lo cual ya se estaría haciendo referencia a la dimensión, pero todavía se comete la arbitrariedad de pretender que todas las dimensiones interiores sean mayores que la nominal, mientras que todas las dimensiones exteriores sean menores que la nominal. Por lo tanto, lo más racional sería colocar tolerancias que sean bilaterales y, a su vez, función de la dimensión a tolerar.

Existen normas que siguen este criterio, tal como la norma ISO 2768-1⁽¹⁰⁾. Dicha norma estipula cuatro clases de tolerancia a las que denomina *fin*, *mediana*, *basta* y *muy basta* y para cada una de estas clases establece diferencias admisibles tanto para las longitudes, como para medidas angulares y los radios de redondeado o biseles.

⁽¹⁰⁾ La base para esta norma internacional fue la DIN 7168, utilizada durante mucho tiempo, la cual especificaba prácticamente los mismos valores.

Se incluyen a continuación las tablas transcriptas de la citada norma:

Tolerancias para las dimensiones lineales (valores en mm):

Clase de tolerancia		Desviaciones admisibles respecto al valor nominal							
Designación	Descripción	0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000	Más de 1000 hasta 2000	Más de 2000 hasta 4000
f	fina	± 0,05	± 0,05	± 0,1	± 0,15	± 0,2	± 0,3	± 0,5	-
m	media	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2
c	basta	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2	± 3	± 4
v	muy basta	-	± 0,5	± 1	± 1,5	± 2,5	± 4	± 6	± 8

Tolerancias para dimensiones angulares:

Clase de tolerancia		Desviaciones admisibles en función de la longitud del lado menor del ángulo considerado (en mm)				
Designación	Descripción	Hasta 10	Más de 10 hasta 50	Más de 50 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400
f	fina					
m	media	± 1°	± 0° 30'	± 0° 20'	± 0° 10'	± 0° 5'
c	basta	± 1° 30'	± 1°	± 0° 30'	± 0° 15'	± 0° 10'
v	muy basta	± 3°	± 2°	± 1°	± 0° 30'	± 0° 20'

Tolerancias para dimensiones lineales de aristas matadas (radios exteriores y chaflán):

Clase de tolerancia		Desviaciones admisibles respecto al valor nominal (en mm)		
Designación	Descripción	0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6
f	fina			
m	media	± 0,2	± 0,5	± 1
c	basta			
v	muy basta	± 0,4	± 1	± 2

En los planos debe indicarse por ejemplo:

Tolerancia general: ISO 2768-1 m, cuya última letra significa clase media.

Para usos generales se prefiere la clase media (m), pero también podría designarse cualquiera de las otras tres clases (f, c, v) de acuerdo a las particularidades del caso. Con esto queda indicada la utilización de los valores de dicha norma en todas las dimensiones de la pieza que no posean ninguna otra indicación de tolerancia.

La mencionada norma ISO 2768-1 es aplicable fundamentalmente a procesos de fabricación por arranque de viruta, pero también lo es para otros procesos de transformación, en cuyo caso se seleccionará la clase de precisión acorde con las posibilidades de cada proceso en general y las condiciones particulares de cada planta, tal como se expuso.

Existen otras normas aparte de la mencionada que tratan el mismo tema. En nuestro país la norma IRAM 5042⁽¹¹⁾ expresaba los valores a aplicar como “Tolerancia de ejecución de dimensiones libres”. La misma especificaba que se refería a piezas ejecutadas por arranque de viruta y fijaba tres series de valores o grados de precisión tal como se indica en la siguiente tabla:

Tolerancias de ejecución de dimensiones libres

Dimensión nominal (mm)	Discrepancias (mm)		
	Serie I	Serie II	Serie III
1 hasta 6	± 0,1	± 0,2	± 0,3
> 6 hasta 18	± 0,2	± 0,3	± 0,4
> 18 hasta 50	± 0,3	± 0,4	± 0,6
> 50 hasta 120	± 0,4	± 0,6	± 0,8
> 120 hasta 260	± 0,5	± 0,8	± 1,0
> 260 hasta 500	± 0,6	± 1,0	± 1,5
> 500 hasta 800	± 0,8	± 1,2	± 2,0
> 800 hasta 1250	± 1,0	± 1,5	± 2,5
> 1250 hasta 2000	± 1,5	± 2,0	± 3,0
> 2000 hasta 3150	± 2,0	± 3,0	± 5,0
> 3150 hasta 5000	± 3,0	± 5,0	± 8,0
> 5000 hasta 8000	± 5,0	± 8,0	± 12,0
> 8000 hasta 10000	± 7,0	± 10,0	± 18,0

TOLERANCIAS GENERALES ASOCIADAS A DISTINTOS PROCESOS

Tal como se indicó, la norma ISO 2768-1 se refiere fundamentalmente a piezas ejecutadas por arranque de viruta, pero no se descarta que pueda ser aplicada a otros procesos de fabricación, aunque no es lo más habitual. Para estos otros casos existen normas particulares, como por ejemplo para las piezas forjadas donde existen normas IRAM que especifican las tolerancias dimensionales (IRAM-IAS U 500 184-1 y 184-2).

Otro ejemplo de normas específicas es el de las piezas fundidas, donde pueden encontrarse las normas ISO 8062-1, 8062-2 y 8062-3, que especifican las tolerancias dimensionales para piezas de acero fundido por diversos métodos y para distintos tamaños de producción, asignándoles grados de tolerancia que contemplan las distintas combinaciones de variables.

⁽¹¹⁾ Esta norma fue discontinuada y no hay en la actualidad una que la reemplace, de todos modos los valores que indica son válidos como referencia.

En otros casos, existen grandes empresas que han establecido sus propias normas, tal como es el caso de una firma japonesa de primer nivel, que fija tolerancias dimensionales para una serie de procesos de fabricación. A modo de ejemplo, se hace una transcripción de algunos en las siguientes tablas:

Tolerancias de longitud para piezas realizadas por corte y plegado de chapa y para estructuras soldadas (mm)

Dimensiones	Corte y plegado de chapa	Estructuras soldadas
desde 0,5 hasta 6	± 0,2	
desde 6 hasta 30	± 0,5	± 1,5
desde 60 hasta 120	± 0,8	
desde 120 hasta 315	± 1,2	± 2,0
desde 315 hasta 1000	± 2,0	± 3,0
desde 1000 hasta 2000	± 3,0	± 5,0
desde 2000 hasta 4000	± 4,0	± 7,0
desde 4000 hasta 8000	± 5,0	± 10,0
desde 8000 hasta 16000	± 6,0	± 15,0

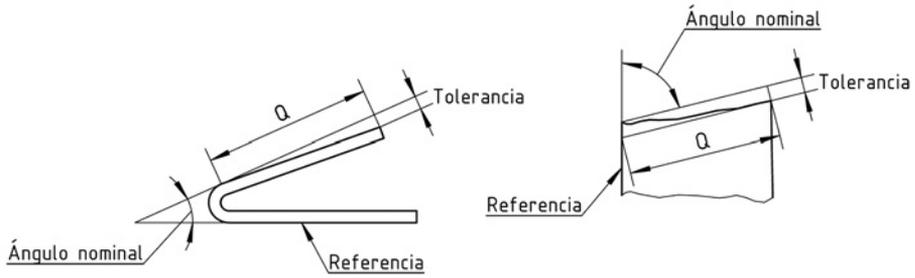
Tolerancias de longitud para piezas cortadas por oxicorte (mm)

Dimensiones	Espesores de 6 a 50 mm	Espesores de 50 a 100 mm
desde 6 hasta 30	± 0,5	
desde 30 hasta 120	± 0,8	
desde 120 hasta 315	± 1,2	± 2,5
desde 315 hasta 1000	± 2,0	
desde 1000 hasta 2000	± 3,0	± 3,0
desde 2000 hasta 4000	± 3,5	± 3,5

Tolerancias para dimensiones angulares (mm) (°)

Dimensiones (Q)	Corte y plegado de chapa, soldadura	Oxicorte
hasta 18	0,5 (1,59°)	0,3 (0,95°)
desde 18 hasta 80	0,8 (0,57°)	0,6 (0,43°)
desde 80 hasta 250	1,4 (0,32°)	1,1 (0,25°)
desde 250 hasta 500	2,2 (0,25°)	1,7 (0,19°)
desde 500 hasta 1000	2,6 (0,15°)	2,1 (0,12°)
desde 1000 hasta 2000	3,0 (0,086°)	2,5 (0,072°)

La tolerancia en mm indica la distancia entre dos líneas o planos paralelos que contengan la arista en consideración. La tolerancia angular indica el apartamiento máximo de la arista real con respecto a la teórica. Se muestra en los gráficos siguientes el significado de cada una y la dimensión de referencia Q.

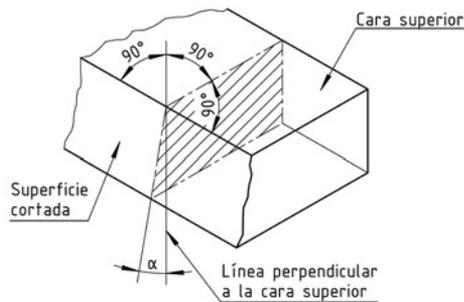


Tolerancias de rugosidad para las caras cortadas por oxicorte

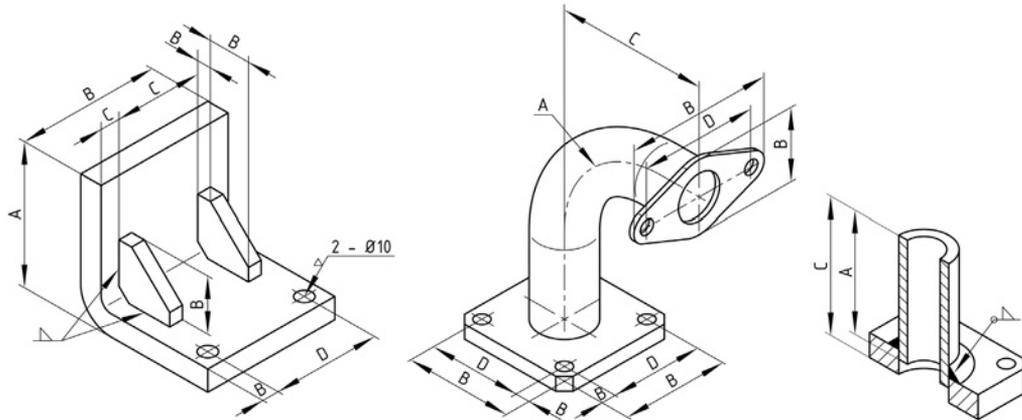
Espesor (mm)	desde 6 hasta 50	desde 50 hasta 100
Rugosidad máx. Rt	70 μm	100 μm

Tolerancias de inclinación para las caras cortadas por oxicorte

Espesor (mm)	desde 6 hasta 50	desde 50 hasta 100
Inclinación α	3,5°	3°



En ciertas piezas mecánicas que son fabricadas mediante una combinación de procesos se aplicarán las tolerancias indicadas a cada dimensión de la pieza según corresponda. En los ejemplos siguientes se muestra cómo pueden llegar a combinarse tolerancias provenientes de distintos procesos en una misma pieza.



Dimensión A: tolerancias de corte y plegado de chapa.

Dimensión B: tolerancias de oxicorte.

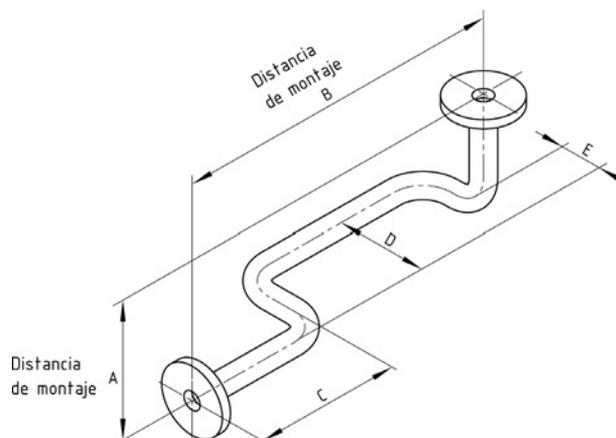
Dimensión C: tolerancias de construcciones soldadas.

Dimensión D: tolerancias de mecanizado por arranque de viruta.

Tolerancias en los trabajos de curvado de caños

Dimensiones		Curvado sin utilización de dispositivos		Curvado utilizando dispositivos o montajes especiales
desde	hasta	Dimensiones generales	Tolerancia angular	
	120	$\pm 1,5$		$\pm 1,0$
120	315	$\pm 2,0$	$\pm 2^\circ$	
315	1000	$\pm 3,0$		$\pm 2,0$
1000	2000	$\pm 4,0$	$\pm 1^\circ$	
2000	4000	$\pm 5,0$		

Se aplicarán las tolerancias indicadas solamente a las dimensiones A y B indicadas en la figura, que son las que interesan a los efectos del montaje.



8. TOLERANCIAS ASOCIADAS A LOS RODAMIENTOS

TOLERANCIAS NORMALIZADAS

Tal como se dijo anteriormente, el caso de los rodamientos es un caso típico de normalización en el que solamente se dimensionarán las superficies que se encuentran en contacto con estos, o sea el alojamiento y el eje. Las dos superficies del rodamiento vienen provistas por el fabricante con cierta tolerancia que por lo general no se informa. Lo que hace el fabricante es aconsejar las tolerancias de mecanizado del alojamiento y el eje para cada tipo de rodamiento, aplicaciones, condiciones de funcionamiento y el diseño del conjunto en general. Los factores a tener en cuenta en la selección del ajuste serán:

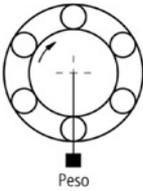
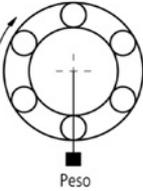
- Fijación segura y asiento uniforme de los aros del rodamiento.
- Montaje y desmontaje fáciles.
- Posibilidad de desplazamiento del rodamiento libre.

Según la manera en que actúen las cargas y los movimientos relativos de los aros, se distinguen las cargas como circunferenciales o puntuales ya sea para el aro interior o para el aro exterior (ver tabla en la siguiente página).

Los aros de los rodamientos no deben deslizarse sobre las piezas donde van montados. Con un ajuste fuerte, los aros se asientan en toda la periferia y de esta manera se aprovecha totalmente la capacidad de carga de los mismos. Cuando mayores sean las cargas y la posibilidad de exposición a golpes, deben elegirse mayores ajustes. Hay que considerar además si existen gradientes de temperatura y materiales disímiles. Por supuesto, el tipo de rodamiento y sus dimensiones también influyen en el ajuste seleccionado.

Debido al escaso espesor de los aros, cualquier error de forma en las superficies de los alojamientos repercutirá sobre los caminos de rodadura, afectando finalmente la performance del rodamiento, tanto en lo que hace a ruido de funcionamiento como a su duración en servicio. Por lo tanto, deben especificarse tolerancias de forma y posición para las superficies de apoyo de los rodamientos además de las tolerancias dimensionales correspondientes.

Hablando de las calidades de ejecución, se elegirá para los ejes la calidad 5 y para los agujeros la calidad 6. Cuando las condiciones de servicio así lo permitan y a fin de simplificar el mecanizado, se podrá utilizar calidad 6 para ejes y 7 para agujeros.

Condiciones de giro	Ejemplo	Esquema	Naturaleza de la carga	Ajuste
El aro interior gira; el aro exterior permanece inmóvil; el sentido de la carga permanece invariable.	Eje cargado con un peso.		Carga circunferencial para el aro interior	Aro interior: ajuste fuerte necesario.
El aro interior permanece inmóvil; el aro exterior gira; la dirección de la carga gira con el aro exterior.	Apoyo de un cubo de rueda con gran desequilibrio.		carga en un punto para el aro exterior	Aro exterior: puede admitirse un ajuste suave.
El aro interior permanece inmóvil; el aro exterior gira; el sentido de la carga permanece invariable.	Rueda delantera de automóvil. Rodillo (apoyo de un cubo de rueda).		Carga en un punto para el aro interior	Aro interior: puede admitirse un ajuste suave.
El aro interior gira; el aro exterior permanece inmóvil; la dirección de la carga gira con el aro interior.	Centrifugadora. Criba vibratoria.		carga circunferencial para el aro exterior.	Aro exterior: ajuste fuerte necesario.

En función de las mencionadas consideraciones y otras que exceden el propósito del presente curso, los fabricantes de rodamientos proporcionan tablas en las que recomiendan las tolerancias de ejecución de los ejes y los alojamientos. Se incluyen las recomendaciones de un fabricante:

Tolerancia de ejecución de ejes

Rodamientos radiales con agujero cilíndrico

Carácter de carga	Tipo de rodamiento	Diámetro del eje	Posibilidad de desplazamiento Carga	Campo de tolerancia
Carga puntual para el aro interior	rodamientos de bolas y de rodillos	todas las dimensiones	rodamiento libre con aro interior desplazable	g6 (g5) h5 (h6)
			rodamientos de bolas de contacto angular y de rodillos cónicos, con aros interiores ajustados uno contra otro	h6 (j6)
Carga circunferencial para el aro interior o carga indeterminada	rodamientos de bolas	hasta 40 mm	carga normal ($P/C < 0,1$)	j5
		hasta 100 mm	carga pequeña ($P/C < 0,08$)	j6
			carga normal y elevada ($P/C > 0,08$)	k5 (k6)
		hasta 200 mm	carga pequeña ($P/C < 0,1$)	k6
			carga normal y elevada ($P/C > 0,1$)	m6
		más de 200 mm	carga pequeña ($P/C < 0,1$)	m6
	carga normal y elevada ($P/C > 0,1$)		n6	
	rodamientos de rodillos	hasta 60 mm	carga pequeña ($P/C < 0,08$)	j6
			carga normal y elevada ($P/C > 0,08$)	k5 (k6)
		hasta 200 mm	carga pequeña ($P/C < 0,1$)	k6
			carga normal ($P/C = 0,1 - 0,15$)	m6 (m5)
		hasta 500 mm	carga elevada ($P/C > 0,15$)	n6 (n5)
carga normal ($P/C < 0,15$)			m6 (n6)	
más de 500 mm		carga elevada ($P/C > 0,15$)	p6	
		carga normal ($P/C < 0,2$)	n6 (p6)	
		carga elevada ($P/C > 0,2$)	r6	
Caminos de rodadura en el eje, para rodamientos de rodillos cilíndricos RNU (sin aro interior)				g6 (h5)

Tolerancia de ejecución de alojamientos Rodamientos radiales

Carácter de la carga	Posibilidad de desplazamiento Carga	Condiciones de servicio	Campo de tolerancia
Carga puntual para el aro exterior	rodamiento libre con aro exterior fácilmente desplazable	la calidad de la tolerancia depende de la precisión de giro necesaria	H6
			H7
			H8
	aro exterior generalmente desplazable: rodamientos de bolas de contacto angular y de rodillos cónicos con aros exteriores ajustados uno contra otro	gran precisión de giro	J6
			precisión de giro normal
	calentamiento del rodamiento a través del eje	G7	
Carga circunferencial para el aro exterior o carga indeterminada	carga pequeña y normal ($P/C < 0,15$)	con grandes exigencias en la precisión de giro K 6, M 6, N 6 y P 6	K7 (K6)
	carga normal, choques		M7 (M6)
	carga elevada ($P/C > 0,15$), choques		N7 (N6)
	carga elevada, choques fuertes, alojamientos de paredes delgadas		P7 (P6)
Camino de rodadura del alojamiento para rodamientos de rodillos cilíndricos RN (sin aro exterior)			G6

Rodamiento solicitado dinámicamente

Capacidad de carga dinámica C: es la carga bajo la cual el 90 % de un número grande de rodamientos iguales alcanza una duración de 1 millón de revoluciones antes de aparecer signos de deterioro por fatiga⁽¹²⁾ en sus superficies de rodadura. Se indica en tablas para cada tipo de rodamiento.

Carga dinámica equivalente P: al actuar al mismo tiempo una carga radial y una axial, es necesario combinarlas a fin de obtener una carga dinámica única. En los rodamientos radiales esta carga dinámica equivalente es una carga radial ficticia, mientras que en los rodamientos axiales es una carga axial ficticia. En ambos casos la carga dinámica equivalente tiene el mismo efecto desde el punto de vista de la fatiga que las dos cargas reales actuando simultáneamente.

$$P = X \cdot Fr + Y \cdot Fa$$

Siendo: Fr y Fa: cargas radial y axial respectivamente
X e Y: factores

⁽¹²⁾ La fatiga es un proceso inevitable caracterizado por la aparición de hoyuelos o *pitting* en los caminos de rodadura, después de un cierto tiempo en servicio.

Tal como se dijo, al realizar el diseño de un conjunto en el que se incluyen rodamientos, debemos seguir los lineamientos generales para establecer las tolerancias de las superficies que van a estar en contacto con los rodamientos. Estos lineamientos son dados por el fabricante, pero rara vez nos encontramos con el dato de la tolerancia de fabricación de los rodamientos. En algunos casos en los que se deban realizar cálculos de resistencia de las piezas, ya sea por cuestiones de cambios considerables de temperatura, espesores de pared delgados, u otros, puede ser conveniente conocer la tolerancia de fabricación de los rodamientos.

Según datos proporcionados por un fabricante, para calidades y precisiones normales se tiene una tolerancia de fabricación del agujero del rodamiento que se denomina K_b y cuyos valores se indican a continuación:

Tolerancias normales de fabricación del agujero del rodamiento

Nominal (mm)	3	6	10	18	30	50	80	120	180	250	315	400
	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a
	6	10	18	30	50	80	120	180	250	315	400	500
Tolerancia K_b	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
(μm)	-8	-8	-8	-10	-12	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45

De la misma manera, para la ejecución del diámetro exterior se utiliza una tolerancia especial denominada h_b y cuyos valores se indican en la siguiente tabla:

Tolerancias normales de fabricación del diámetro exterior del rodamiento

Nominal (mm)	3	6	10	18	30	50	80	120 a	180 a	250 a	315 a	400 a
	a	a	a	a	a	a	a	180	250	315	400	500
	6	10	18	30	50	80	120					
Tolerancia h_b	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
(μm)	-8	-8	-9	-11	-13	-15	-18	-25	-30	-35	-40	-45

Las tablas precedentes se refieren a las tolerancias de fabricación de rodamientos de precisión normal. En aplicaciones de mayor precisión tal como puede ser el husillo de una máquina, se utilizarán rodamientos grado P6, P5 o P4 por ejemplo. En dichos casos las tolerancias de fabricación son más estrictas. Por supuesto que las recomendaciones de ejecución de las superficies que se combinarán con dichos rodamientos también son más precisas que las de los de uso general.

También existen rodamientos con distintos grados de juego radial interno, ya sea menor del normal (C2) o ya sea mayor del normal tal como C3, C4 o C5. El mismo puede llegar a ser modificado con los diferentes ajustes que se le otorguen al alojamiento y al eje. Por lo tanto, se tendrán en cuenta consideraciones especiales en los casos en que deba mantenerse dicho juego, por ejemplo cuando hay variaciones grandes de temperatura durante el funcionamiento.

Además de la información particular suministrada por cada fabricante, indicando diferentes casos de aplicación, existen normas generales que también pueden ser utilizadas como referencia. Si bien ya ha sido discontinuada, la norma DIN 5425 presentaba tablas con datos interesantes, por lo que se decidió incorporarlas a continuación:

Zonas toleradas para ejes

Condiciones		Agujero cilíndrico del cojinete								Agujero cónico del cojinete con casquillo cónico		
		Carga axial pura	Carga sobre el punto		Carga periférica						Grande y cualquier dirección de carga	
			Desviación del anillo interior	Cargas medias y condiciones de funcionamiento								
Ejemplos		necesaria	no necesaria	Construcción de maquinaria en general. Motores eléctricos, turbinas, bombas mecanismos de ruedas dentadas						Maquinaria en general	Transmisiones	
Diámetro de ejes (mm)	Cojinetes radiales de bolas	Todos los diámetros		hasta 18	más de 18 hasta 100	más de 100 hasta 140	más de 140 hasta 200	-	-	Todos los diámetros		
	Cojinetes de rodillos cilíndricos y cónicos			-	hasta 40	más de 40 hasta 100	más de 100 hasta 140	más de 140 hasta 200	-			
	Cojinetes radiales de rodillos oscilantes			-	hasta 40	más de 40 hasta 65	más de 65 hasta 100	más de 100 hasta 140	más de 140 hasta 200			
Zona tolerada		j6	g6	h6	j5	k5	m5	m6	n6	p6	h9/IT5	h10/IT7
Zona tolerada para diámetros interiores de rodamientos KB según DIN 620												

Zonas toleradas para cajas

Condiciones	Carga axial pura	Carga sobre el punto				Dirección de la carga indeterminada		Carga periférica				
		Calor conducido por el eje	Cargas medias	Cargas cualesquiera	Carga de choque, posibilidad de descarga total	Cargas medias, desviación del aro exterior		Cargas		Cojinetes de carga pesada, cajas pared delgada		
						Favorable	Cargas de choque	Ninguna	Medias y grandes			
Ejemplos		Aro exterior de fácil desviación			Anillo exterior en general		Anillo exterior no desviable					
Zona tolerada		H8 a E8	G7	H8	H7	J7	J6	K7	M7	N7	P7	
Zona tolerada para diámetros exteriores de rodamientos hB según DIN 620												

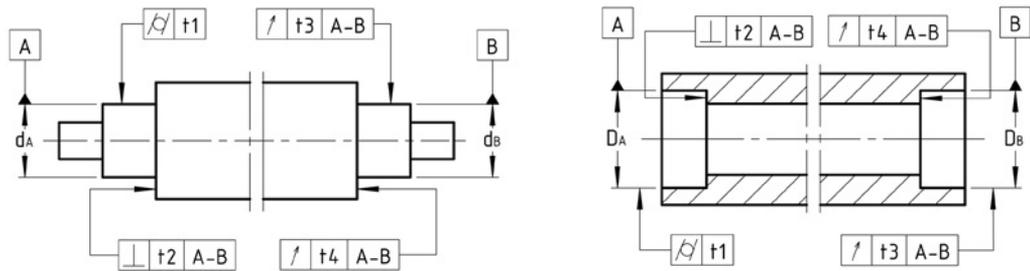
Finalmente, cabe acotar que además de las tolerancias dimensionales deben tenerse en cuenta las tolerancias de forma y posición que sean pertinentes en cada caso de diseño particular.

También debe prestarse atención a la rugosidad superficial que se especifica en las zonas de contacto con los rodamientos. A título de ejemplo se citan a continuación las especificaciones dadas por un fabricante de rodamientos para el mecanizado de los alojamientos y los ejes en los que se va a instalar un rodamiento:

Características	Eje	Alojamiento
Tolerancia dimensional	IT6 (IT5)	IT7 (IT5)
Error de circularidad	IT3	IT4
Error de perpendicularidad con superficie de respaldo	IT3	IT3
Rugosidad superficial Ra (µm)	Rodamientos pequeños	1,6
	Rodamientos medianos y grandes	1,6

Debe aclararse que el valor de tolerancia dimensional se indica en la tabla solo a título informativo, para tener una idea de la relación que puede existir con las otras tolerancias. En los casos reales existen diferentes opciones en función de las cargas y demás condiciones operativas de los rodamientos, las cuales, luego de ser cuidadosamente analizadas, darán lugar a los valores de tolerancias dimensionales a especificar.

Adicionalmente a lo indicado en la tabla anterior, en los casos en que sea necesario especificar las tolerancias de forma y posición con mayor precisión, se puede recurrir a las distintas recomendaciones que dan los fabricantes de rodamientos, de las cuales se incluye a continuación la propuesta por la empresa SKF:



Superficie	Símbolo	Valor	Selección				Explicación	
Grado de precisión			Normal	P6	P5			
Asiento cilíndrico								
Cilindricidad		t ₁	IT5/2	IT4/2	IT3/2	IT2/2	Exigencia normal	Exigencia especial de exactitud de giro o apoyo uniforme
Salto radial		t ₃	IT5/2	IT4/2	IT3/2	IT2/2		
Resalte plano								
Perpendicularidad		t ₂	IT5	IT4	IT3	IT2		
Salto axial		t ₄	IT5	IT4	IT3	IT2		

9. TOLERANCIAS EN PIEZAS PRISMÁTICAS

AJUSTE DE PIEZAS PRISMÁTICAS

La normalización analizada hasta el momento se refiere fundamentalmente a piezas cilíndricas, ya que es el caso más general y más usual de ajuste de dos piezas. Aunque no fue dicho en su momento, se trata además de piezas que cumplen la relación $l \leq 1,5 d$, es decir, cuya longitud no supere 1,5 veces el diámetro, que también es lo más usual.

En el caso de piezas prismáticas el largo puede variar entre muy amplios márgenes con respecto al ancho de dicha pieza. En general puede decirse $l = 0,1$ a $75 h$.

Se dijo además que podían utilizarse las tolerancias y ajustes normalizados también para piezas que no fueran cilíndricas y en principio se estableció que en una primera aproximación podían utilizarse las mismas tablas.

Hilando un poco más fino, veremos que además de tener en cuenta la dimensión a tolerar propiamente dicha, deberíamos considerar el área de cada una de las superficies en contacto, las cuales ya no son proporcionales como ocurría en el caso de dos superficies cilíndricas. Es evidente que al aumentar las superficies de contacto entre ambas piezas, las dificultades para mantener la planitud y otras tolerancias de forma dentro de ciertos valores se tornan mayores y por lo tanto no sería apropiado aplicar en forma directa lo mismo que se empleaba para las piezas cilíndricas.

A fin de tomar conocimiento del problema, en la siguiente tabla se indican algunos valores prácticos acerca de las diferencias dimensionales más usuales obtenidas en el mecanizado de caras planas por diversos métodos.

Tipo de mecanizado	Fresado normal			Fresado fino			Rectificado		
	Ancho de la superficie plana (mm)								
Largo de la superficie plana (mm)	< 100	100 a 200	> 200	< 100	100 a 200	> 200	< 100	100 a 200	> 200
hasta 100	0,15	--	--	0,07	--	--	0,03	--	--
100 hasta 250	0,2	0,3	--	0,1	0,15	--	0,05	0,05	--
250 hasta 500	0,3	0,3	0,4	0,15	0,15	0,2	0,07	0,07	0,07
500 hasta 1000	0,4	0,4	0,5	0,2	0,3	0,2	0,07	0,07	0,1

Tal como puede verse, a medida que se incrementa la superficie a mecanizar, los errores en la dimensión obtenida también lo hacen. Tener en cuenta que los valores indicados en la tabla, por ejemplo para el caso de rectificado de una superficie de 100×100 mm, que es 0,03 mm, este valor es del orden de magnitud de una posible tolerancia dimensional. En efecto, consi-

derando una probable tolerancia H7 para \varnothing 100 mm esta es + 0,035; - 0,000, es decir con un rango total de 0,035 mm que es del mismo orden de magnitud que el error debido al proceso de rectificado.

Por lo tanto, en algunos casos no es de aplicación directa el hecho de considerar la dimensión lineal como un diámetro y pasar directamente a la tabla de tolerancias normalizadas. Lo que se hace es hallar un diámetro equivalente de manera tal que el área de las superficies en contacto sea similar a la de las superficies cilíndricas.

Para ello se establece la siguiente relación entre el área de la pieza prismática y el área de la pieza cilíndrica de relación $l=1,5$ d:

$$l \cdot h = 1,5d \cdot \pi d$$

De la citada relación se extrae un diámetro equivalente, el cual se comparará con la dimensión a tolerar:

$$d_{equiv} = \sqrt{\frac{l \cdot h}{1,5 \pi}}$$

Si el diámetro equivalente obtenido es mayor que la dimensión a tolerar se utilizará este para la selección de las tolerancias. Si por el contrario, el diámetro equivalente es menor que la dimensión a tolerar, se utilizará esta última en la selección de las tolerancias.

Es decir:

Si \varnothing equiv > dimensión → seleccionar ajustes con \varnothing equiv

Si \varnothing equiv < dimensión → seleccionar ajustes con dimensión

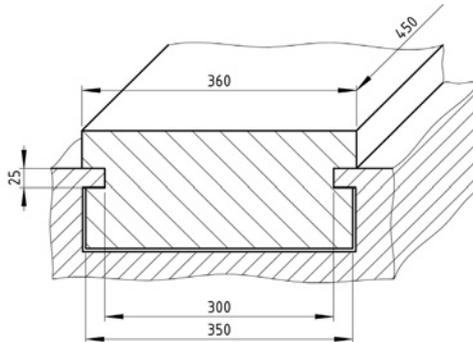
Resumiendo, se puede decir que se empleará un ajuste con mayor juego cuando las superficies de contacto sean relativamente mayores que las que tendrían dos superficies cilíndricas del mismo diámetro. Por el contrario, cuando las superficies de contacto son menores que su equivalente cilíndrico se empleará el ajuste que corresponda.

Se puede trabajar calculando el diámetro equivalente con la fórmula de arriba, o si se desea, para facilitar el trabajo se han tabulado los diámetros equivalentes en función del área de contacto de acuerdo a la relación expresada mas arriba, tal como sigue:

Dimensiones de la superficie de contacto (cm ²)	Diámetro equivalente (mm)
hasta 0,5	< 3
0,5 hasta 1,5	3 a 6
1,5 hasta 5	6 a 10
5 hasta 15	10 a 18
15 hasta 50	18 a 30
50 hasta 120	30 a 50
120 hasta 300	50 a 80
300 hasta 700	80 a 120
700 hasta 1500	120 a 180
1500 hasta 3000	180 a 250
3000 hasta 4700	250 a 315
4700 hasta 7500	315 a 400
7500 hasta 12000	400 a 500

Nótese que los diámetros equivalentes indicados en esta tabla se corresponden con los que limitan los campos utilizados en las tablas normalizadas de tolerancia, lo que facilita también la selección.

En el siguiente ejemplo se muestra la aplicación de los criterios mencionados: supongamos que de todas las cotas indicadas en el dibujo solo se deben tolerar las dimensiones 300 mm y 25 mm.



Para la dimensión 300 mm se tiene:

$$\text{Área de contacto} = 25 \times 450 + 25 \times 450 = 22500 \text{ mm}^2 = 225 \text{ cm}^2$$

Por cálculo: diámetro equivalente $\varnothing 69 < 300 \text{ mm}$

Por tabla: diámetro equivalente $\varnothing 50 \text{ a } 80 \text{ mm} < 300 \text{ mm}$

El diámetro equivalente obtenido es menor que la dimensión a tolerar, luego **seleccionaremos el ajuste utilizando los valores correspondientes a la dimensión a tolerar: $\varnothing 300 \text{ mm}$.**

Para la dimensión 25 mm se tiene:

$$\text{Área de contacto} = [(360 - 300) + (350 - 300)] \times 450 = 49500 \text{ mm}^2 = 495 \text{ cm}^2$$

Por cálculo: diámetro equivalente $\varnothing 102 > 25 \text{ mm}$

Por tabla: diámetro equivalente $\varnothing 80 \text{ a } 120 \text{ mm} > 25 \text{ mm}$

El diámetro equivalente obtenido es mayor que la dimensión a tolerar, luego **seleccionaremos el ajuste utilizando los valores correspondientes al diámetro equivalente: $\varnothing 80 \text{ a } 120 \text{ mm}$.**

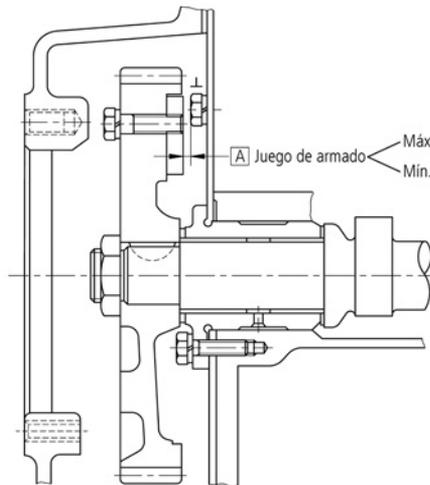
10. COORDINACIÓN DE TOLERANCIAS

ANÁLISIS DE COORDINACIÓN DE TOLERANCIAS

En todo conjunto mecánico se produce el ensamblado de diversas piezas, cuyas tolerancias de fabricación individuales influirán en el resultado final. Este puede ser que por ejemplo se garantice un juego mínimo en alguna zona por razones de temperatura de funcionamiento, por razones de fácil ensamblado o cualquier otra razón funcional que pudiera existir. Al tener el mencionado conjunto algunas pocas piezas, resulta sencillo combinar las tolerancias de cada una de ellas con las demás a fin de analizar la situación final obtenida.

El problema se complica y muchas veces se arriba a resultados erróneos cuando se tiene un número considerable de piezas interrelacionadas y no se sigue un método estricto de análisis.

En la siguiente figura se muestra un conjunto mecánico en donde se quiere verificar cuál será el juego existente en A para garantizar que el engranaje no roce sobre la cabeza del bulón.



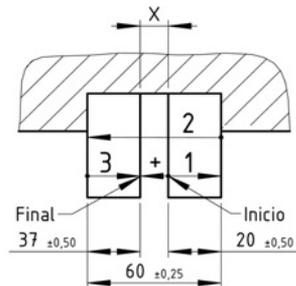
Haciendo un primer análisis se puede decir que el juego final de armado resulta de la combinación de las tolerancias de las distintas piezas que componen el conjunto, según lo siguiente:

- Se obtendrá el juego máximo cuando todas las piezas individuales tengan su dimensión mínima.
- Se obtendrá el juego mínimo cuando todas las piezas individuales tengan su dimensión máxima.

Cuando las piezas individuales presentan cualquier dimensión dentro de su rango de tolerancias, y a la vez son varias piezas las que deben combinarse, el análisis no resulta tan trivial. Por este motivo, en la presente sección se presenta un método sistemático que permite realizar el análisis de la conjunción de tolerancias en forma segura.

A los fines de entender los fundamentos del método se ilustra un simple ejemplo usando tolerancias bilaterales y luego se verá el mismo caso pero con tolerancias asimétricas que es el caso más general que se da en la práctica.

En este ejemplo hipotético, dos piezas deben introducirse en una ranura y debe quedar un espacio suficiente para introducir una tercera. Se calculará el juego X obtenido entre ambas piezas, con lo que se verá cuánto espacio hay disponible para la ubicación de la tercera pieza mencionada.



Para sistematizar el análisis se seguirán los siguientes pasos:

1. Establecer puntos de inicio y de final del análisis.
2. Ir desde el punto de inicio al punto de final según el camino más corto. Asignar a esta dirección el signo + (dirección positiva).
3. Recorrer el circuito completo en la dirección opuesta a la establecida (dimensiones 1 a 3).
4. Agregar signos a los valores nominales de cada cota de acuerdo a la dirección recorrida (es conveniente dibujar una flecha con la dirección + como referencia). Sumar algebraicamente todas las dimensiones nominales.
5. Sumar todas las tolerancias.

Los valores obtenidos se indican en una tabla tal como la siguiente:

Dimensión	Tolerancia
← +	
- 20	0,50
+ 60	0,25
- 37	0,50
+ 3	1,25

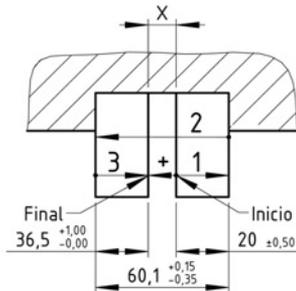
Finalmente, la dimensión X con su respectiva tolerancia será:

$$X = 3 \pm 1,25$$

o si se lo quiere expresar como rango: 1,75 a 4,25.

El resultado nos está indicando que la pieza a introducir en el espacio resultante será de 3 mm con una tolerancia de $\pm 1,25$ mm, o sea una pieza con un espesor de entre 1,75 y 4,25 mm.

El caso analizado es sumamente simple y en él se han empleado tolerancias bilaterales a fin de explicar el método en forma más sencilla. Cuando se utilizan tolerancias que no son bilaterales, el método a emplear se deducirá del anteriormente visto, tal como sigue:



1. Establecer puntos de inicio y de final del análisis.
2. Ir desde el punto de inicio al punto de final según el camino más corto. Asignar a esta dirección el signo + (dirección positiva).
3. Recorrer el circuito completo en la dirección opuesta a la establecida (dimensiones 1 a 3).
4. Agregar signos a los valores nominales de cada cota de acuerdo a la dirección recorrida (es conveniente dibujar una flecha con la dirección + como referencia). Sumar algebraicamente todas las dimensiones nominales.

- Asignar un signo a cada tolerancia de acuerdo a su signo original y su signo de dirección. Sumar todas las tolerancias en dos columnas, una positiva y una negativa de acuerdo a como resultaron.

Al igual que en el caso anterior, se confeccionará la tabla de análisis tal como sigue:

Dimensión	+ Tolerancia	- Tolerancia
← +		
- 20	0,50	0,50
+ 60,1	0,15	0,35
- 36,5	0,00	1,00
+ 3,6	+ 0,65	- 1,85

Finalmente, la dimensión X con su respectiva tolerancia será:

$$X = 3,6 + 0,65 - 1,85$$

o si se lo quiere expresar como rango: 1,75 a 4,25 (como se mencionó anteriormente).

11. CONSIDERACIONES ESTADÍSTICAS

INTRODUCCIÓN

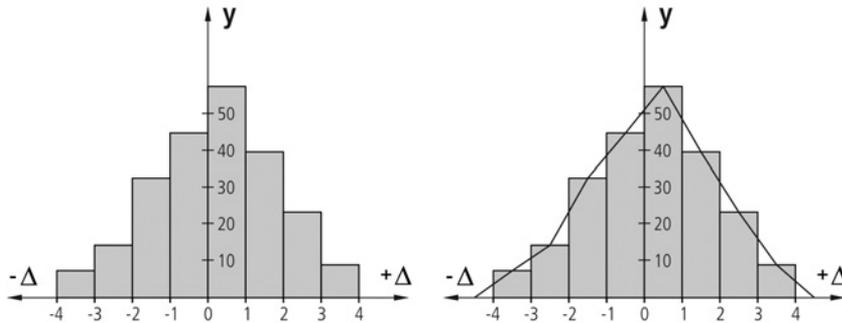
“La estadística es una ciencia que estudia la recolección, análisis e interpretación de datos, ya sea para ayudar en la toma de decisiones o para explicar condiciones regulares o irregulares de algún fenómeno o estudio aplicado”. Esta es una definición muy general de una rama de la ciencia que se aplica en una gran cantidad de ámbitos relacionados con las ciencias sociales, la salud, la población, la ingeniería y muchos otros y que se funda básicamente en las teorías de la probabilidad y de errores. En nuestro caso lo aplicaremos específicamente a las tolerancias dimensionales.

Se aclara que los conceptos teóricos que se indican a continuación son sumamente elementales y para nada pretenden ser una bibliografía ordenada sobre la materia “Estadísticas”. Solamente se muestran algunos conceptos sencillos y en lenguaje entendible, que nos permitirán ver cómo se puede dar un tratamiento estadístico al tema de las tolerancias dimensionales, lo cual presenta algunas ventajas cuando se trata de producciones en serie.

CURVAS DE DISTRIBUCIÓN

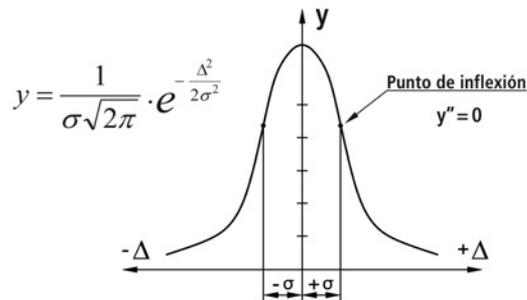
Si se realizan mediciones de un determinado parámetro, por ejemplo una cota en una pieza, y si el número de piezas medidas es suficientemente grande como para ser representativo del total del lote de producción, se verá que los valores obtenidos responden a una cierta ley de distribución alrededor de un valor medio.

Se podrían clasificar los valores obtenidos dentro de distintos rangos, por ejemplo desde 0 a 1 mm mayores que el valor nominal, luego de 1 a 2 y así sucesivamente. Diríamos que en el primer rango hay 55 mediciones, en el siguiente 40, en el siguiente 25. Lo mismo para los valores que se encuentran por debajo del valor nominal, entre 0 y -1, entre -1 y -2, etc. En una primera aproximación se podrían representar en un gráfico de barras la cantidad de especímenes que se encuentran dentro de cada rango, con lo que se tendría un histograma tal como el indicado en la figura siguiente:



Este tipo de gráficos es conocido como histograma. En nuestro caso, la altura de cada rectángulo representa la cantidad piezas medidas que entran dentro de ese rango. Pero también podemos decir que el área de cada rectángulo representa la cantidad de piezas. Si ahora unimos el punto medio del lado superior de cada rectángulo, obtenemos una línea quebrada que representará más o menos lo mismo. Por añadidura, podemos decir que la superficie bajo esta curva también es representativa de la cantidad de piezas medidas.

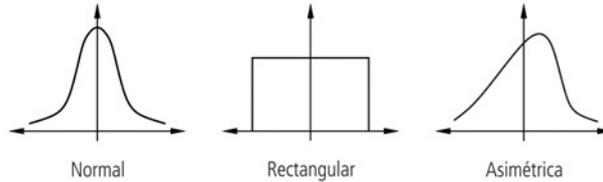
Si los rangos en los cuales clasificamos nuestras mediciones se hacen cada vez más pequeños, en lugar de ese diagrama escalonado y la línea quebrada correspondiente, tendremos una curva continua tal como la indicada en la siguiente figura. En el ámbito de la estadística a este tipo de curvas se las llama curva de distribución, y en particular a esta que tiene la forma de una campana y responde a la ecuación que se muestra, se la llama curva de distribución normal, o curva de Gauss.



Existen distintos tipos de curvas de distribución, los cuales han sido profusamente estudiados y que representan distinto tipo de fenómenos. Al respecto, se pueden citar:

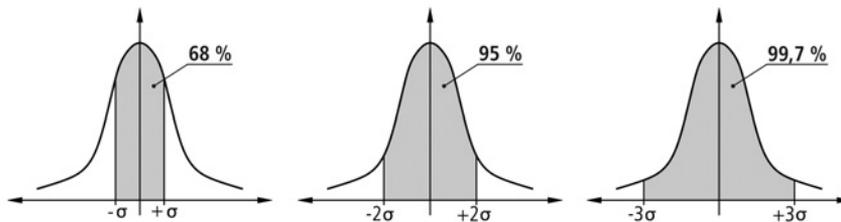
- Distribución normal: la mayoría de los fenómenos ocurren alrededor del valor promedio y muy pocos en los extremos. En general describe los procesos cuyos resultados son puramente aleatorios y con intervención de múltiples variables.
- Distribución rectangular: los fenómenos ocurren con igual frecuencia en todo el rango. Un ejemplo puede ser el de una herramienta que se va gastando en forma más o menos pareja, y por lo tanto la dimensión conseguida va incrementándose en forma continua.

- Distribución no simétrica: describe los procesos que son corridos hacia un extremo, como por ejemplo la medición de planitud, la cual es imposible que presente valores negativos.

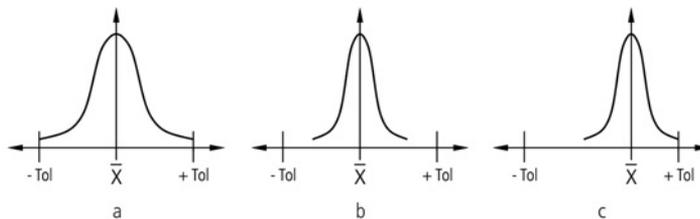


En general, en los procesos de fabricación usuales y como se dijo, para un número relativamente grande de piezas se tendrá una distribución normal o de Gauss. La curva representativa posee una ecuación tal como la mostrada y es de particular interés el punto de inflexión que la misma presenta a cada lado y a una cierta distancia del promedio. A esa distancia se la denomina desviación estándar (σ).

Por estadística se demuestra que el área encerrada por la curva y las dos verticales ubicadas a $\pm \sigma$ representa el 68,26 % del total, o sea en términos prácticos que el 68 % de los especímenes que componen el lote van a poseer dimensiones comprendidas en el rango señalado. De la misma manera se puede ubicar el área encerrada por $\pm 2 \sigma$ que representa el 95 % y aquella encerrada por $\pm 3 \sigma$ el 99,7 %.



Hasta aquí, analizando la cuestión en forma teórica, hemos supuesto que la totalidad de piezas que componen el lote están dispuestas según una distribución normal en una zona de ancho igual a la tolerancia especificada como se ve en la siguiente figura a.



En la práctica veremos que, si bien existe una distribución normal, esta puede abarcar un ancho menor a los límites de tolerancia establecidos tal como se muestra en la figura b.

Por otro lado, puede estar su media corrida con respecto a la media de la tolerancia tal como se ve en c. Este caso se da cuando se trabaja con procesos en los que hay desgaste de la herramienta, y con la finalidad de poder trabajar mayor cantidad de piezas con la misma herramienta, se comienza poniendo a punto el sistema para producir con las dimensiones cercanas al límite superior de tolerancia. Este caso proporciona lotes con distintos valores medios a lo largo del tiempo, lo cual complica bastante el tratamiento estadístico del problema de ensamblado. Además, el ahorro producido al utilizar mayor tiempo la misma herramienta es ficticio, ya que se partió de un proceso que proporciona límites mucho más estrechos que los solicitados por la tolerancia y por lo tanto es sustancialmente más caro. Dicho de otra manera, es demasiado preciso para la tolerancia requerida y esto implica directamente un costo inicial mayor.

JUEGOS O APRIETOS RESULTANTES DESDE EL PUNTO DE VISTA ESTADÍSTICO

Tal como se anticipó, si el proceso de fabricación es estable y si nos encontramos con un lote de suficiente cantidad de piezas, y no se presentan las dificultades antes mencionadas, podemos decir que las dimensiones obtenidas presentan una distribución normal con respecto a la dimensión nominal.

Antes de hacer estas consideraciones estadísticas, cuando analizábamos los juegos o aprietos obtenidos realizábamos simplemente sumas algebraicas de las dimensiones máximas y mínimas, lo cual asigna la misma importancia a las piezas con dimensiones que se encuentren muy próximas a la media como a las que se encuentren prácticamente en el límite de tolerancia. Si bien existe la posibilidad de que se conjuguen dos piezas que estén cada una de ellas muy cercanas al límite, cierta posibilidad es muy remota. Lo más frecuente será la situación opuesta, es decir que ambas piezas estén más cerca del valor medio, o a lo sumo una de ellas en el límite, pero no las dos simultáneamente.

En función de estas consideraciones, puede decirse a priori que debido a la distribución normal de las dimensiones de las piezas individuales, tanto el juego como el aprieto que se obtengan estarán dentro de una banda de menor ancho que la calculada en forma teórica al sumar los límites algebraicamente. Esta conclusión obtenida por el momento en forma intuitiva, se representa desde el punto de la estadística realizando una suma cuadrática de los valores de las tolerancias individuales, en vez de la suma algebraica realizada hasta el momento. De esta manera se tiene:

Suma algebraica (lineal):

$$T_{conjunto} = t_1 + t_2$$

Suma cuadrática (estadística):

$$T_{conjunto} = \sqrt{(t_1)^2 + (t_2)^2}$$

La demostración de estos conceptos se basa en el campo de la estadística, superando los límites del presente libro, por lo que simplemente asumiremos que esto es correcto.

Ejemplo de aplicación de cálculo estadístico

Se tiene una vinculación $\varnothing 70 \text{ H7} / \text{g6}$ y se desea conocer con criterio estadístico cuáles serán los juegos máximo y mínimo obtenidos:

$$\text{Eje (g6): } \varnothing 70 \begin{matrix} -0,010 \\ -0,029 \end{matrix}$$

$$\text{Agujero (H7): } \varnothing 70 \begin{matrix} +0,030 \\ -0,000 \end{matrix}$$

Haciendo los cálculos como hasta ahora, las tolerancias individuales de cada parte serán:

$$T_{\text{aguj}} = D_{\text{máx}} - D_{\text{mín}} = 30 - 0 = 30 \mu\text{m}$$

$$T_{\text{eje}} = d_{\text{máx}} - d_{\text{mín}} = -10 - (-29) = 19 \mu\text{m}$$

Los juegos obtenidos:

$$J_{\text{u máx}} = D_{\text{máx}} - d_{\text{mín}} = 30 - (-29) = 59 \mu\text{m}$$

$$J_{\text{u mín}} = D_{\text{mín}} - d_{\text{máx}} = 0 - (-10) = 10 \mu\text{m}$$

$$J_{\text{u med}} = \frac{J_{\text{u máx}} + J_{\text{u mín}}}{2} = \frac{59 + 10}{2} = 34,5 \mu\text{m}$$

Y la tolerancia de la vinculación:

$$T_{\text{res}} = J_{\text{u máx}} - J_{\text{u mín}} = D_{\text{máx}} - d_{\text{mín}} - D_{\text{mín}} + d_{\text{máx}}$$

$$T_{\text{res}} = (D_{\text{máx}} - D_{\text{mín}}) + (d_{\text{máx}} - d_{\text{mín}}) = T_{\text{aguj}} + T_{\text{eje}}$$

$$T_{\text{res}} = T_{\text{aguj}} + T_{\text{eje}} = 30 + 19 = 49 \mu\text{m} \text{ (algebraico)}$$

Haciendo los mismos cálculos pero ahora aplicando los conceptos de estadística se tendrá:

$$T_{\text{res}_E} = \sqrt{(T_{\text{aguj}})^2 + (T_{\text{eje}})^2} = \sqrt{(30)^2 + (19)^2} = 35,5 \approx 36 \mu\text{m} \text{ (estadístico)}$$

Con lo que los juegos obtenidos quedarán:

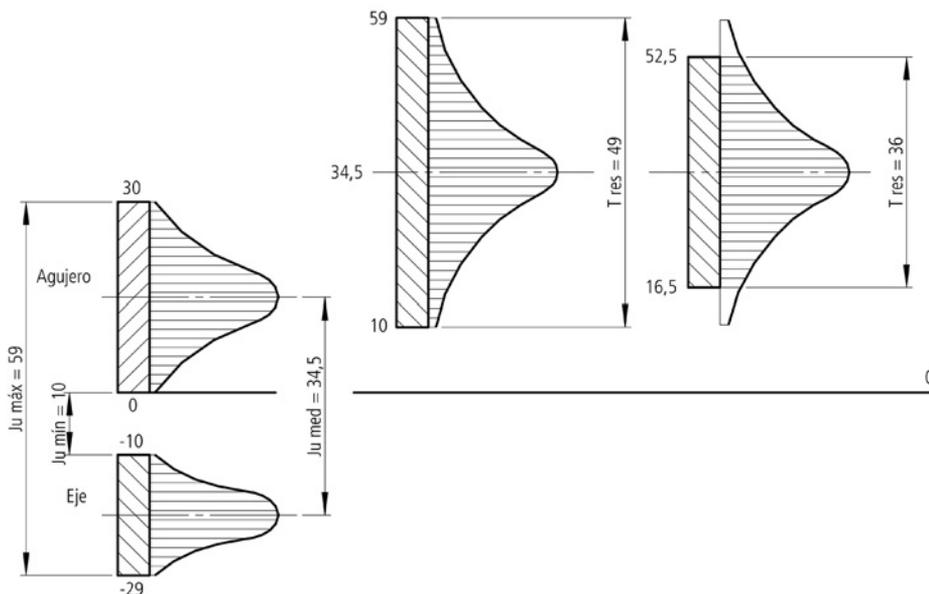
$$J_{\text{u máx}_E} = J_{\text{u med}} + \frac{1}{2} T_{\text{res}_E} = 34,5 + 18 = 52,5 \mu\text{m}$$

$$J_{\text{u mín}_E} = J_{\text{u med}} - \frac{1}{2} T_{\text{res}_E} = 34,5 - 18 = 16,5 \mu\text{m}$$

Comparando los resultados obtenidos:

	Enfoque lineal	Enfoque estadístico
Juego medio (μm)	34,5	34,5
Juego máximo (μm)	59,0	52,5
Juego mínimo (μm)	10,0	16,5
Tolerancia de vinculación (μm)	49,0	36,0

En la figura siguiente se representan las dos situaciones.



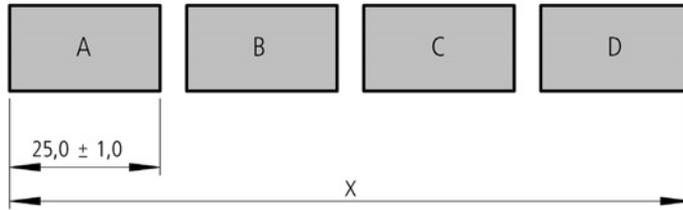
La utilidad de este concepto es enorme. En la práctica, cuando se define una vinculación se lo hace en función de cuestiones funcionales (recordar el primer ejemplo del juego en ruedas dentadas en función del ruido admitido en funcionamiento). Entonces, supongamos que en un determinado mecanismo está fijado un juego esperable, con lo cual, iremos para atrás en el cálculo y definiremos el par que se ajusta a esto, que sin entrar en detalles se corresponde con una calidad 6. Si en vez, tenemos en cuenta esta reducción del campo de tolerancias por el efecto estadístico, podemos incorporarlo en el cálculo y tal vez llegar a una calidad 7 en vez de la 6. Esto redundará de manera directa en una reducción de costos al poder utilizar una calidad algo más basta.

COORDINACIÓN DE TOLERANCIAS DESDE EL PUNTO DE VISTA ESTADÍSTICO

Así como se aplicó el concepto estadístico al análisis del juego en un par de piezas acopladas, también se lo puede aplicar al caso en que debemos analizar qué pasa cuando nos encontramos con varias piezas que deben combinarse para obtener un juego final.

Entonces, aceptamos que las distintas piezas que componen el lote presentan una distribución normal y que es altamente improbable que al tomar dos piezas (eje y agujero) al azar se haya elegido por ejemplo el agujero más grande de los posibles y a su vez el agujero más chico posible. La realidad es que estadísticamente hay mayor probabilidad de que ambas piezas estén más cerca del valor promedio que de los extremos. Con mayor razón ocurrirá esto si lo que ahora debemos coordinar no son dos piezas sino varias.

En el siguiente ejemplo se aclarará el concepto:



Supongamos querer acoplar en el montaje cuatro piezas como las indicadas cuya dimensión individual es $25,0 \pm 1,0$. La dimensión final X será:

$$X = \sum \text{media} \pm \sum t_i = 4(25,0) \pm 4(1,0) = 100,0 \pm 4,0$$

Si se tienen en cuenta las consideraciones estadísticas mencionadas, el valor de X se obtendrá de la siguiente manera:

$$X = \sum \text{media} \pm \sqrt{\sum t_i^2} = 4(25,0) \pm \sqrt{4(1,0)^2} = 100,0 \pm 2,0$$

Como se ve, en lugar de sumar algebraicamente las tolerancias, se lo ha hecho en forma cuadrática, con lo cual se ha obtenido una tolerancia del conjunto prácticamente igual a la mitad de la anterior. Intuitivamente podemos decir que esto debe ser así, ya que resulta más probable que se arme el conjunto con piezas cuya dimensión esté más cerca de la media, teniéndose, a lo sumo, una de ellas que esté cercana a un extremo. La probabilidad de tomar al azar todas las 4 piezas cuya dimensión se encuentre en el límite superior es muy baja.

La ecuación general para sumar las tolerancias será luego:

$$T_{\text{conjunto}} = \sqrt{t_1^2 + t_2^2 + t_3^2 + \dots + t_n^2}$$

En donde las t_i son las tolerancias individuales.

Analizando las cosas desde este punto de vista, se puede sacar la conclusión de que dejando la misma tolerancia especificada para el conjunto podríamos realizar cada una de las piezas individuales con una tolerancia mayor, con lo cual se estarían, en última instancia, bajando los costos de producción, como ya se dijo.

Recordando lo dicho sobre la cantidad de especímenes que se encuentran comprendidos en los rangos $\pm \sigma$, $\pm 2 \sigma$ y $\pm 3 \sigma$ (68 %, 95 % y 99,7 %, respectivamente), se pueden hacer suposiciones sobre el porcentaje de piezas que cumplirán las condiciones de ensamblado correctas y en correspondencia el porcentaje de rechazos esperado. De esta manera, se pueden analizar distintas situaciones, e ir jugando con dichos valores a fin de no tener que especificar tolerancias tan estrictas en las piezas individuales.

Hasta aquí, hemos analizado la combinación de las tolerancias en sus dos extremos posibles. Por un lado, haciendo la suma en forma puramente lineal (algebraica) y en el otro, mediante la suma cuadrática, que es lo que se hace en estadística cuando se dice que las variables consideradas no están correlacionadas. Definiendo de esta manera un cierto grado de correlación entre las variables del problema, el cual puede variar de un caso a otro. Para entender el concepto de correlación, puede citarse como ejemplo el caso de dos cotas obtenidas en la misma operación con la misma herramienta, en contraposición con otro caso en el cual las mismas cotas han sido obtenidas en dos operaciones diferentes, en la misma o incluso en diferente máquina herramienta.

Sin entrar en definiciones más profundas, intuitivamente podemos llegar a pensar que, en el primer caso, las dimensiones no serán totalmente independientes entre sí, ya que fueron obtenidas con la misma herramienta, en la misma máquina y sin sacar la pieza del plato, si fuera un torno. En el otro extremo, las mismas cotas, pero de piezas hechas en distintas máquinas e incluso distintas plantas, no tienen por qué seguir un patrón determinado y se las puede considerar totalmente independientes entre sí. En el primer caso se dice que la correlación es total o al menos bastante importante y por lo tanto no es tan válido utilizar el enfoque estadístico. Por el contrario, en el otro caso donde no existe ninguna correlación entre las variables, es decir que son independientes entre sí, es que el tratamiento estadístico da resultados bastante aceptables.

Existen métodos para tratar estos casos y ponderar el grado de correlación entre las distintas variables a considerar. Pueden citarse los métodos de Bender y Gilson en los cuales se utilizan factores a aplicar a los casos extremos de suma lineal o suma cuadrática y ubicarse en posiciones intermedias. Como ejemplo puede citarse la propuesta de Bender:

$$T_{conjunto} = 1,5 \sqrt{\sum t_i^2}$$

Recordemos que en nuestro ejemplo, aplicando la suma algebraica, la tolerancia de la vinculación era ± 4 , mientras que aplicando la suma estadística el valor caía a ± 2 . Si se aplicara el concepto de Bender se tendrá:

$$T_{conjunto} = 1,5 \sqrt{4(1,0)^2} = 3,0$$

En este caso, realizando la cuenta se tiene una tolerancia de la vinculación de ± 3 , que es exactamente al medio de los dos casos citados anteriormente.

Con la finalidad de analizar más en profundidad esta última cuestión, a continuación se desarrolla en detalle el tema de la coordinación (apilado) de tolerancias desde los tres puntos de vista descriptos: aritmético, estadístico y a medio camino.

ANÁLISIS DE APILADO DE TOLERANCIAS DESDE DISTINTOS PUNTOS DE VISTA

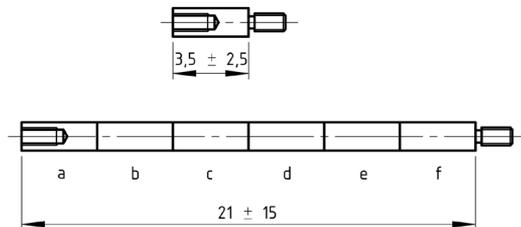
Este tema ha sido desarrollado en base al artículo original “*Statistical Tolerancing as it relates to Quality Control and the Designer (6 x 2,5 = 9)*”, de Arthur Bender, autor de la propuesta de análisis de apilado denominada “benderización”. En el mismo se analiza el apilado mediante el método denominado aritmético, también denominado de los extremos o peor caso (*worst-case*) en comparación con el método estadístico, también llamado RSS (*root sum of squares*). Se llega a la conclusión de que el primer método es muy conservador, mientras que el segundo es una idealización muchas veces no compatible con la realidad, razón por la cual propone el tercer método denominado a medio camino o benderización, que según el autor se corresponde mejor con lo que ocurre en la práctica.

Debe tenerse en cuenta que referirse al enfoque aritmético o estadístico, es con respecto a la distribución de las dimensiones dentro del intervalo de tolerancias especificado: que es con igual probabilidad en todo el intervalo para el caso aritmético y mediante una distribución normal o de Gauss, en el caso estadístico. Pero en ambos casos, al estudiar el apilado se aplica la teoría de las probabilidades para arribar al resultado final. Esta cuestión está muy bien explicada haciendo uso de un paralelismo con el juego de dados.



Caso 1. Apilado aritmético

Se tienen 6 componentes a, b, c, d, e y f, cada uno con su dimensión y su tolerancia, los cuales deben ser ensamblados tal como se muestra en la figura:



La tolerancia del conjunto será:

$$t_{\text{conjunto arit.}} = t_a + t_b + t_c + t_d + t_e + t_f$$

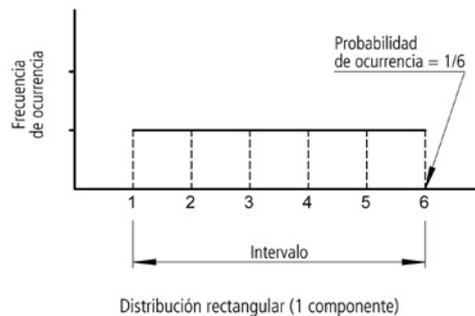
Donde t_a, t_b, \dots, t_f son las tolerancias individuales de cada componente.

$$t_{\text{conjunto arit.}} = 6 \cdot (\pm 2,5) = \pm 15$$

Tal como se ve en la figura, bajo este concepto la dimensión final con su tolerancia será: 21 ± 15 . En esta primera aproximación se ha considerado que existe la misma probabilidad de obtener piezas que estén en el límite superior, como piezas que estén en el límite inferior o intermedias.

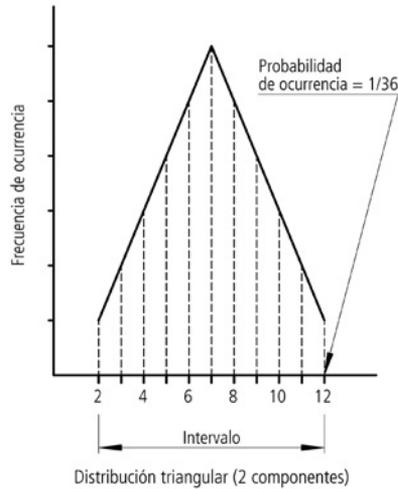
Para visualizar cómo se puede encarar el problema desde el punto de vista de las probabilidades, se propone una analogía con un juego de dados. Para ello se dispondrá de dados con sus seis caras marcadas con números del 1 al 6, mediante el cual se simula cada una de las piezas con dimensiones $3,5 \pm 2,5$, cuyos valores extremos serán $3,5 + 2,5 = 6$ y $3,5 - 2,5 = 1$. Se estipula de antemano que los resultados intermedios de esta dimensión tolerada puedan ser solamente los números enteros 2, 3, 4 y 5⁽¹³⁾.

Comenzando con un solo dado, representando la dimensión que podría llegar a tener una pieza cualquiera dentro del rango de 1 a 6, tirando el dado al azar existe exactamente la misma probabilidad de obtener cualquiera de los 6 valores. Es decir que la probabilidad de ocurrencia de cualquiera de los valores es $1/6$, o lo que es lo mismo, para la pieza individual la probabilidad de tener cualquiera de las 6 dimensiones posibles es $1/6$. Esto puede representarse por una función de distribución rectangular, tal como se muestra en la siguiente figura:

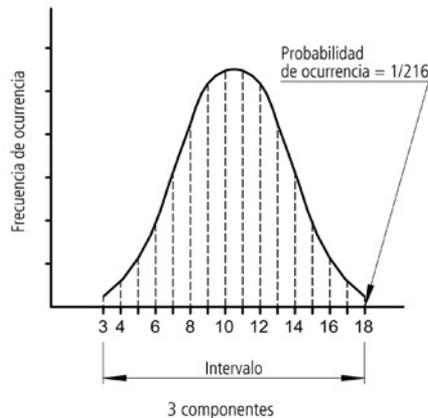


Si ahora se toman dos dados, simulando el apilado de dos piezas, el resultado es una distribución del tipo triangular, tal como se muestra en la próxima figura. En este caso la dimensión final, combinación de dos piezas, puede variar de 2 a 12, dependiendo de si se toman dos piezas que se encuentren en su dimensión mínima o dos en su dimensión máxima. Pero aquí la probabilidad de obtener uno de los extremos es de $1/36$ ($1/6 \times 1/6$). Asimismo la dimensión que presenta la mayor probabilidad es 7 (las combinaciones de $1+6$, $2+5$ y $3+4$).

⁽¹³⁾ En el artículo original las dimensiones estaban expresadas en pulgadas y se eligieron estos valores tan particulares para la dimensión y su tolerancia para que pudieran ser representados convenientemente por las seis caras de un dado, de manera didáctica.

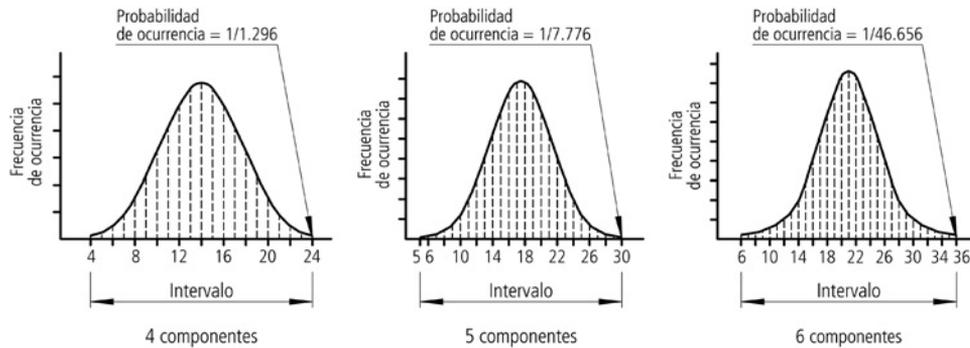


Continuando con el experimento, si ahora se toman tres dados en forma simultánea se puede demostrar que la distribución toma la forma de una campana tal como se muestra en la figura siguiente. En este caso los extremos pueden ser 3 o 18, y la probabilidad de que se llegue a uno de estos valores es de $1/216$ ($1/6 \times 1/6 \times 1/6$).



De la misma manera, las probabilidades de obtener los extremos con 4, 5 y 6 dados/piezas se muestran en las figuras que siguen, siendo las probabilidades $1/1.296$, $1/7.776$ y $1/46.656$ respectivamente. En la última figura puede verse que si bien existen valores extremos, su probabilidad de ocurrencia es extremadamente baja, por lo que en la práctica puede considerarse que la tolerancia del conjunto armado va a ser más estrecha que la suma directa de las tolerancias individuales.

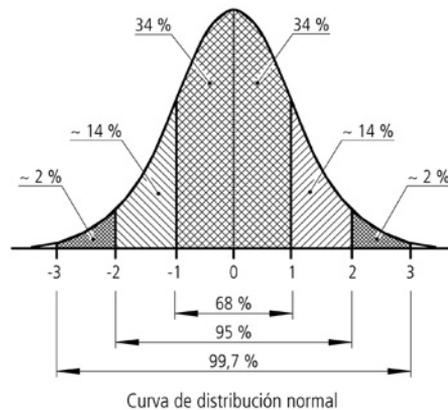
Nótese que la presunción inicial en este planteo era que existía la misma probabilidad de ocurrencia de cualquier valor en las piezas individuales, lo cual se sabe que en la práctica no es así, tal como se propondrá en el siguiente caso. No obstante ello, al haber introducido conceptos probabilísticos al estudio del apilado, se llegó a una distribución de la tolerancia del conjunto con forma de campana.



Caso 2. Apilado estadístico o RSS

A diferencia de lo realizado anteriormente, aquí se comenzará el análisis haciendo la presunción de que las dimensiones de las piezas presentan una distribución tipo normal, es decir de campana de Gauss, en cuyo caso se tendrá en las zonas de ancho ± 1 , 2 y 3 veces el valor de σ la siguiente cantidad de componentes:

Zona $\pm \sigma$:	68 %
Zona $\pm 2 \sigma$:	95 %
Zona $\pm 3 \sigma$:	99,7 %



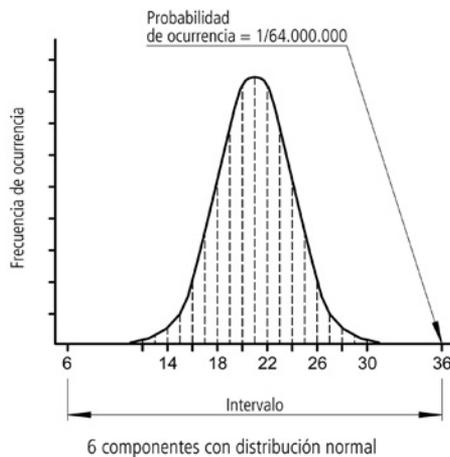
Continuando con el experimento sobre probabilidades, para poder simular este caso se dispondrá de un “dado especial” consistente en un icosaedro, un sólido de 20 caras. Para poder expresar la situación de que la mayoría de las ocurrencias se encuentran centradas alrededor del valor medio, las caras de nuestro icosaedro se marcarán también con números del 1 al 6, pero en mayor cantidad de caras los valores medios y solo en una cara los valores extremos, tal como se muestra:

Número marcado en la cara	Cantidad de caras marcadas con el número	Probabilidad de ocurrencia en el dado de 20 caras
1	1	1/20
2	3	3/20
3	6	6/20
4	6	6/20
5	3	3/20
6	1	1/20
Total	20	1,00

Ahora, utilizando 6 dados de 20 caras para representar probabilísticamente los valores de los extremos y sus probabilidades de ocurrencia se tiene el siguiente resultado:

Cantidad de dados/ componentes	Valores extremos	Probabilidad de ocurrencia de los valores extremos
1) a	1 - 6	$1/(20)^1 = 1/20$
2) a + b	2 - 12	$1/(20)^2 = 1/400$
3) a + b + c	3 - 18	$1/(20)^3 = 1/8.000$
4) a + b + c + d	4 - 24	$1/(20)^4 = 1/160.000$
5) a + b + c + d + e	5 - 30	$1/(20)^5 = 1/3.200.000$
6) a + b + c + d + e + f	6 - 36	$1/(20)^6 = 1/64.000.000$

La representación gráfica de la situación final con 6 dados/piezas es tal como sigue, donde se ve que la probabilidad de obtener los valores extremos en el apilado es de $1/64.000.000$:



Si en lugar de utilizar el dado de 20 caras, lo cual en definitiva fue una discretización del problema, se le quisiera aplicar un tratamiento desde la estadística, se puede demostrar que se llega a la siguiente expresión para la tolerancia del conjunto:

$$t_{\text{conjunto estad.}} = \sqrt{t_a^2 + t_b^2 + t_c^2 + t_d^2 + t_e^2 + t_f^2}$$

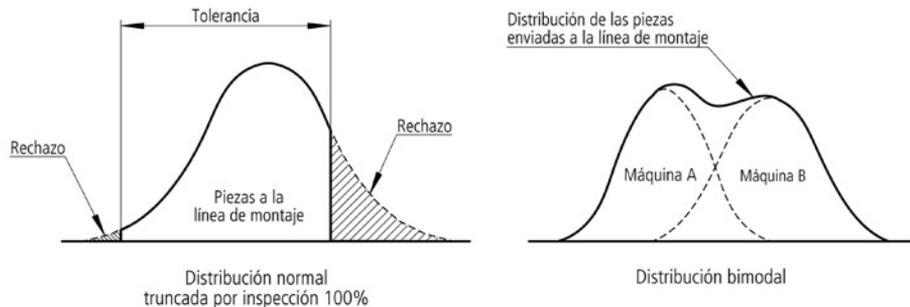
Reemplazando los valores de tolerancia de cada pieza se tiene:

$$t_{\text{conjunto estad.}} = \sqrt{2,5^2 + 2,5^2 + 2,5^2 + 2,5^2 + 2,5^2 + 2,5^2}$$

$$t_{\text{conjunto estad.}} = \pm 6,12 \approx \pm 6$$

Con lo cual queda claro cómo se ha estrechado la tolerancia que se llegará a obtener en el conjunto al aplicar el apilado estadístico, pasando de ± 15 a solo ± 6 .

En el caso analizado se ha supuesto que existe una distribución normal de las dimensiones individuales del conjunto de las piezas. Esto se cumple en muchos casos, pero también puede darse que por algún motivo la distribución no sea la normal y adopte alguna otra forma tal como se muestra en los siguientes ejemplos:



En la figura de la izquierda se observa una distribución asimétrica, la cual es fruto de haber inspeccionado 100 % las piezas y haber rechazado las que se encontraban fuera de tolerancia.

En la figura de la derecha se da otra posible distribución, denominada bimodal, la cual es típica de producciones realizadas mediante dos máquinas diferentes, cada una de las cuales arroja una distribución normal de las dimensiones, pero con sus medias desplazadas. Al combinar ambos conjuntos de piezas se obtiene la figura que se muestra.

Al realizar el tratamiento estadístico de los datos existen técnicas para contemplar este tipo de distribuciones no normales, en el caso que se sepa que existen, e incorporarlas en el cálculo del resultado final.

Caso 3. Benderización

El método estadístico presenta suficiente rigor científico y los resultados obtenidos pueden ser muy confiables, siempre y cuando se cumplan las siguientes condiciones:

- **Independencia:** las dimensiones de las distintas piezas deben ser independientes entre sí. Esto no es difícil de cumplir, ya que las piezas luego de ser fabricadas se mezclan antes del ensamblado, consiguiendo de esta manera cierto grado de independencia. Pero hay casos en que las variables no son tan independientes, como por ejemplo si las piezas que provienen de una determinada matriz pasan directamente a la línea de ensamblado en el orden en que fueron saliendo.
- $3\sigma_i = T_i$: la amplitud del proceso debe ser exactamente igual a la tolerancia especificada. No debe ser ni más amplia ni más estrecha. De lo contrario, los cálculos de apilado pueden ser erróneos.
- **Normalidad:** la distribución debe ser normal. En muchos casos pueden darse distribuciones no normales, como se mostró anteriormente, ya sea por truncamiento, por manufactura en dos máquinas distintas, o simplemente porque el proceso entrega una distribución no simétrica. Se puede demostrar que la no normalidad no afecta demasiado el resultado del apilado, sobre todo si se trata de muchos componentes, pero de todos modos debe ser tenida en cuenta.
- **Proceso centrado:** la media del proceso debe coincidir con la dimensión nominal acotada. Es bastante común que esto no suceda. Véase el caso en que para prever el desgaste de las herramientas se ajusta la media inicial de manera tal que la herramienta al irse gastando siga entregando piezas conformes.

En el caso que no se cumplan estrictamente las anteriores condiciones, los resultados obtenidos pueden no ser tan válidos. Para cubrirse de las desviaciones que pudieran producirse por falla en alguno de estos factores surge la propuesta de Bender, donde se ha afectado al resultado estadístico con un factor 1,5. La definición de este factor proviene de haber analizado múltiples situaciones reales en la producción.

$$t_{\text{conjunto bender}} = 1,5 \cdot t_{\text{conjunto estad.}}$$

Bajo este concepto, la tolerancia final de nuestro conjunto hipotético de 6 piezas con tolerancias individuales de $\pm 2,5$ será:

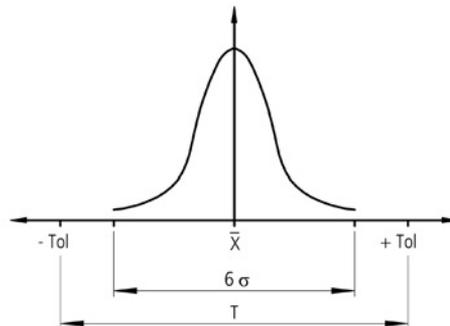
$$t_{\text{conjunto bender}} = 1,5 \cdot (\pm 6) = \pm 9$$

Como se ve, y tal como se había mostrado anteriormente, el resultado de este tercer caso se encuentra a mitad de camino entre lo obtenido para el primero ± 15 y lo obtenido para el segundo ± 6 , razón por la cual también se denomina a este método “a mitad de camino”. Finalmente, ahora queda claro el significado del subtítulo del trabajo original de Bender: $2,5 \times 6 = 9$.

CONTROL ESTADÍSTICO DE PROCESOS

Tal como se mencionó anteriormente, antes de haber hecho intervenir el concepto de distribución estadística de las tolerancias, se suponía que debería existir un 100 % de intercambiabilidad entre las piezas de un conjunto. Este enfoque es citado en la literatura en inglés como “*worst-case tolerancing*” cuya traducción literal sería “el peor caso”, o más precisamente, “el caso más desfavorable”. Cuando se realiza un tratamiento estadístico de las tolerancias, se abandona la meta ideal del 100 % de intercambiabilidad y se acepta que puede existir un pequeño porcentaje de fracasos. La cuestión es que los mismos se encuentren acotados y por lo tanto sean manejables. Obviamente, esto se hace para aprovecharse del rédito económico que se obtiene al trabajar con tolerancias más holgadas, pero sin descuidar el hecho de tener bajo control los resultados finales. Por lo tanto, ahora puede decirse que el enfoque estadístico se utiliza para especificar las dimensiones de una población de piezas en lugar de especificar las de una sola parte aisladamente.

Entonces, representando gráficamente lo dicho, en primera instancia puede suponerse que se está en una situación como la mostrada en la siguiente figura, donde la totalidad de las piezas fabricadas presentan una distribución estadística con una dispersión dentro del intervalo 6σ ($\pm 3\sigma$), el cual a su vez encaja dentro de los límites de tolerancia establecidos.



Como se ve, el ancho 6σ puede ser igual al intervalo de tolerancia, o menor, estar centrado con el mismo, o descentrado una cierta cantidad, etc. Para poder caracterizar estas distintas situaciones se han establecido ciertos índices, entre los cuales los más importantes son C_p , C_c y C_{pk} , cuyas definiciones se incluyen a continuación.

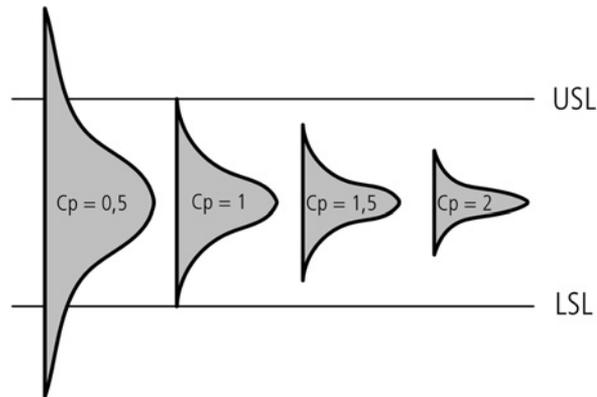
C_p es un índice conocido como la aptitud del proceso o simplemente la capacidad del proceso. Es una medida de cuánto abarca la variación del proceso con respecto a los límites especificados, es decir la tolerancia. Su fórmula es:

$$C_p = \frac{USL - LSL}{6\sigma}$$

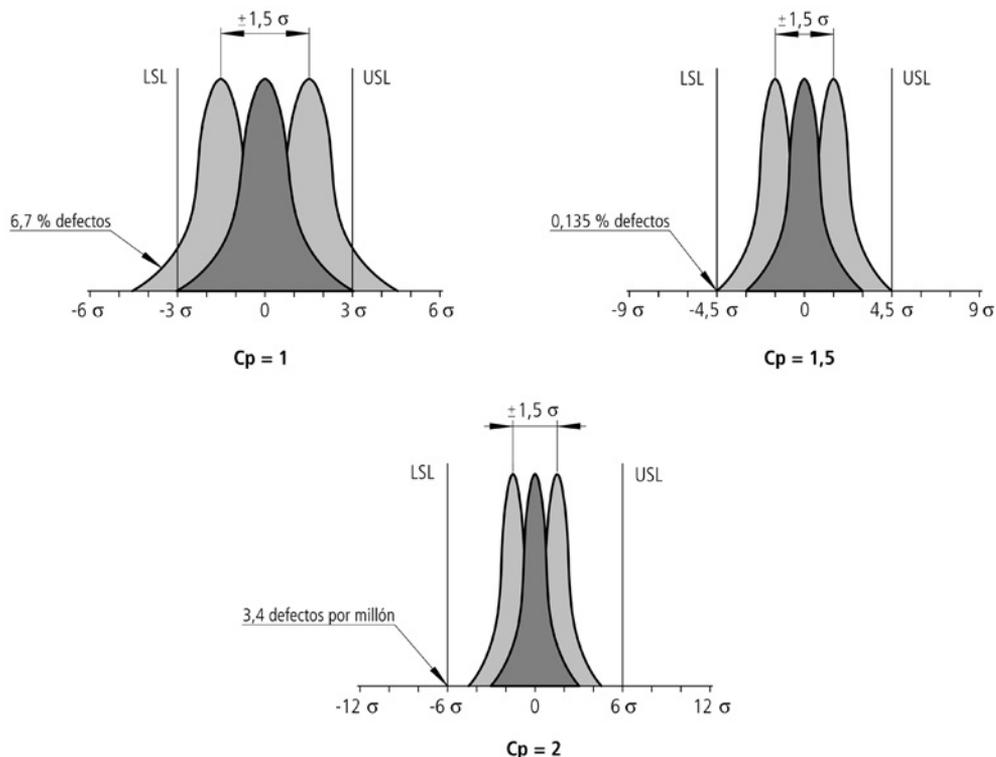
Donde: USL es el límite superior de la tolerancia (en inglés “*upper specification limit*”).
 LSL es el límite inferior de la tolerancia (en inglés “*lower specification limit*”).
 σ es la desviación estándar del proceso.

Si $C_p = 1$ la variación del proceso es igual al intervalo de tolerancia especificado. Es decir que para el caso de una distribución normal, el 99,7 % de los productos caerán dentro de $\pm 3 \sigma$ (6σ).

Si $C_p = 2$ la variación del proceso es la mitad del intervalo de tolerancia especificado y así sucesivamente. Obviamente mientras más alto el C_p es mejor. Es decir, nos aseguramos que la mayor cantidad de piezas producidas entran en el intervalo de tolerancia especificado. Cada empresa, en función de sus necesidades y de la funcionalidad y grado de seguridad de cada pieza establecerá el C_p más adecuado.



Suponiendo $C_p = 1$, a primera vista puede decirse que está todo bien. Pero, en realidad $C_p = 1$ produce buenos productos siempre y cuando el proceso se mantenga perfectamente centrado con respecto al valor nominal. Si en cambio, el proceso presenta cierto corrimiento, puede presentarse gran cantidad de defectos. Suponiendo que se tenga un corrimiento de $\pm 1,5 \sigma$, tal como se muestra en la figura, la cantidad de piezas defectuosas será de 6,7 %.



Si en cambio el $C_p = 1,5$, con el mismo corrimiento de $\pm 1,5 \sigma$ se obtendrá 0,135 % de piezas defectuosas, mientras que si fuera $C_p = 2$ se tendrá solamente 3,4 defectos por millón. Este último caso representa el fundamento del nivel de calidad denominado seis sigma (6σ), citado más adelante, el cual es muy empleado en cierto tipo de industrias cuando se quiere asegurar un porcentaje de defectos extremadamente pequeño.

Debe notarse que el índice C_p solo indica la variación del proceso, pero no cuánto está corrido este con respecto a la media. Para establecer esta segunda condición, se cuenta con otro índice que es el C_c , conocido como capacidad de centrado del proceso. Su fórmula es:

$$C_c = \max \left(\frac{\mu - T}{USL - T}; \frac{T - \mu}{T - LSL} \right)$$

Donde: USL es el límite superior de la tolerancia.
 LSL es el límite inferior de la tolerancia.
 T es el valor nominal especificado (target).
 μ es el promedio de los valores del proceso.

Como puede verse, el numerador indicará la distancia que hay desde el valor nominal al promedio del proceso, es decir el descentrado del proceso. Mientras que el denominador indica

el semiancho de la banda de tolerancia, el nominal menos el límite superior o inferior dependiendo de a qué lado esté el descentrado. Por lo tanto el cociente indica un índice que es adimensional, que caracteriza al descentrado relativo al ancho total.

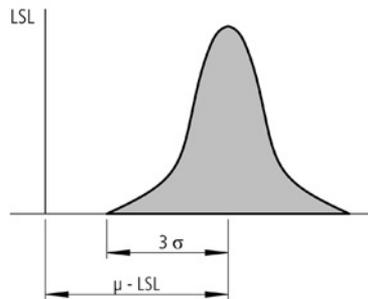
Un valor de $C_c = 0,50$ indica que el descentrado es la mitad del semiancho de la especificación. Si $C_c = 0,25$ es un cuarto del semiancho. Obviamente, lo ideal sería $C_c = 0$ con lo cual el proceso estaría centrado.

Un tercer índice, que de cierta manera involucra a los dos anteriores es el denominado C_{pk} , cuya fórmula se indica:

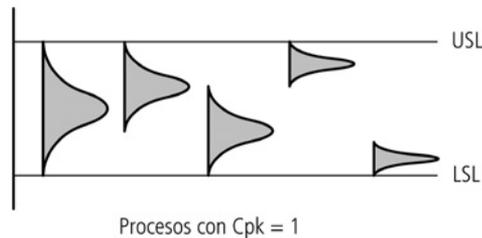
$$C_{pk} = \frac{\min(USL - \mu; \mu - LSL)}{3\sigma}$$

Donde: $USL - \mu$ es la distancia del promedio al límite superior de la especificación.
 $\mu - LSL$ es la distancia del promedio al límite inferior de la especificación.
 μ es la desviación estándar del proceso.

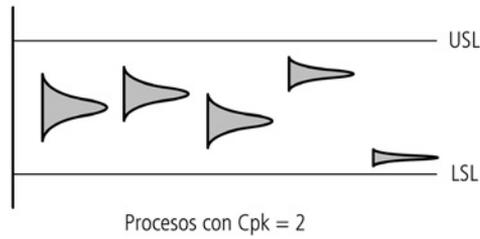
Gráficamente tiene el siguiente significado:



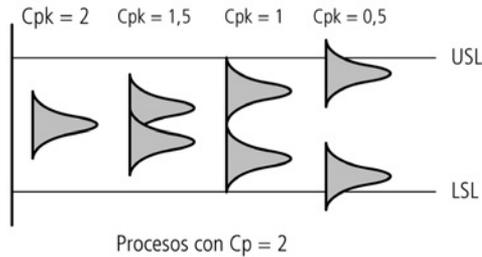
Por lo tanto, si $C_{pk} = 1$ se indica que al menos uno de los extremos de la campana toca uno de los límites de la especificación, tal como se muestra:



Si en cambio $C_{pk} = 2$ la distancia desde el promedio del proceso a cualquiera de los límites de especificación es igual a dos veces la variación del proceso. En la siguiente figura se muestran casos con esta condición.



Si se analiza, se verá que C_{pk} es siempre menor o a lo sumo igual a C_p . Ambos son iguales cuando el proceso está perfectamente centrado. Para ilustrar esto, en la siguiente figura se muestran procesos con $C_p = 2$ pero con distintos valores de C_{pk} , donde puede verse que, a medida que el proceso se descentra, el valor de C_{pk} decrece.



Relacionando los tres índices se puede obtener la siguiente fórmula:

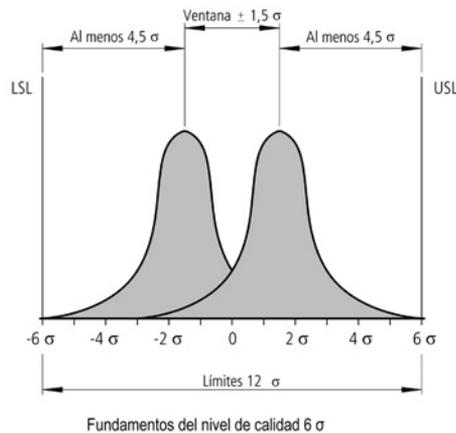
$$C_{pk} = C_p(1 - C_c)$$

En algunos textos se suele encontrar al producto $C_p.C_c$ indicado como k , a partir de lo cual se puede expresar la siguiente fórmula, de la cual a su vez, deriva la nomenclatura del símbolo C_{pk} :

$$C_{pk} = C_p - k \quad \text{donde} \quad k = C_p . C_c = \frac{\left| \mu - \frac{USL + LSL}{2} \right|}{3\sigma}$$

Nivel de calidad seis sigma (6σ)

El nivel de calidad denominado 6σ es una herramienta de la calidad establecida originalmente para la industria electrónica por la empresa Motorola, con la cual se consigue reducir los defectos o fallos a un nivel de 3,4 defectos por millón de eventos u oportunidades (DPMO). Existe una serie de herramientas de calidad y metodologías de trabajo asociadas al concepto 6σ , pero la base del sistema desde el punto de vista de los procesos, es que el nivel de defectos establecido se alcanza con $C_p \geq 2$ y $C_c \leq 0,25$, con lo cual se obtiene un $C_{pk} \geq 1,5$, tal como se representa en la siguiente figura.



CONTROL ESTADÍSTICO INTEGRADO

A todo lo dicho cabe acotar que además de tratar estadísticamente las tolerancias de las cotas lineales, también se puede trabajar de la misma manera sobre los valores de las tolerancias de forma y de posición. En este último caso se demuestra que es posible realizar la cancelación mutua de ciertos errores geométricos en los componentes de un conjunto, una ventaja que no existe en el caso de que el enfoque fuera lineal. Todo esto redundaría en una producción más económica de las partes, y en definitiva de los conjuntos, lo que en cierta manera explica por qué el tratamiento estadístico de las tolerancias es tan utilizado en la industria de producción en masa.

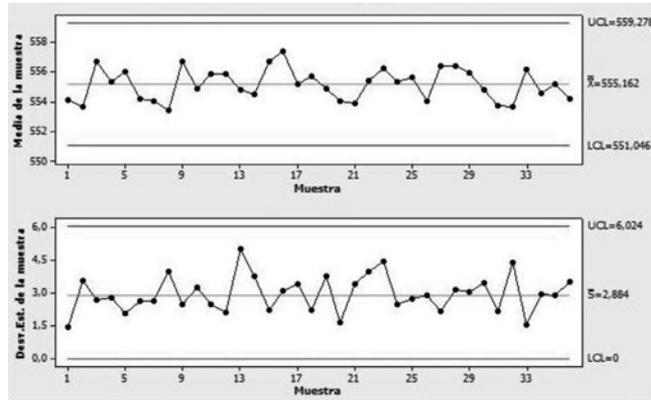
Desde otro punto de vista, puede verse al establecimiento del coeficiente C_p como una cuestión contractual entre el que compra las piezas y el que las fabrica, lo cual es una práctica muy usual en la industria automotriz. En este sentido, generalmente se asocia el C_p con la criticidad de la pieza en cuestión. Si la pieza no es crítica, como por ejemplo una bisagra de capot, o un soporte del conducto de escape, se suele asignar $C_p = 1$, con lo cual los costos se reducen bastante, pero a costas de que aparezcan algunos rechazos. En cambio, si por ejemplo se tratara de una pieza de tren delantero, donde una falla puede ser catastrófica, se especifica en el contrato $C_p = 1,33$, con lo cual se minimiza el riesgo de rechazos, pero el costo es mayor.

Todo lo dicho hasta aquí parte del supuesto de que se tiene un intervalo de tolerancias dado y que la producción de piezas presenta una distribución de sus dimensiones de tipo normal o de otro tipo, más o menos ajustada dentro de dicho intervalo. En otras palabras, se da un tratamiento estadístico a la etapa de producción y de inspección, pero no a la de especificación o de diseño donde las dimensiones son consideradas en el sentido tradicional, lineal o *worst-case*. En la actualidad las normas de dibujo ya prevén la incorporación del tratamiento estadístico en la etapa de especificaciones, lo cual se realiza por medio de la incorporación del símbolo $\langle \text{ST} \rangle$ en las cotas. Con esto se tendrá un enfoque integrado del control de calidad desde el punto de vista estadístico, comenzando en la etapa de diseño del producto, donde el diseñador ya puede prever cómo debe ser el comportamiento de las dimensiones de las piezas obtenidas con respecto a las especificaciones.

CONTROL ESTADÍSTICO EN LA PRODUCCIÓN

Haciendo uso de los parámetros ya descriptos y otras herramientas adicionales, existen técnicas para realizar un seguimiento del proceso y saber cómo va la marcha del mismo con respecto al cumplimiento de las tolerancias especificadas y así poder adelantarse a efectuar correcciones antes de tener rechazos. Para ello se construyen las denominadas cartas de control de procesos. Dichas cartas poseen su basamento teórico en las estadísticas y funcionan más o menos de acuerdo a lo indicado a continuación.

En primer lugar, de acuerdo al tamaño del lote de fabricación que se está realizando, se calcula la cantidad de piezas que se deben medir para mantener el valor estadístico de las mediciones. A partir de ello, y en función del tamaño de las muestras, se construyen dos cartas. La primera con el valor promedio de las mediciones \bar{X} y la segunda con el rango de variación R esperado de las mismas, en algunos casos también conocido como S (del inglés *spread*). En ambas cartas, en función de las tolerancias establecidas, el coeficiente de aptitud C_p y el tamaño de las muestras, entre otros factores, se establece un límite superior y uno inferior para ese proceso, los que se denominan UCL y LCL respectivamente. Debe destacarse que estos límites, si bien utilizan la misma nomenclatura que todo lo visto hasta aquí, no necesariamente presentan los mismos valores que los límites extremos de la tolerancia, ya que han sido afectados de distintos coeficientes para contemplar todos los aspectos estadísticos asociados a los distintos factores descritos. En muchos casos también es posible establecer otros límites intermedios, denominados alarmas, los cuales obviamente se calculan de la misma manera con criterios estadísticos adecuados. En la figura se muestra un ejemplo de las cartas típicas utilizadas por este método.



En estas cartas se van asentando los valores obtenidos de la medición de una cantidad de piezas establecidas como muestra significativa y se ve en qué situación se encuentran los mismos, para luego tomar acciones correctivas si hiciera falta y de esta manera irse adelantando a lo que pudiera suceder con el transcurso del tiempo. Para saber cuándo se deben tomar las acciones correctivas, se establecen a priori ciertas reglas, indicando por ejemplo que se tomará una acción correctiva cuando:

- Cualquier punto caiga fuera de los límites de acción.
- Dos puntos de cinco sucesivos caigan fuera de la línea de alarma.
- Se encuentren siete puntos sucesivos con incremento (o decremento).
- Se encuentren siete puntos sucesivos por arriba, o por abajo, de la media.

El propósito de esta sección fue ilustrar sucintamente sobre el empleo del control estadístico en la producción. Obviamente existe mucho más por agregar en este tema, pero ya escapa a los propósitos del presente libro.

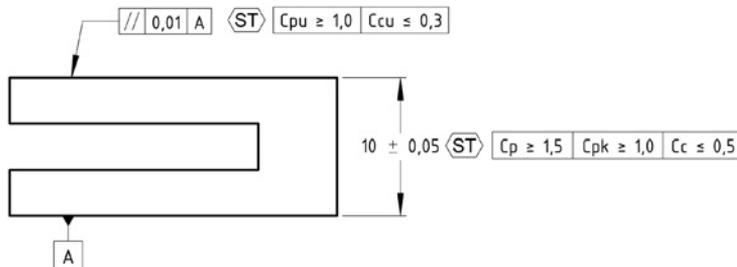
CONTROL ESTADÍSTICO EN EL DISEÑO - INDICACIONES EN EL DIBUJO

Tal como se indicó, existe la posibilidad de especificar en la etapa de diseño cómo se pretende que se encuentren distribuidas, dentro del intervalo de tolerancias, las dimensiones de las piezas fabricadas. Para ello, las normas ISO 129, en el caso de las dimensiones lineales, e ISO 1101, para el caso de las tolerancias de forma y posición, prevén el uso del símbolo \overline{ST} asociado a las cotas para indicar la condición deseada en cada caso.

Dichas normas mencionan tres métodos diferentes:

- Utilizando los índices de capacidad de procesos (*process capability indices*).
- Utilizando el índice de desviación media cuadrática (*RMS deviation index*).
- Utilizando el porcentaje contenido (*percent containment*).

A continuación se muestran ejemplos de los tres métodos propuestos:

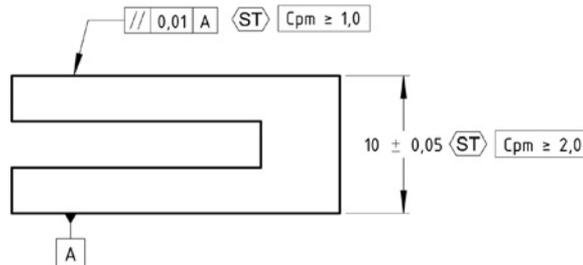


En este ejemplo se han acotado una dimensión lineal y una especificación de paralelismo, ambas utilizando los índices de capacidad de procesos. En el caso de la dimensión $10 \pm 0,05$ se pide que la población de piezas fabricadas presente una distribución normal con un valor de C_p igual o mayor de 1,5, lo que implica que la variación del proceso se encuentre a lo sumo en un ancho de las 2/3 partes del rango de tolerancia ($1/1,5 = 0,67$).

A su vez se indica que C_{pk} sea igual o mayor de 1,0, lo que significa que en el límite al menos uno de los extremos de la campana toca uno de los límites de la especificación o en caso mejor, se encuentra totalmente dentro del rango de la especificación y finalmente que C_c sea igual o menor que 0,5 es equivalente a que en el límite el descentrado sea igual a la mitad del semiancho de la especificación. Nótese que en la especificación se utilizan los símbolos \geq y \leq para indicar que la población tenga un patrón de dispersión como el valor indicado o mejor, ya que sería imposible obtener un valor exacto. Por supuesto, de la cota pueden obtenerse los valores de $USL = 10,05$, $LSL = 9,95$ y el valor nominal (target) $T = 10,00$ con los cuales calcular los demás valores.

En el caso de la especificación de error de paralelismo 0,01 con respecto a la cara de referencia A, se han utilizado los índices C_{pu} y C_{cu} , que no son otra cosa que las componentes de C_p y C_c para el caso de la especificación superior. Como en los casos de las tolerancias de forma uno de los límites es cero, en este caso el inferior $LSL = 0$, el valor de C_p se calcula solo con USL y por ello lleva el subíndice, convirtiéndose en C_{pu} . De la misma manera, al ser $LSL = 0$, en el cálculo de C_c queda el término que involucra a USL y se lo denomina C_{cu} . Aquí la especificación es que C_{pu} sea igual o mayor que 1,0 y que C_{cu} sea igual o menor que 0,3. En este caso, los valores extremos son $USL = 0,01$ y $LSL = 0,00$, siendo el valor nominal $T = 0,00$, ya que esta es la condición ideal buscada.

En la figura siguiente se ve la misma especificación, pero esta vez utilizando el criterio de la desviación media cuadrática (RMS).



Aquí aparece un nuevo índice que es el C_{pm} cuya fórmula es la siguiente:

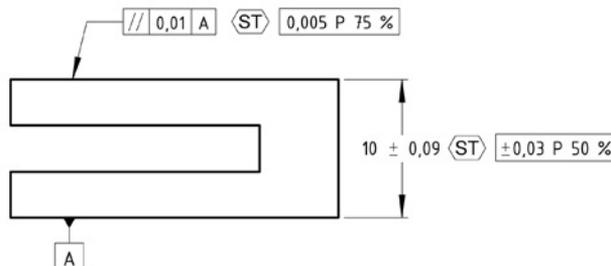
$$C_{pm} = \frac{USL - LSL}{6\sqrt{\sigma^2 + (\mu - T)^2}}$$

Tal como se ve, es similar a la definición de C_p donde hacía el cociente entre el rango de especificación ($USL - LSL$) y el ancho del proceso 6σ , pero en este caso introduce el término cuadrático $(\mu - T)$ que es una medida del descentrado del proceso. Notar que si el proceso fuera centrado, $(\mu - T)$ es igual a cero, con lo cual C_{pm} se hace igual a C_p . En definitiva, al limitar C_{pm} se está limitando a la vez la media y la desviación estándar del proceso.

En este caso, para la cota lineal se especifica que la distribución cumpla con un índice C_{pm} a lo sumo 2,0 o mayor y de la misma manera, que el error de paralelismo sea con un C_{pm} mayor o igual que 1,0.

Para quienes quieran ampliar el tema, se acota que este índice C_{pm} se encuentra íntimamente ligado con la función de pérdidas cuadrática de Taguchi, la cual explicada en pocas palabras propone que las pérdidas que ocasiona una determinada pieza que se aleja del promedio del lote se incrementan en forma cuadrática con su desviación.

Finalmente, en la siguiente figura se muestra una especificación similar, pero en este caso utilizando el método de los porcentajes.



Aquí, los intervalos de tolerancias se indican con el símbolo P seguido de un valor porcentual. Concretamente, en el caso de la cota lineal que es $10 \pm 0,09$ se pide que al menos el 50 % de las piezas que componen el lote se encuentren dentro del rango $10 \pm 0,03$, con lo cual solo el 25 % de las piezas podrá estar dentro del rango inferior (-0,03 a -0,09) y de la misma manera no más del 25 % de las piezas en el rango (+0,03 a +0,09).

Para el caso del paralelismo, se pide que el 75 % de las piezas tengan un error de paralelismo menor de 0,005 y en consecuencia, solo el 25 % restante puede estar entre 0,005 y 0,010 que es el límite superior de la especificación.

Con lo indicado no está totalmente tratado el tema, ya que habría bastante más para agregar, pero al menos se pretendió dar una guía sobre el significado del símbolo $\langle ST \rangle$ asociado a una cota y sus distintas interpretaciones dependiendo del método elegido para especificar las cuestiones estadísticas asociadas. Cabe indicar que el método de los índices de capacidad de procesos es el más general, y es el del Cpm fundamentalmente utilizado por las empresas japonesas y en relación con la filosofía 6σ , mientras que el de los porcentajes es más usual en las empresas de origen alemán.

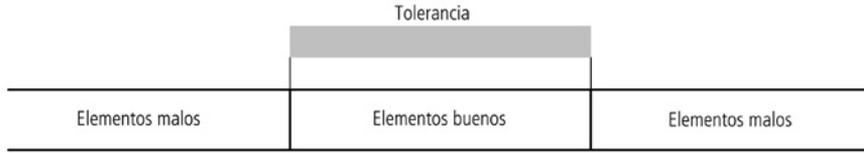
TOLERANCIAS E INCERTIDUMBRE

Otra cuestión a tener en cuenta, asociada a la selección de tolerancias, es el cálculo de incertidumbre de las mediciones. Tal como ya se mencionó, en la actualidad, el cálculo de la incertidumbre en las mediciones es un requisito indispensable en el establecimiento de cualquier sistema de calidad.

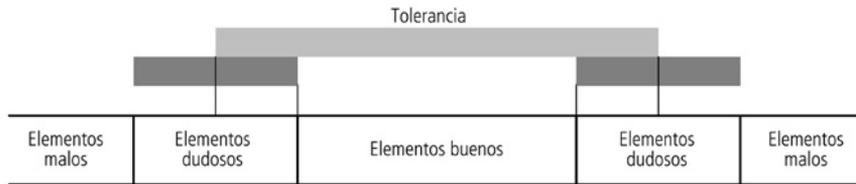
Como sabemos, todas las mediciones que se realicen están afectadas por errores que pueden provenir del instrumento de medición, del propio elemento a medir y de variables de influencia externa tales como la temperatura. Por lo tanto, al dar el resultado de una medición debemos indicar el resultado mismo y además consignar un intervalo en el cual poseemos cierta duda, que es justamente lo que llamamos incertidumbre de medición.

También se dijo que existe un método para evaluar y calcular el valor de incertidumbre asociado a una medición determinada provisto por la *Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement* (guía ISO-GUM). Hay también otros documentos de referencia, basados en esta guía, los cuales pueden ser consultados. Una de las recomendaciones de la ISO-GUM es que, como regla general, la incertidumbre de medición debe rondar entre $1/10$ y $1/8$ del intervalo de tolerancia que se quiere controlar. A continuación se muestran gráficamente las implicancias de esta regla.

Considerando solo el intervalo de tolerancia se tendría la siguiente situación con respecto a la aceptación o rechazo de las piezas medidas:



Aplicando ahora el concepto de incertidumbre asociada a las mediciones se tendrá una situación como la siguiente:



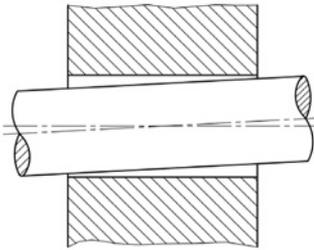
Para decidir qué hacer con los elementos dudosos, en la bibliografía existen ciertas reglas dependiendo del tipo de magnitud de que se trate, las que deberán ser consideradas muy cuidadosamente a la hora de decidir una política de calidad en la empresa.

En nuestro caso, con una incertidumbre del 10 % de la tolerancia, y aun considerando efectuar el rechazo de todos los elementos dudosos, se puede calcular que los mismos ascenderán solo al 0,5 % del total. Evidentemente se puede aseverar esto porque el tema está enfocado desde el punto de vista estadístico, donde la distribución de piezas alrededor del valor nominal es del tipo normal o de campana de Gauss. Continuando con los cálculos, se puede determinar que aun en el caso en que la incertidumbre fuera del 33 % del intervalo de tolerancia, el porcentaje de rechazos solo sería del 4,3 %.

12. TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS

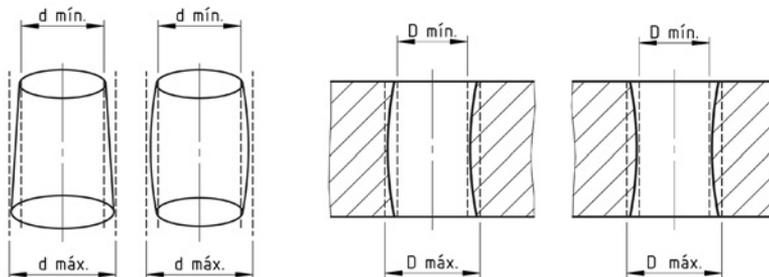
TOLERANCIAS DE FORMA Y POSICIÓN

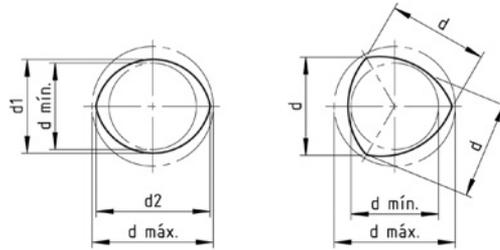
Hasta aquí hemos definido las tolerancias dimensionales, las cuales fijan una banda dentro de la que una dimensión, por ejemplo el diámetro de una superficie cilíndrica, debe encontrarse. Pero nada se dice del mayor o menor alejamiento de dicho cilindro, o alguna sección del mismo, de la forma circular ideal.



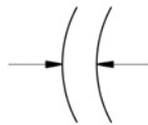
Si a su vez dicho cilindro fuera un eje que debe ajustarse con cierta precisión en un agujero, la posición relativa de los ejes ideales de cada uno de ellos puede influir en el ajuste final obtenido. Concretamente, si los ejes del agujero y del árbol presentan cierta inclinación de uno de ellos con respecto al otro, el juego obtenido será menor que el calculado a partir de las tolerancias dimensionales de cada uno tal como se ve en la figura.

Retornando al alejamiento de la forma ideal, se los denomina errores de forma, o errores macrogeométricos, en contraste con los llamados errores microgeométricos (rugosidad superficial) que serán analizados en el próximo capítulo. En este caso las piezas cilíndricas ideales pueden degenerar en piezas cónicas, abarriladas, cóncavas o convexas, o curvadas. Por otro lado las secciones transversales circulares se transforman en ovaladas, lobuladas o poligonales. Aquí también se tendrá una interacción entre las tolerancias dimensionales y los errores mencionados que modificará el ajuste final obtenido. En la siguiente figura se ilustran las situaciones descriptas.

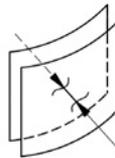




Resumiendo, diremos que hay dos clases de errores o alejamientos de las formas ideales que debemos cuantificar y por lo tanto tolerar en nuestros diseños. Son lo que definimos *tolerancias de forma* y *tolerancias de posición*. En general, cualquiera de estas tolerancias geométricas va a definir una banda de tolerancia según lo siguiente:



Una banda entre dos líneas paralelas



Una banda entre dos planos paralelos



Una zona tridimensional

En la tabla siguiente se definen las tolerancias de forma y posición normalizadas y el símbolo que se utiliza en los planos para su definición:

Tolerancias de forma

Propiedad tolerada	Símbolo
Rectitud	—
Planitud	▭
Circularidad	○
Cilindricidad	⊘
Forma de una línea	⤿
Forma de una superficie	⤿

Tolerancias de posición

Clase de tolerancia	Propiedad tolerada	Símbolo
Tolerancias de dirección	Paralelismo	
	Perpendicularidad	
	Inclinación	
Tolerancias de lugar	Posición	
	Concentricidad y coaxialidad	
	Simetría	
Tolerancias de movimiento	Movimiento	
	Movimiento circular	
	Movimiento plano	

De hecho, para garantizar el correcto funcionamiento del conjunto en cada una de sus partes que ajustan unas sobre otras debe realizarse una combinación de las tradicionales tolerancias dimensionales o de medida, con una o algunas tolerancias de forma y posición según el caso funcional de que se trate. La interrelación entre ambos tipos de tolerancia puede tener varias facetas, de todos modos, a continuación se incluyen algunas consideraciones primarias:

- En general, el valor numérico de las tolerancias de forma y posición es menor que el de las tolerancias de medida. Es el caso de las diferencias de forma (circularidad) al fijar un ajuste entre dos piezas cilíndricas.
- Las tolerancias de forma y posición son mayores que las tolerancias de medida. En este caso ambas no están relacionadas entre sí. Es el caso de la tolerancia de rectitud de barras trefiladas o la tolerancia de planitud de chapas, las cuales son independientes de las medidas reales del elemento y de las tolerancias dimensionales por ejemplo del espesor de la chapa.
- Las tolerancias de coaxialidad y de simetría pueden ser también independientes de las dimensiones toleradas. Tal es el caso de una parte cilíndrica de un eje que presenta requerimientos de coaxialidad con respecto a dos extremos cilíndricos tolerados dimensionalmente, pero ella en sí misma no presenta tolerancia de medida.

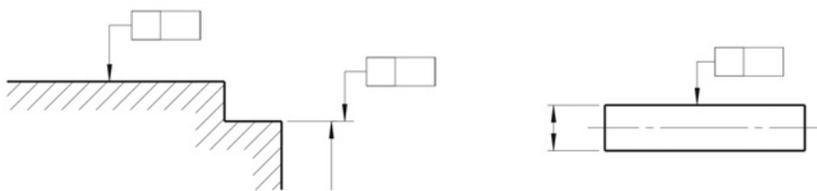
- d. Las tolerancias de movimiento circular (*runout*) son tolerancias que evalúan la pieza en sus aspectos funcionales. Las mismas engloban por ejemplo dos errores distintos como la circularidad y la coaxialidad, los cuales no necesariamente deben ser conocidos por separado.

Los símbolos utilizados para anotar en los planos los diferentes valores de tolerancias de forma y posición son básicamente los que se indican a continuación:

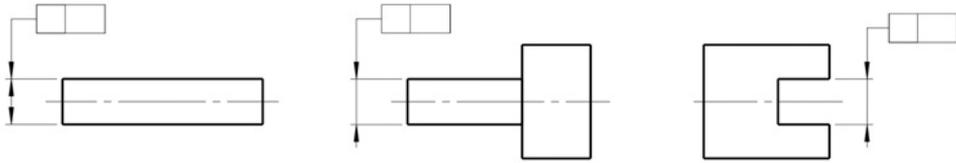
Símbolo genérico	Explicación de sus partes
	<p>Letra de referencia (en caso necesario)</p> <p>Valor de tolerancia (t)</p> <p>Símbolo de la clase de tolerancia</p>
	<p>Letra de referencia</p> <p>Triángulo de referencia</p> <p>Elemento de referencia</p>
	<p>Cota dentro de un recuadro: indica una medida teóricamente exacta, la cual se complementa con alguna indicación de tolerancia, por ejemplo de posición.</p>
	<p>Símbolo a utilizar cuando se indica que la tolerancia se especifica para la condición de máximo material.</p>

Con respecto a la flecha que apunta al elemento tolerado pueden darse dos situaciones:

1. La flecha apunta al contorno del elemento a tolerar o su prolongación en el caso que haya cuestiones de espacio en el dibujo que no permitan colocarla directamente sobre la superficie. En todos los casos debe estar claramente separada de la línea de cota, tal como se muestra:

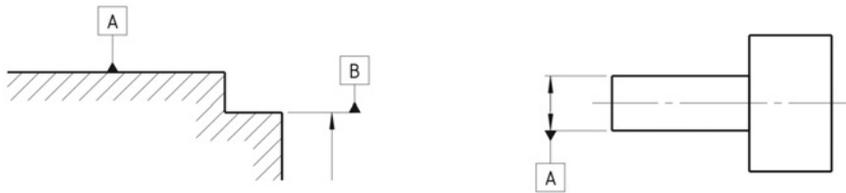


2. La flecha coincide en la misma línea de la línea de cota, incluso puede reemplazar a una de las flechas de la cota, tal como se muestra:



En el caso 1, se entiende que se hace referencia a la superficie misma, o su contorno, mientras que en el caso 2 se está haciendo referencia al eje del cilindro indicado y no a su superficie. Cuando la cota se aplique a elementos que no son cilíndricos como por ejemplo una ranura, se entiende de manera análoga, que se está haciendo referencia al plano medio de dicho elemento.

La misma interpretación debe hacerse en el caso de que se trate del elemento de referencia en vez del elemento tolerado, tal como se muestra:

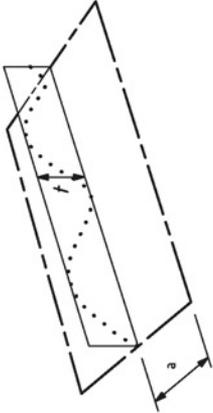
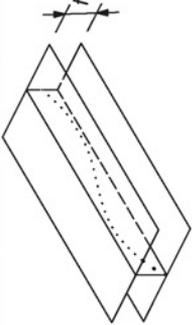
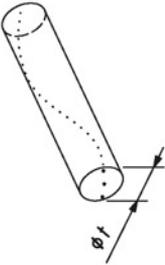
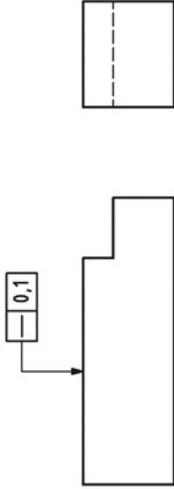
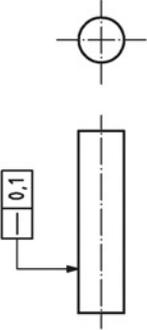
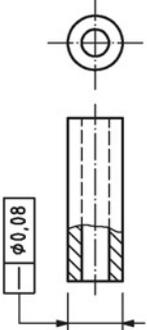


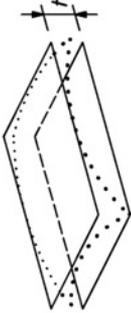
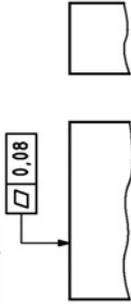
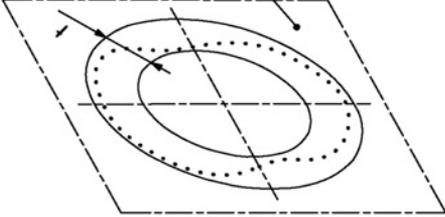
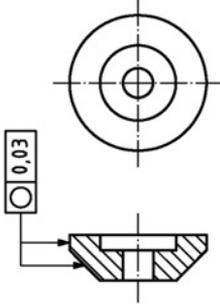
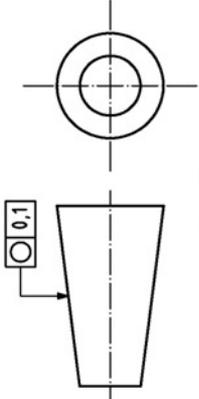
En el caso de la izquierda se hace referencia a la superficie, mientras que en el de la derecha se refiere al eje del cilindro.

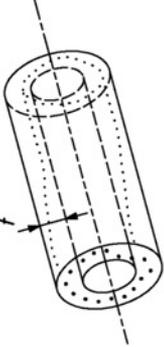
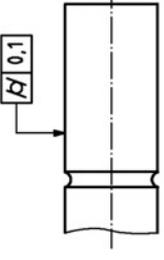
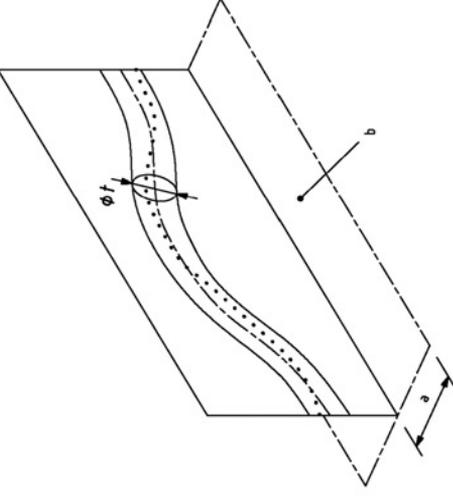
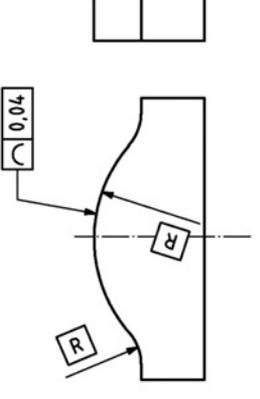
La aplicación concreta de los símbolos y demás anotaciones que definen la manera de especificar las tolerancias geométricas en los planos se encuentra normalizada en nuestro país mediante la norma IRAM 4515. Allí se pueden encontrar las definiciones para cada caso con sus correspondientes interpretaciones y algunos ejemplos de aplicación.

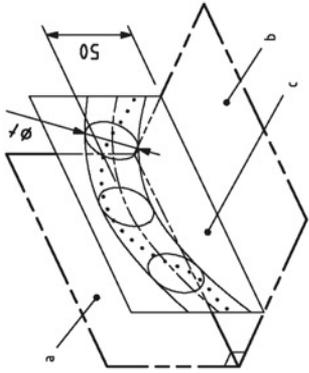
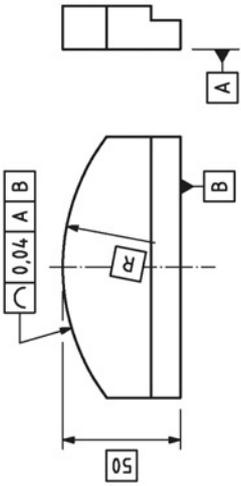
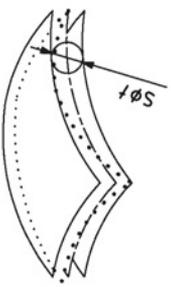
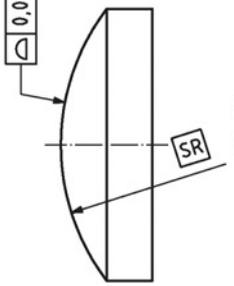
Se aclara que la norma IRAM 4515 es una adopción modificada de la norma internacional ISO 1101:2012 - *Geometrical Products Specifications (GPS). Geometrical tolerancing. Tolerances of form, orientation, location, run-out*, y su corrección ISO 1101:2012/Cor. 1:2013.

A título educativo, a continuación se reproducen las tablas incluidas en la norma ISO 1101:2004, donde puede verse la definición de cada una de las tolerancias de forma y de posición con sus correspondientes interpretaciones.

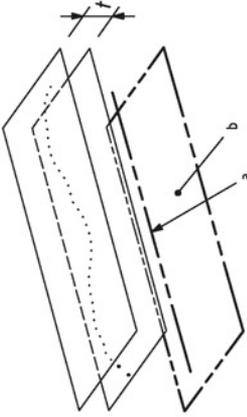
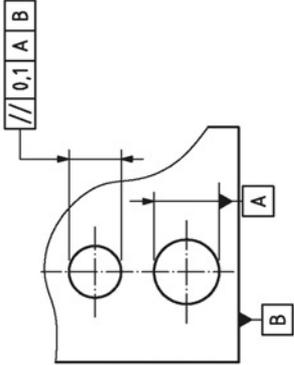
Símbolo	Definición de la zona de tolerancia	Indicación y explicación
<p>—</p>	<p>18.1 Tolerancia de rectitud (véanse las Normas ISO/TS 12780-1 e ISO/TS 12780-2)</p> <p>La zona de tolerancia en el plano considerado, está limitada por dos líneas paralelas distantes en t, únicamente en la dirección especificada.</p>  <p>Fig. 57</p> <p>La zona de tolerancia está limitada por dos planos paralelos distantes en t.</p>  <p>Fig. 59</p> <p>La zona de tolerancia está limitada por un cilindro de diámetro t cuando el valor de la tolerancia está precedido del signo "ϕ".</p>  <p>Fig. 61</p>	<p>Una línea contenida en la superficie superior paralela al plano de proyección sobre el que se da la indicación, debe estar contenida entre dos líneas paralelas distantes en 0,1.</p>  <p>Fig. 58</p> <p>Cualquier generatriz extraída (real) contenida en la superficie cilíndrica debe estar comprendida entre dos planos paralelos distantes en 0,1.</p> <p>NOTA — La definición de una generatriz extraída no está normalizada.</p>  <p>Fig. 60</p> <p>La línea media extraída (real) del cilindro sobre el que se aplica la tolerancia debe estar comprendida en una zona cilíndrica de 0,08 de diámetro.</p>  <p>Fig. 62</p>

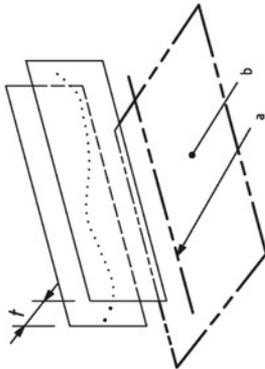
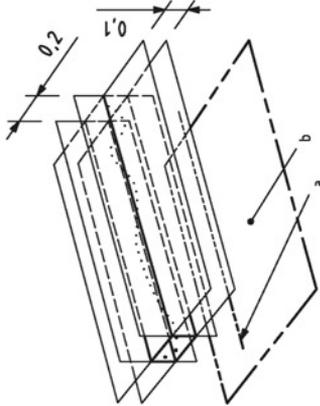
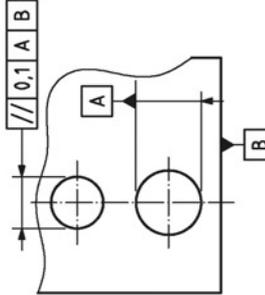
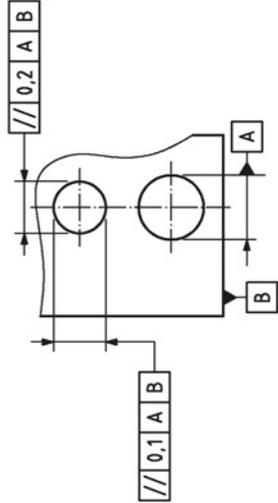
Símbolo	Definición de la zona de tolerancia	Indicación y explicación
	<p>18.2. Tolerancia de planitud. (véanse las Normas ISO/TS 12781-1 e ISO/TS 12781-2)</p> <p>La zona de tolerancia está limitada por dos planos paralelos distantes en t.</p>  <p style="text-align: center;">Fig. 63</p>	<p>La superficie extraída (real) debe estar comprendida entre dos planos paralelos distantes en 0,08.</p>  <p style="text-align: center;">Fig. 64</p>
	<p>18.3. Tolerancia de redondez. (véanse las Normas ISO/TS 12181-1 e ISO/TS 12181-2)</p> <p>La zona de tolerancia, en la sección recta considerada, está limitada por dos círculos concéntricos y distantes radialmente en t.</p>  <p style="text-align: center;">Fig. 65</p> <p style="text-align: center;">a Cualquier sección transversal.</p>	<p>La circunferencia extraída (real), en cualquier sección transversal de la superficie cilíndrica y cónica, debe estar comprendida entre dos circunferencias concéntricas y coplanarias distantes radialmente en 0,03.</p>  <p style="text-align: center;">Fig. 66</p> <p>La circunferencia extraída (real) en cualquier sección transversal de la superficie cónica, debe estar comprendida entre dos circunferencias coplanarias concéntricas distantes radialmente en 0,1.</p> <p>NOTA — La definición de circunferencia extraída no ha sido normalizada.</p>  <p style="text-align: center;">Fig. 67</p>

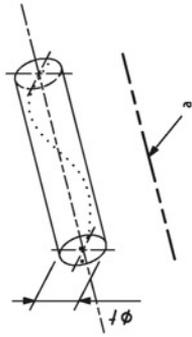
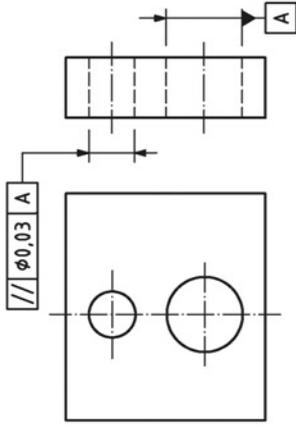
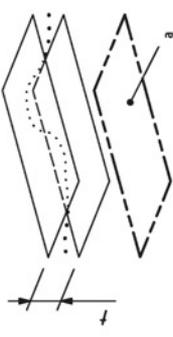
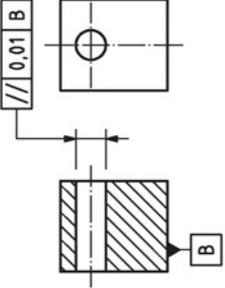
Símbolo	Definición de la zona de tolerancia	Indicación y explicación
H	<p>18.4 Tolerancia de cilindricidad (véanse las Normas ISO/TS 12780-1 e ISO/TS 12780-2)</p> <p>La zona de tolerancia está limitada por dos cilindros coaxiales distantes en t.</p>  <p style="text-align: center;">Fig. 68</p>	<p>La superficie cilíndrica extraída (real) debe estar comprendida entre dos cilindros coaxiales distantes radialmente en 0,1.</p>  <p style="text-align: center;">Fig. 69</p>
C	<p>18.5 Tolerancia de perfil de una línea no relacionada con una referencia (véase la Norma ISO 1660).</p> <p>La zona de tolerancia está limitada por líneas envolventes a circunferencias de diámetro t cuyos centros están situados sobre la línea que define la forma geométrica teóricamente exacta.</p>  <p style="text-align: center;">Fig. 70</p> <p>a Cualquier distancia b Plano perpendicular al plano del dibujo en el ejemplo de la figura 71.</p>	<p>En cada sección, paralela al plano de proyección en el que se da la indicación, la línea del perfil extraída (real) está comprendida entre dos líneas equidistantes, envolventes de los círculos de diámetro 0,04 donde los centros están situados sobre la línea teóricamente exacta de la geometría.</p>  <p style="text-align: center;">Fig. 71</p>

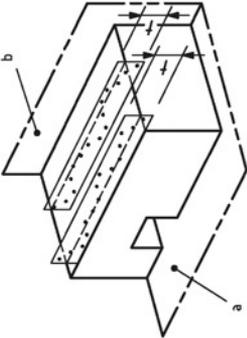
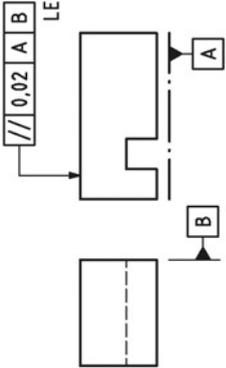
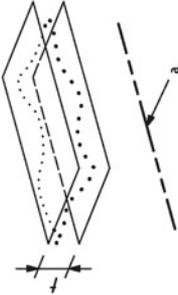
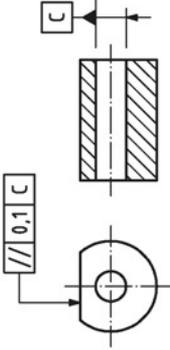
Símbolo	Definición de la zona de tolerancia	Indicación y explicación
C	<p>18.6 Tolerancia de perfil de una línea relacionada con una referencia (véase la Norma ISO 1660)</p> <p>La zona de tolerancia está limitada por líneas envolventes a circunferencias de diámetro t cuyos centros están situados sobre la línea que define la forma geométrica teóricamente exacta con respecto al plano A de referencia y el plano B de referencia.</p>  <p style="text-align: center;">Fig. 72</p> <p>a Referencia A. b Referencia B. c Plano paralelo a la referencia A.</p>	<p>En cada sección, paralela al plano de proyección en el que se da la indicación, la línea del perfil extraída (real) debe estar comprendida entre dos líneas equidistantes, envolventes de los círculos de diámetro 0,04 donde los centros están situados sobre la línea teóricamente exacta en la geometría con respecto al plano A de referencia y el plano B de referencia.</p>  <p style="text-align: center;">Fig. 73</p>
D	<p>18.7 Tolerancia de perfil de una superficie no relacionada a una referencia (véase la Norma ISO 1660).</p> <p>La zona de tolerancia está limitada por dos superficies envolventes de esferas de diámetro t cuyos centros están situados sobre la forma geométrica y teóricamente exacta.</p>  <p style="text-align: center;">Fig. 74</p>	<p>La superficie extraída (real) está comprendida entre dos superficies equidistantes envolventes de las esferas de diámetro 0,02 donde los centros están situados sobre una superficie con la forma geométrica teóricamente exacta.</p>  <p style="text-align: center;">Fig. 75</p>

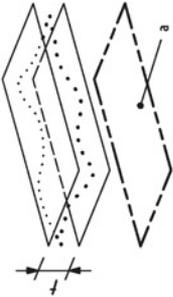
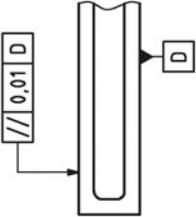
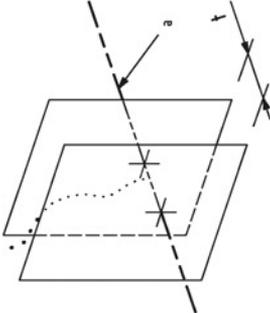
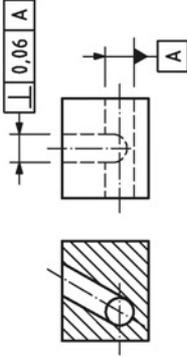
Símbolo	Definición de la zona de tolerancia	Indicación y explicación
	<p>18.8 Tolerancia de perfil de una superficie relacionada a una referencia (véase la Norma ISO 1660).</p> <p>La zona de tolerancia está limitada por dos superficies envolventes de esferas de diámetro t cuyos centros están situados sobre la forma geométrica y teóricamente exacta con respecto al plano de referencia A.</p> <div data-bbox="600 968 834 1293" data-label="Image"> </div> <p style="text-align: right;">Fig. 76</p> <p>^a Referencia A.</p>	<p>La superficie extraída (real) está comprendida entre dos superficies equidistantes envolventes de las esferas de diámetro 0,1 donde los centros están situados sobre una superficie con la forma geométrica y teóricamente exacta con respecto al plano de referencia A.</p> <div data-bbox="624 286 857 677" data-label="Image"> </div> <p style="text-align: right;">Fig. 77</p>

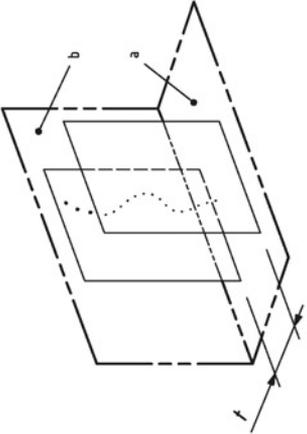
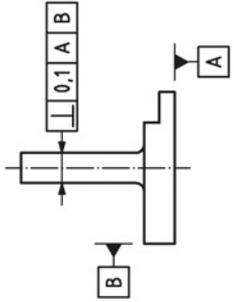
<p>//</p>	<p>18.9 Tolerancia de paralelismo</p> <p>18.9.1 Tolerancia de paralelismo de una línea con respecto a un sistema de referencia</p> <p>La zona de tolerancia está limitada por dos planos paralelos equidistantes en t. Los planos son paralelos a la referencia específica y dan la dirección especificada.</p>  <p>The diagram shows a 3D perspective of a rectangular feature. Two parallel dashed lines, labeled 'a' and 'b', represent the tolerance zone. A solid line represents the feature's surface. A dimension line with arrows indicates the distance 't' between the two dashed lines. A reference plane is shown as a dashed line.</p> <p style="text-align: right;">Fig. 78</p> <p>a Referencia A. b Referencia B.</p>	<p>La línea media extraída (real) está comprendida entre dos planos paralelos distantes en 0,1 y paralelos al eje de referencia A, orientado con respecto al plano de referencia B y en la dirección especificada.</p>  <p>The diagram shows a cross-section of a mechanical part with two circular holes. A feature on the top surface is controlled for parallelism. A feature control frame points to this feature and contains the symbol for parallelism (//), a tolerance of 0.1, and reference letters A and B. Reference A is the axis of the left hole, and reference B is the end face of the part.</p> <p style="text-align: right;">Fig. 79</p>
-----------	---	---

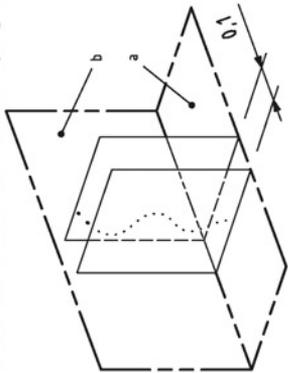
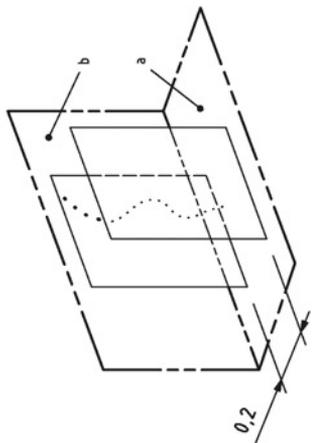
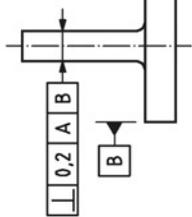
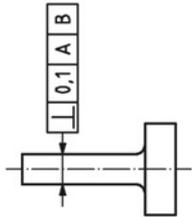
Símbolo	Definición de la zona de tolerancia	Indicación y explicación
//	<p data-bbox="198 788 226 1463">18.9.1 Tolerancia de paralelismo de una línea con respecto a un sistema de referencia (continuación)</p>  <p data-bbox="532 1338 577 1463">a Referencia A. b Referencia B.</p> <p data-bbox="605 1095 628 1159">Fig. 80</p> <p data-bbox="655 788 728 1463">La zona de tolerancia está limitada por dos planos paralelos a distancias 0,1 y 0,2 respectivamente y perpendiculares entre sí. Los planos son paralelos al eje de referencia A (a) y al plano de referencia B (b).</p>  <p data-bbox="1085 1338 1130 1463">a Referencia A. b Referencia B.</p> <p data-bbox="1136 1095 1159 1159">Fig. 82</p>	<p data-bbox="226 170 303 788">La línea media extraída (real) está comprendida entre dos planos paralelos distantes en 0,1 y paralelos al eje de referencia A, orientado con respecto al plano de referencia B y en la dirección especificada.</p>  <p data-bbox="605 447 628 512">Fig. 81</p> <p data-bbox="655 170 755 788">La línea media extraída (real) está comprendida entre dos planos paralelos distantes en 0,1 y 0,2 respectivamente, paralelos al eje de referencia A, orientado con respecto a la dirección especificada mediante el plano B y la perpendicular a ambos.</p>  <p data-bbox="1136 447 1159 512">Fig. 83</p>

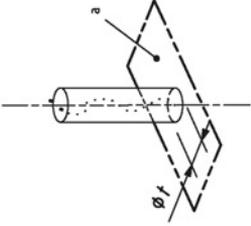
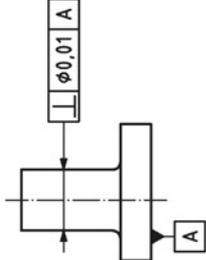
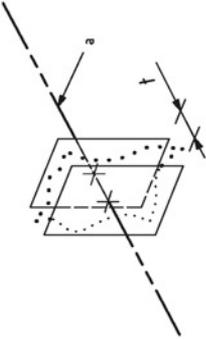
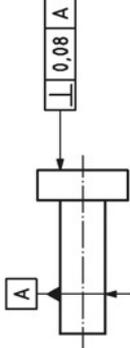
Símbolo	Definición de la zona de tolerancia	Indicación y explicación
	<p>18.9.2 Tolerancia de paralelismo de una línea con respecto a una línea de referencia La zona de tolerancia está limitada por un cilindro de diámetro t paralelo a la referencia especificada, cuyo valor de tolerancia está precedido del signo “ϕ”.</p>  <p style="text-align: center;">Fig. 84</p> <p>^a Referencia A.</p>	 <p style="text-align: center;">Fig. 85</p>
//	<p>18.9.3 Tolerancia de paralelismo de una línea con respecto a una superficie de referencia La zona de tolerancia está limitada por dos planos paralelos distantes t y paralelos a la referencia.</p>  <p style="text-align: center;">Fig. 86</p> <p>^a Referencia B.</p>	 <p style="text-align: center;">Fig. 87</p>

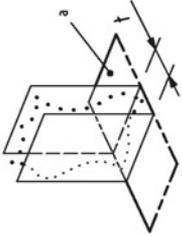
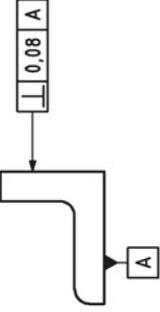
Símbolo	Definición de la zona de tolerancia	Indicación y explicación
<p>18.9.4</p> <p>La zona de tolerancia está limitada por dos líneas paralelas distantes en t y orientadas según el plano de referencia A, las líneas están contenidas en un plano paralelo al plano de referencia B.</p>  <p style="text-align: center;">Fig. 88</p> <p>a Referencia A. b Referencia B.</p>	<p>18.9.4 Tolerancia de paralelismo de una línea con respecto a un sistema de referencia</p> <p>La línea extraída (real) debe estar comprendida entre dos líneas paralelas distantes 0,02, paralelas a la referencia A y contenidas en un plano paralelo a la referencia B.</p>  <p style="text-align: center;">Fig. 89</p>	
<p>18.9.5</p> <p>La zona de tolerancia está limitada por dos planos paralelos distantes en t y paralelos a la referencia especificada.</p>  <p style="text-align: center;">Fig. 90</p> <p>a Referencia C.</p>	<p>18.9.5 Tolerancia de paralelismo de una superficie con respecto a una línea de referencia</p> <p>La superficie extraída (real) debe estar contenida entre dos planos paralelos distantes en 0,1 y paralelos al eje de referencia C.</p>  <p style="text-align: center;">Fig. 91</p>	

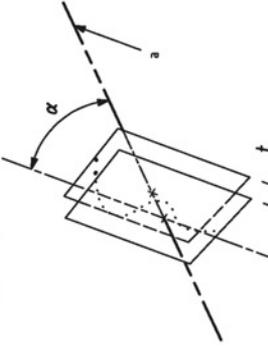
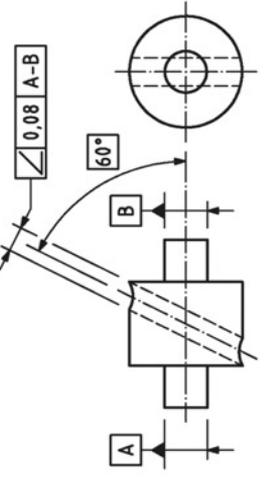
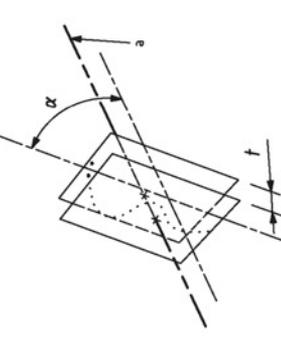
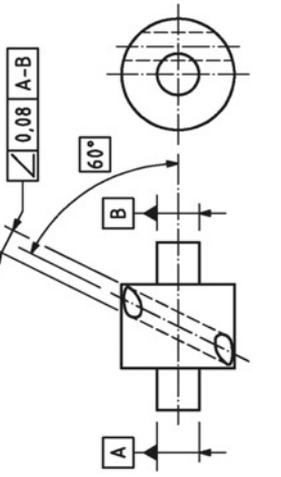
Símbolo	Definición de la zona de tolerancia	Indicación y explicación
//	<p>18.9.6 Tolerancia de paralelismo de una superficie con respecto a una superficie de referencia La zona de tolerancia está limitada por dos planos paralelos distantes respectivamente t y paralelos al plano de referencia.</p>  <p style="text-align: center;">Fig. 92</p> <p>^a Referencia D.</p>	 <p style="text-align: center;">Fig. 93</p>
⊥	<p>18.10 Tolerancia de perpendicularidad 18.10.1 Tolerancia de perpendicularidad de una línea con respecto a una línea de referencia La zona de tolerancia está limitada por dos planos paralelos distantes t y perpendiculares a la referencia.</p>  <p style="text-align: center;">Fig. 94</p> <p>^a Referencia A.</p>	 <p style="text-align: center;">Fig. 95</p>

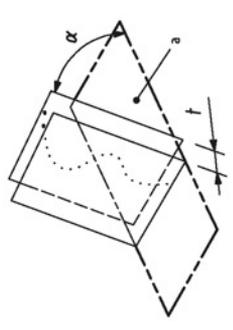
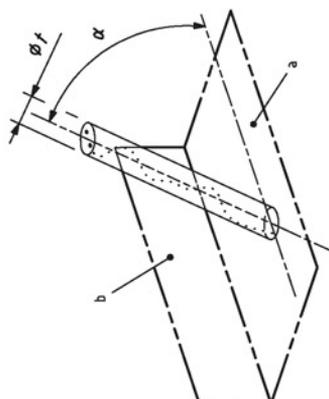
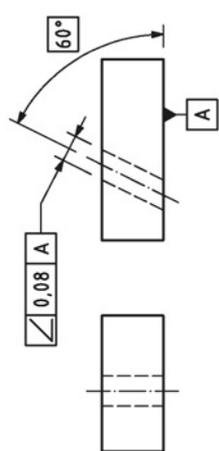
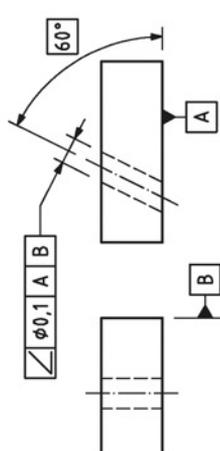
Símbolo	Definición de la zona de tolerancia	Indicación y explicación
	<p>18.10.2 Tolerancia de perpendicularidad de una línea con respecto a un sistema de referencia</p> <p>La zona de tolerancia está limitada por dos planos paralelos distantes en t. Los planos son perpendiculares a la referencia A y paralelos a la referencia B.</p> <div style="text-align: center;">  </div> <p style="text-align: right;"> <small>a</small> Referencia A. <small>b</small> Referencia B. </p> <p style="text-align: right;">Fig. 96</p>	<p>La línea media extraída (real) del cilindro debe estar comprendida entre dos planos paralelos distantes en 0,1 y perpendiculares al plano de referencia A en la dirección especificada con respecto al plano de referencia B.</p> <div style="text-align: center;">  </div> <p style="text-align: right;">Fig. 97</p>

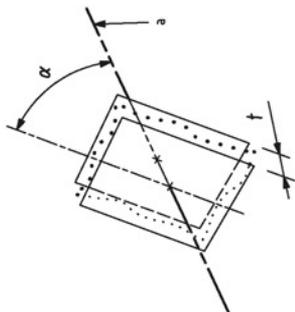
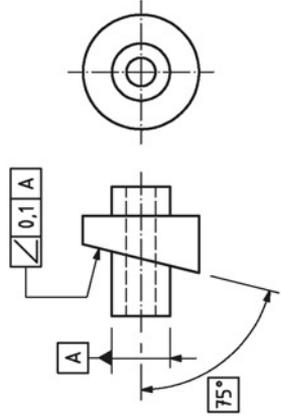
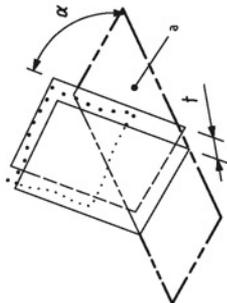
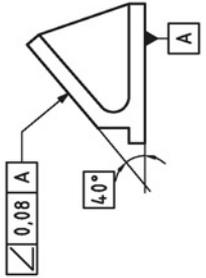
Símbolo	Definición de la zona de tolerancia	Indicación y explicación
	<p>18.10.2 Tolerancia de perpendicularidad de una línea con respecto a un sistema de referencia (continuación).</p> <p>La zona de tolerancia está limitada por dos planos paralelos distantes 0,1 y 0,2 y perpendiculares uno a otro. Los dos planos son perpendiculares a la referencia A, uno paralelo a la referencia B (véase el ejemplo de la figura 99), el otro par perpendiculares a la referencia B (véase el ejemplo de la figura 98).</p> <div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;"> <div style="text-align: center;">  <p>Fig. 98</p> <p>a Referencia A. b Referencia B.</p> </div> <div style="text-align: center;">  <p>Fig. 99</p> <p>a Referencia A. b Referencia B.</p> </div> </div>	<p>La línea media extraída (real) del cilindro debe estar comprendida entre dos planos paralelos distantes en 0,1 y 0,2, en la dirección especificada con respecto al plano de referencia B y perpendiculares entre sí. Los dos planos paralelos deberán ser perpendiculares al plano de referencia A.</p> <div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;"> <div style="text-align: center;">  </div> <div style="text-align: center;">  </div> </div> <p style="text-align: center;">Fig. 100</p>

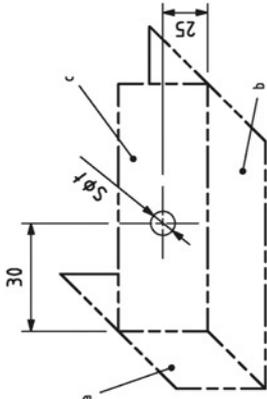
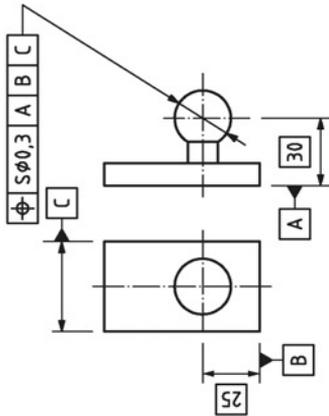
Símbolo	Definición de la zona de tolerancia	Indicación y explicación
	<p>18.10.3 Tolerancia de perpendicularidad de una línea con respecto a un plano de referencia</p> <p>La zona de tolerancia está limitada por un cilindro de diámetro t perpendicular a la referencia si el valor de la tolerancia está precedido del signo “ϕ”.</p> <div style="text-align: center;">  <p>Fig. 101</p> </div> <p>^a Referencia A.</p>	<div style="text-align: center;">  <p>Fig. 102</p> </div>
	<p>18.10.4 Tolerancia de perpendicularidad de una superficie con respecto a una línea de referencia</p> <p>La zona de tolerancia está limitada por dos planos paralelos distantes en t y perpendiculares a la referencia.</p> <div style="text-align: center;">  <p>Fig. 103</p> </div> <p>^a Referencia A.</p>	<div style="text-align: center;">  <p>Fig. 104</p> </div>

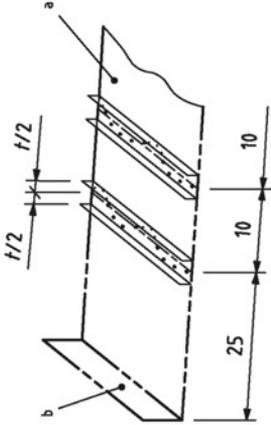
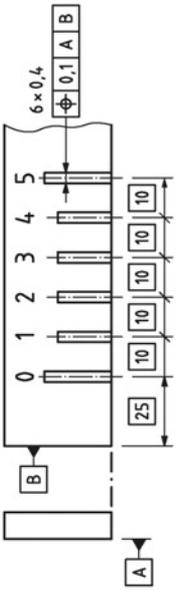
Símbolo	Definición de la zona de tolerancia	Indicación y explicación
	<p>18.10.5 Tolerancia de perpendicularidad de una superficie con respecto a una superficie de referencia</p> <p>La zona de tolerancia está limitada por dos planos paralelos distantes en t y perpendiculares a la referencia.</p> <div style="text-align: center;">  </div> <p style="text-align: center;">a Referencia A.</p> <p style="text-align: right;">Fig. 105</p>	<p>La superficie extraída (real) debe estar comprendida entre dos planos paralelos distantes en 0,08 y perpendiculares al plano de referencia A.</p> <div style="text-align: center;">  </div> <p style="text-align: right;">Fig. 106</p>

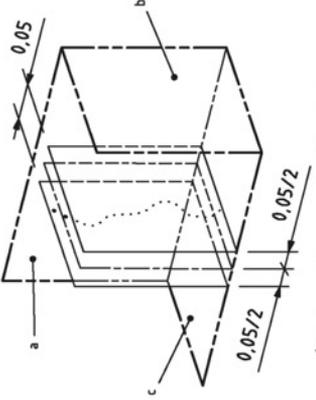
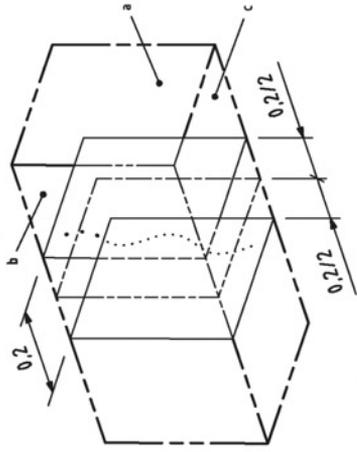
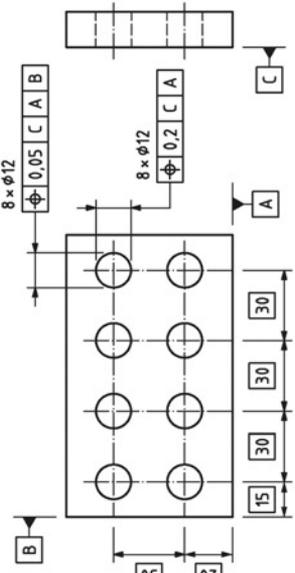
Símbolo	Definición de la zona de tolerancia	Indicación y explicación
18.11	Tolerancia de angularidad	
18.11.1	Tolerancia de angularidad de una línea con respecto a una línea de referencia	
a)	<p data-bbox="278 933 292 1454">Línea y línea de referencia contenidas en el mismo plano:</p> <p data-bbox="299 786 347 1454">La zona de tolerancia está limitada por dos planos paralelos equidistantes t e inclinados un ángulo específico sobre la referencia.</p>	<p data-bbox="278 161 347 786">La línea media extraída (real) debe estar comprendida entre dos planos paralelos distantes en 0,08 e inclinados un ángulo teóricamente exacto de 60° con respecto a la línea de referencia común A-B.</p>
	 <p data-bbox="683 1090 703 1168">Fig. 107</p> <p data-bbox="655 1315 676 1454">a Referencia A-B.</p>	 <p data-bbox="635 439 655 517">Fig. 108</p>
	<p data-bbox="628 786 799 1458">b) La zona de tolerancia está limitada por dos planos paralelos distantes t e inclinados un ángulo específico sobre la referencia. La línea considerada y la línea de referencia no están en el mismo plano.</p>	<p data-bbox="628 161 799 786">La línea media extraída (real) debe estar comprendida entre dos planos paralelos distantes en 0,08 e inclinados un ángulo teóricamente exacto de 60° con respecto a la línea recta de referencia común A-B.</p>
	 <p data-bbox="1136 1090 1156 1168">Fig. 109</p> <p data-bbox="1108 1315 1129 1454">a Referencia A-B.</p>	 <p data-bbox="1094 439 1115 517">Fig. 110</p>

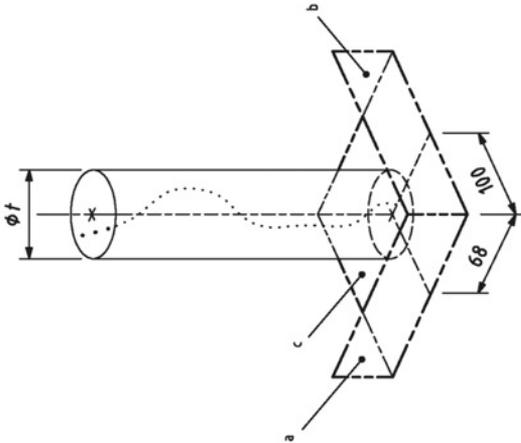
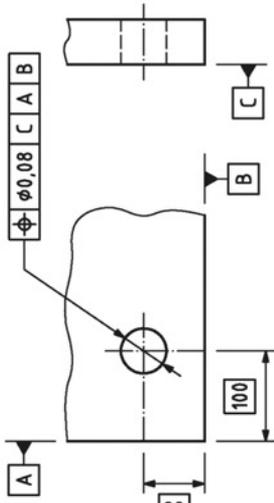
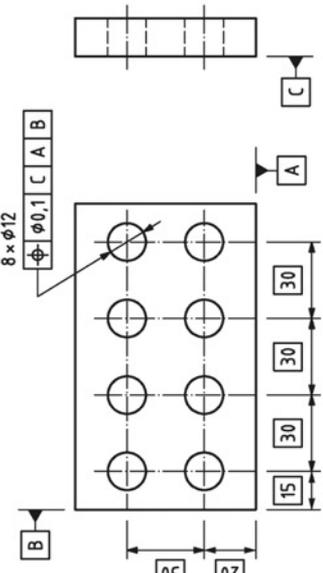
Símbolo	Definición de la zona de tolerancia	Indicación y explicación
	<p>18.11.2. Tolerancia de angularidad de una línea con respecto a una superficie de referencia La zona de tolerancia está limitada por dos planos paralelos distantes t e inclinados un ángulo específico sobre la referencia.</p>  <p style="text-align: center;">a Referencia A.</p> <p style="text-align: center;">Fig. 111</p> <p>La zona de tolerancia está limitada por un cilindro de diámetro t si el valor de la tolerancia está precedida del signo “ϕ”. La zona de tolerancia cilíndrica es paralela al plano de referencia B e inclinada el ángulo especificado sobre el plano de referencia A.</p>  <p style="text-align: center;">a Referencia A. b Referencia B.</p> <p style="text-align: center;">Fig. 113</p>	<p>La línea media extraída (real) debe estar comprendida entre dos planos paralelos distantes en 0,08 e inclinados en un ángulo teóricamente exacto de 60° con respecto al plano de referencia A.</p>  <p style="text-align: center;">Fig. 112</p>
	<p>La línea media extraída (real) debe estar comprendida en una zona de tolerancia cilíndrica de diámetro 0,1, paralela al plano de referencia B e inclinado un ángulo teóricamente exacto de 60° sobre el plano de referencia A.</p>  <p style="text-align: center;">Fig. 114</p>	

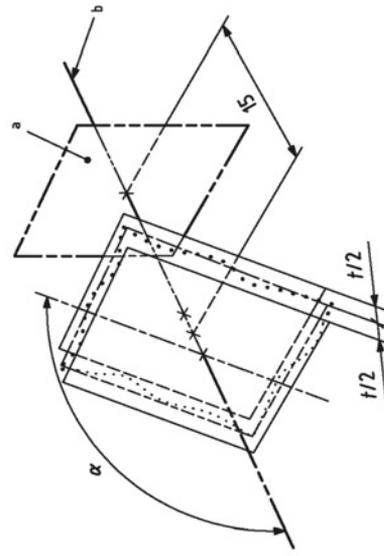
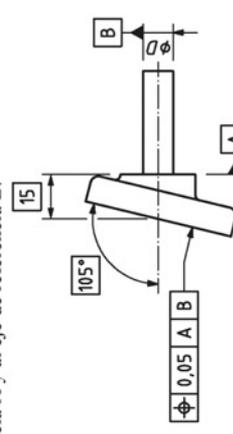
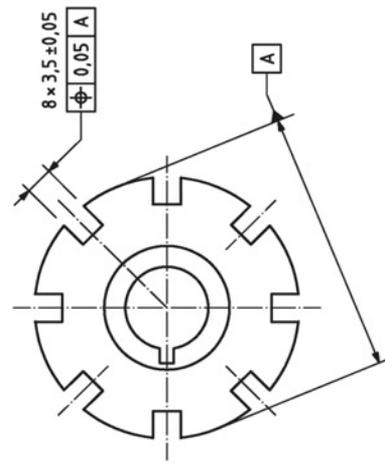
Símbolo	Definición de la zona de tolerancia	Indicación y explicación
	<p>18.11.3 Tolerancia de angularidad de una superficie con respecto a una línea de referencia La zona de tolerancia está limitada por dos planos paralelos distantes en t e inclinados un ángulo específico sobre la referencia.</p>  <p style="text-align: center;">a Referencia A.</p> <p style="text-align: center;">Fig. 115</p>	<p>Fig. 116</p> 
	<p>18.11.4 Tolerancia de angularidad de una superficie con respecto a una superficie de referencia La zona de tolerancia está limitada por dos planos paralelos distantes en t e inclinados un ángulo específico con respecto a la referencia.</p>  <p style="text-align: center;">a Referencia A.</p> <p style="text-align: center;">Fig. 117</p>	<p>Fig. 118</p> 

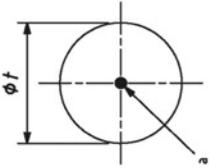
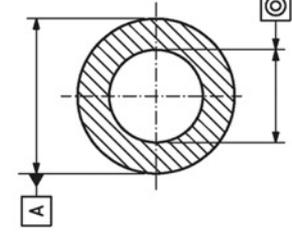
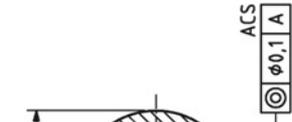
Símbolo	Definición de la zona de tolerancia	Indicación y explicación
	<p>18.12 Tolerancia de posición (véase la Norma ISO 5458)</p> <p>18.12.1 Tolerancia de posición de un punto</p> <p>La zona de tolerancia está limitada por una esfera de diámetro t, si el valor de la zona tolerancia esta precedido del signo "Sϕ". La posición del centro de la zona de tolerancia esférica está determinada por las dimensiones teóricamente exactas con respecto a las referencia A, B y C</p>	<p>El centro extraído (real) de la esfera debe estar contenido dentro de una zona esférica de diámetro 0,3 cuyo centro coincide con la posición teóricamente exacta de la esfera, con respecto a los planos de referencia A y B y el plano medio de referencia C.</p> <p>NOTA – La definición de centro extraído (real) de la esfera no está normalizada.</p>
	 <p>a Referencia A. b Referencia B. c Referencia C.</p>	 <p style="text-align: right;">Fig. 120</p>

Símbolo	Definición de la zona de tolerancia	Indicación y explicación
<p style="text-align: center;">⊕</p>	<p>18.12.2 Tolerancia de posición de una línea</p> <p>La zona de tolerancia está limitada por dos planos paralelos distantes en t y dispuestos simétricamente con respecto a la línea central. La posición de la línea central está fijada por las dimensiones teóricamente exactas con respecto a las referencias A y B. La tolerancia está indicada para una sola dirección.</p>  <p style="text-align: right;">a Referencia A. b Referencia B.</p>	<p>La línea central extraída (real) de cada línea inscrita debe estar comprendida entre dos planos paralelos distantes 0,1 y dispuestos simétricamente para cada parte y con respecto a la posición teóricamente exacta de la línea considerada, con respecto a los planos de referencia A y B.</p>  <p style="text-align: center;">Fig. 122</p>

Símbolo	Definición de la zona de tolerancia	Indicación y explicación
	<p>18.12.2 Tolerancia de posición de una línea (continuación) La zona de tolerancia está limitada por dos parejas de planos paralelos distantes respectivamente en 0,05 y 0,2 y dispuestos simétricamente con respecto a la posición teóricamente exacta. La posición teóricamente exacta está fijada por las dimensiones teóricamente exactas con respecto a las referencias C, A y B. La tolerancia se indica para dos direcciones con respecto a las referencias.</p> <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div data-bbox="418 928 734 1328">  <p style="text-align: center;">Fig. 123</p> <p>a Referencia A. b Referencia B. c Referencia C.</p> </div> <div data-bbox="788 902 1145 1354">  <p style="text-align: center;">Fig. 124</p> <p>a Referencia A. b Referencia B. c Referencia C.</p> </div> </div>	<p>La línea media extraída (real) de cada agujero debe estar comprendida entre dos parejas de planos paralelos distantes respectivamente 0,05 y 0,2, en la dirección especificada y perpendiculares entre sí. Cada pareja de planos paralelos están orientados con respecto al sistema de referencia y están dispuestos simétricamente y centrada en la posición teóricamente exacta de cada agujero, con respecto a los planos de referencia C, A y B.</p> <div style="text-align: center;">  <p style="text-align: center;">Fig. 125</p> </div>

Símbolo	Definición de la zona de tolerancia	Indicación y explicación
	<p>18.12.2 Tolerancia de posición de una línea (continuación)</p> <p>La zona de tolerancia está limitada por un cilindro de diámetro t, si el valor de tolerancia está precedido del signo “ϕ”. El eje del cilindro de tolerancia está fijado por las dimensiones teóricamente exactas con respecto a las referencias especificadas C, A y B.</p> <div style="text-align: center;">  <p>Fig. 126</p> <p>a Referencia A. b Referencia B. c Referencia C.</p> </div>	<p>El eje debe estar comprendido en una zona cilíndrica de diámetro 0,08 cuyo eje coincide con la posición teóricamente exacta del agujero considerado, con respecto a los planos de referencia C, A y B.</p> <div style="text-align: center;">  <p>Fig. 127</p> </div> <p>La línea media extraída (real) de cada agujero debe estar comprendida en una zona cilíndrica de diámetro 0,1, cuyo eje coincide con la posición teóricamente exacta del agujero considerado con respecto a los planos de referencia C, A y B.</p> <div style="text-align: center;">  <p>Fig. 128</p> </div>

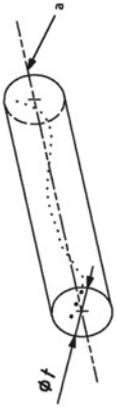
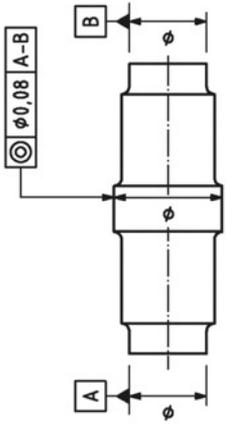
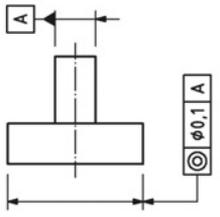
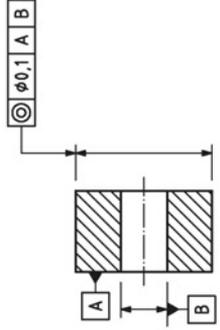
Símbolo	Definición de la zona de tolerancia	Indicación y explicación
	<p>18.12.3. Tolerancia de posición de una superficie plana o un plano medio</p> <p>La zona de tolerancia está limitada por dos planos paralelos distantes t y dispuestos simétricamente con respecto a la posición teóricamente exacta determinada por las dimensiones teóricamente exactas con respecto a las referencias A y B.</p> <div style="text-align: center;">  <p>Fig. 129</p> <p>a Referencia A. b Referencia B.</p> </div>	<p>La superficie extraída (real) debe estar comprendida entre dos planos paralelos distantes en 0,05 y dispuestos simétricamente con respecto a la posición teóricamente exacta de la superficie, con respecto al plano de referencia A y al eje de referencia B.</p> <div style="text-align: center;">  <p>Fig. 130</p> </div> <p>La superficie media extraída (real) debe estar comprendida entre dos planos paralelos distantes en 0,05 y dispuestos simétricamente con respecto a la posición teóricamente exacta del plano medio, con respecto al eje de referencia A.</p> <div style="text-align: center;">  <p>Fig. 131</p> </div> <p>NOTA — El ángulo teóricamente exacto entre las ocho muescas está implícitamente dado. (véase el apartado 4.4 de la Norma ISO 5458:1998).</p>

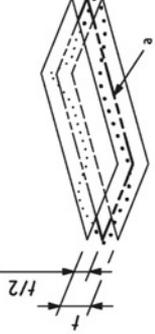
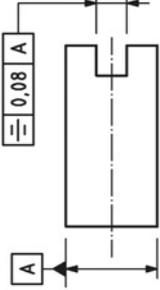
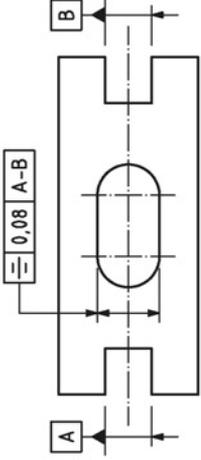
Símbolo	Definición de la zona de tolerancia	Indicación y explicación
	<p>18.13 Tolerancia de concentricidad y coaxialidad</p> <p>18.13.1 Tolerancia de concentricidad de un punto</p> <p>La zona de tolerancia está limitada por un círculo de diámetro t, cuyo valor de tolerancia está precedido del signo “ϕ”. El centro de la zona de tolerancia circular coincide con el punto de referencia.</p> <div style="text-align: center;">  </div>	<p>El centro extraído (real) del círculo interno debe estar comprendido en un círculo de diámetro $0,1t$, concéntrico al punto de referencia A de la sección transversal.</p> <div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;"> <div style="text-align: center;">  </div> <div style="text-align: center;">  </div> </div>

a Referencia A.

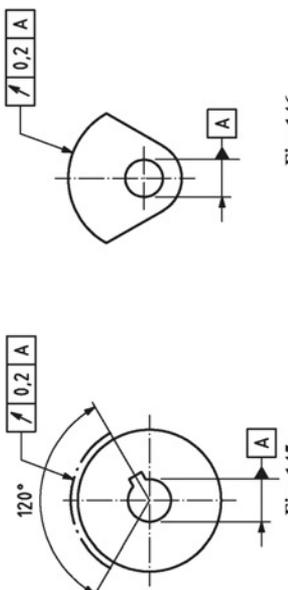
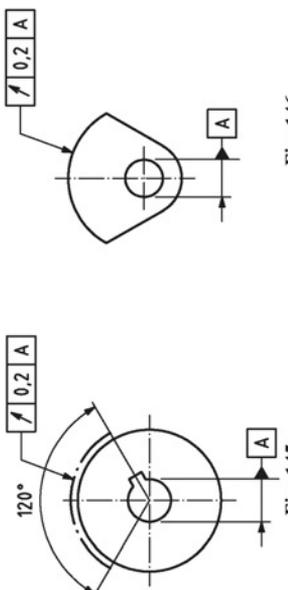
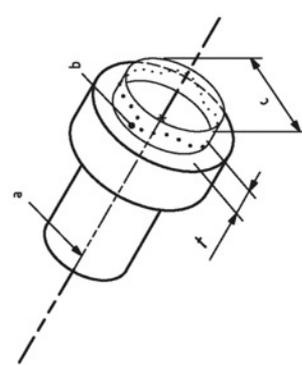
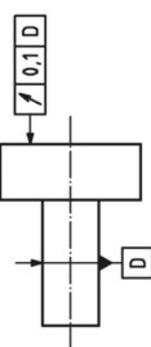
Fig. 132

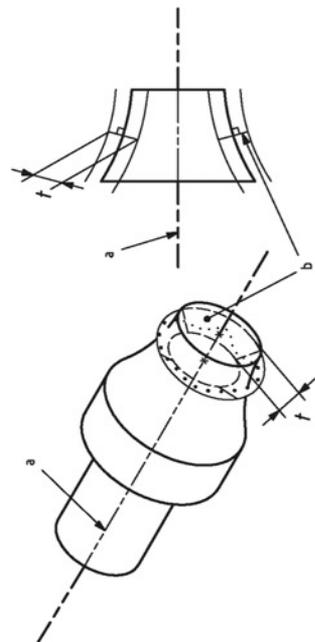
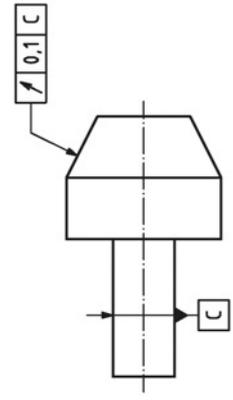
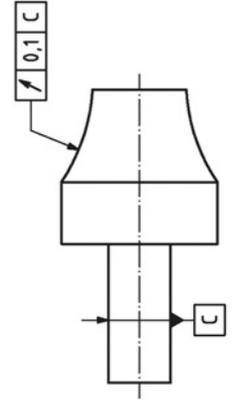
Fig. 133

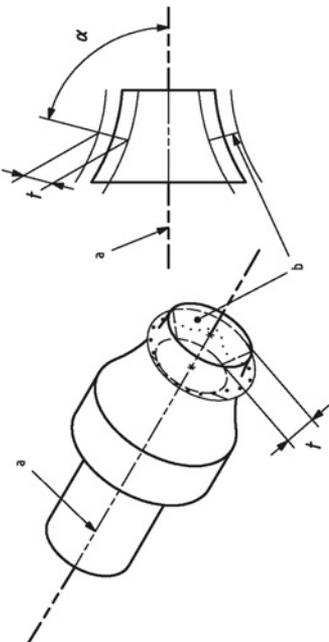
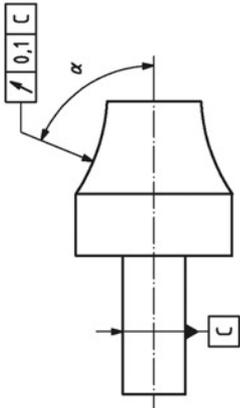
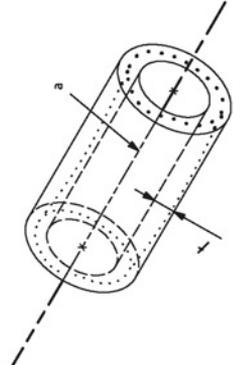
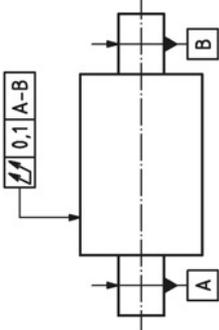
Símbolo	Definición de la zona de tolerancia	Indicación y explicación
	<p>18.13.2 Tolerancia de coaxialidad de un eje</p> <p>La zona de tolerancia está limitada por un cilindro de diámetro t, si el valor de tolerancia está precedido del signo “ϕ”. El eje de la zona de tolerancia cilíndrica coincide con la referencia.</p> <div style="text-align: center;">  <p>Fig. 134</p> <p>^a Referencia A-B.</p> </div>	<p>La línea media extraída (real) del cilindro acotado debe estar comprendida en una zona cilíndrica de diámetro 0,08 que tiene por eje la línea recta de referencia común A-B.</p> <div style="text-align: center;">  <p>Fig. 135</p> </div> <p>La línea media extraída (real) del cilindro acotado debe estar comprendida en una zona cilíndrica de diámetro 0,1 que tiene por línea media el eje de referencia A (véase el ejemplo de la figura 136). El eje extraído (real) del cilindro grande debe estar comprendido en una zona cilíndrica de diámetro 0,1, cuyo eje es el eje de referencia B perpendicular al plano de referencia A (véase el ejemplo de la figura 137).</p> <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;">  <p>Fig. 136</p> </div> <div style="text-align: center;">  <p>Fig. 137</p> </div> </div>

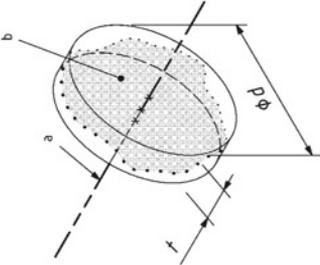
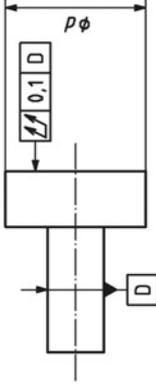
Símbolo	Definición de la zona de tolerancia	Indicación y explicación
	<p>18.14 Tolerancia de simetría</p> <p>18.14.1 Tolerancia de simetría de un plano medio</p> <p>La zona de tolerancia está limitada por dos planos paralelos distantes en t y dispuestos simétricamente con respecto a un plano medio, relativo a la referencia.</p> 	<p>La superficie media extraída (real) debe estar comprendida entre dos planos paralelos distantes en 0,08 y dispuestos simétricamente con respecto al plano medio de referencia A.</p>  <p style="text-align: center;">Fig. 139</p> <p>La superficie media extraída (real) debe estar comprendida entre dos planos paralelos distantes en 0,08 y dispuestos simétricamente con respecto al plano medio de referencia común A-B.</p>  <p style="text-align: center;">Fig. 140</p>
	<p style="text-align: center;">Fig. 138</p> <p style="text-align: center;">a Referencia.</p>	

Símbolo	Definición de la zona de tolerancia	Indicación y explicación
	<p data-bbox="244 1117 271 1453">18.15 Tolerancia de alabeo circular</p> <p data-bbox="279 1031 307 1453">18.15.1 Tolerancia de alabeo circular - radial</p> <p data-bbox="312 788 389 1453">La zona de tolerancia está limitada, en cada sección perpendicular al eje de referencia, por dos círculos concéntricos con diferencia radial de t, cuyos centros coinciden con la referencia.</p> <div data-bbox="417 961 718 1274"> </div> <p data-bbox="746 1204 787 1453">a Referencia. b Plano de la sección transversal.</p> <p data-bbox="814 1083 842 1152">Fig. 141</p>	<p data-bbox="312 166 417 788">La línea extraída (real) de cualquier sección transversal perpendicular al eje de referencia A debe estar contenida entre dos círculos concéntricos coplanares con una diferencia en radio de 0,1 (véase el ejemplo de la figura 142).</p> <p data-bbox="430 166 526 788">La línea extraída (real) de cualquier sección transversal paralela al plano de referencia B debe estar contenida entre dos círculos coplanares y concéntricos al eje de referencia A con una diferencia en radio de 0,1 (véase el ejemplo de la figura 143).</p> <div data-bbox="540 232 773 770"> </div> <p data-bbox="842 631 869 701">Fig. 142</p> <p data-bbox="869 166 938 788">La línea extraída (real) de cualquier sección transversal perpendicular a la línea de referencia común A-B debe estar contenida entre dos círculos coplanares y concéntricos con una diferencia en radio de 0,1.</p> <div data-bbox="952 354 1157 614"> </div> <p data-bbox="1171 440 1199 510">Fig. 143</p> <div data-bbox="952 354 1157 614"> </div> <p data-bbox="1171 440 1199 510">Fig. 144</p>

Símbolo	Definición de la zona de tolerancia	Indicación y explicación
	<p>18.15.1 Tolerancia de alabeo circular - radial (continuación)</p> <p>El alabeo normalmente se aplica a elementos geométricos completos, pero podría aplicarse a partes restringidas de un elemento geométrico (véase el ejemplo de la figura 145).</p>	<p>La línea extraída (real) de cualquier sección transversal perpendicular al eje de referencia A debe estar contenida entre dos círculos concéntricos coplanares con una diferencia en radio de 0,2.</p>  <p>Fig. 145</p>
 <p>Fig. 146</p>	<p>18.15.2 Tolerancia de alabeo circular - axial</p> <p>La zona de tolerancia está limitada para cada sección cilíndrica, por dos círculos distantes en l, situados sobre la sección cilíndrica, cuyo eje coincide con la referencia.</p>  <p>Fig. 147</p> <p>a Referencia A. b Zona de tolerancia. c Cualquier diámetro.</p>	
	<p>La línea extraída (real) en cualquier sección cilíndrica, cuyo eje coincide con el eje de referencia D, debe estar contenida entre dos círculos con una distancia de 0,1.</p>  <p>Fig. 148</p>	

Símbolo	Definición de la zona de tolerancia	Indicación y explicación
	<p>18.15.3 Tolerancia de alabeo circular en cualquier dirección Para cada sección cónica, la zona de tolerancia está limitada por dos círculos distantes en t, cuyos ejes coincidan con la referencia. Salvo especificación contraria, el ancho de la zona de tolerancia es normal a la geometría especificada.</p>  <p style="text-align: center;">Fig. 149</p> <p>a Referencia C. b Zona de tolerancia.</p>	<p>La línea extraída (real) de cualquier sección cónica, cuyo eje coincida con el eje de referencia C, debe estar contenida entre dos círculos dentro de la sección cónica con una distancia de 0,1.</p>  <p style="text-align: center;">Fig. 150</p> <p>Cuando la generatriz del elemento geométrico acotado no sea una recta, el ángulo del cono de la sección cónica cambiará dependiendo de la posición real [véase el ejemplo de la figura 149 (derecha) y figura 151].</p>  <p style="text-align: center;">Fig. 151</p>

Símbolo	Definición de la zona de tolerancia	Indicación y explicación
	<p>18.15.4 Tolerancia de alabeo circular en una dirección especificada La zona de tolerancia está limitada dentro de cualquier sección cónica según el ángulo especificado, por dos círculos distantes t, cuyos ejes coinciden con la referencia.</p>  <p style="text-align: center;">Fig. 152</p> <p>a Referencia C. b Zona de tolerancia.</p>	<p>La línea extraída (real) de cualquier sección cónica (ángulo α), cuyo eje coincide con el eje de referencia C, debe estar contenida entre dos círculos a una distancia 0,1 sobre la sección cónica.</p>  <p style="text-align: center;">Fig. 153</p>
	<p>18.16 Tolerancia de alabeo total 18.16.1 Tolerancia de alabeo total radial La zona de tolerancia está limitada por dos cilindros coaxiales distantes radialmente en t, cuyos ejes coinciden con la referencia.</p>  <p style="text-align: center;">Fig. 154</p> <p>a Referencia A-B.</p>	<p>La superficie extraída (real) debe estar contenida entre dos cilindros coaxiales con una diferencia radial de 0,1 y los ejes coincidentes con la línea recta de referencia común A - B.</p>  <p style="text-align: center;">Fig. 155</p>

Símbolo	Definición de la zona de tolerancia	Indicación y explicación
	<p>18.16.2 Tolerancia de alabeo total axial La zona de tolerancia está limitada por dos planos paralelos distantes en t y perpendicular a la referencia.</p>  <p style="text-align: right;">Fig. 156</p> <p>a Referencia D. b Superficie extraída.</p>	<p>La superficie extraída (real) debe estar contenida entre dos planos paralelos distantes en $0,1 D$ que son perpendiculares al eje de referencia D.</p>  <p style="text-align: right;">Fig. 157</p>

Aclaración sobre diferencias de nomenclatura: en las distintas normas vigentes existen algunas diferencias de nomenclatura, que responden al uso del país de origen o a las distintas traducciones del término original en inglés. En general, los siguientes términos pueden considerarse equivalentes, prefiriéndose en nuestro país el uso del término a la izquierda:

Planitud = planicidad

Circularidad = redondez

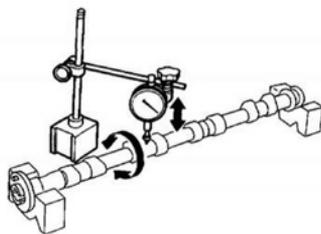
Forma de una línea/una superficie = perfil de una línea/una superficie

Inclinación = angularidad

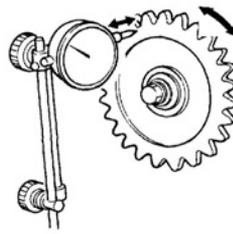
Movimiento = oscilación = alabeo = *runout* (comúnmente utilizado en la jerga de la industria automotriz)

Aclaración sobre la diferencia entre alabeo y alabeo total: debe tenerse presente que el símbolo \swarrow (dos flechas), cuya definición en la norma es movimiento o alabeo total, es diferente del símbolo \nearrow (una flecha) el cual significa simplemente movimiento o alabeo. Si bien en las normas la diferencia está muy clara, en la práctica se tiende a confundir ambos conceptos e interpretarlos en forma indistinta.

A los fines de entender las diferencias, diremos que la tolerancia de movimiento circular, o plano \nearrow se interpreta como la máxima excursión que presenta la aguja de un comparador durante un giro completo de la pieza. Tal como se muestra en las figuras siguientes, se apoya el husillo del comparador en un círculo cualquiera de la pieza, y se hace girar esta una vuelta completa, ya sea en forma circular o frontal, viendo la excursión total de la aguja del comparador. Esto, anteriormente era también conocido como Lectura Total del Indicador (LTI).



Medición circular



Medición frontal

Debe tenerse en cuenta que en esta medición se están evaluando en forma conjunta los posibles errores de circularidad y de coaxialidad, sin poder discriminar cuál es la contribución de cada uno al valor total. Pero, en contraposición, es una medición muy sencilla de realizar. En el caso de que la medición sea frontal, también se combina el error de alabeo de la superficie con su error de planitud, por ejemplo. Entonces, si bien se adolece del problema de no poder discriminar las contribuciones de cada tipo de error, se tiene una medición de carácter funcional y de muy fácil realización in situ. Adicionalmente, puede haberse acordado que la medición se realizará en varios círculos espaciados uniformemente a lo largo de la superficie a evaluar.

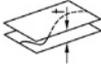
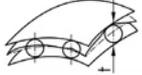
En el caso del movimiento circular total \swarrow , ya no se refiere al salto del comparador en círculos independientes, sino que se está indicando que dicha condición debe cumplirse simultánea-

mente en toda la superficie a evaluar (cilindro o plano frontal). Se entiende entonces que el cilindro real que conforma esa superficie se debe encontrar entre dos cilindros coaxiales con una diferencia radial de xx mm, cuyos ejes coincidan con el eje de referencia. De la misma manera, en el caso axial, la condición es que la superficie real se encuentre comprendida entre dos superficies planas separadas xx mm, las cuales son perpendiculares al eje de referencia.

Por lo tanto, esta ya no es una medición que pueda realizarse en forma directa con un comparador, como en el caso del salto radial o axial \nearrow , sino que hace falta una estrategia de control más sofisticada, ya sea mediante máquina de medir o realizando mediciones combinadas con comparador y algún otro medio a fin de contar con una serie de puntos que representen la superficie en cuestión. Por lo dicho, no es lícito tratar de manera indistinta a ambas tolerancias.

RESUMEN

A modo de resumen, en la siguiente tabla se muestran las distintas tolerancias de forma y la interpretación de las distintas zonas que pueden quedar delimitadas por cada una al establecer una determinada condición:

Símbolo	Descripción	Interpretación de la zona
	Rectitud (de una arista o un eje)	
	Planitud (solo de planos)	
	Redondez (circularidad)	
	Cilindricidad	
	Formas de líneas (concepto de offset)	 Círculos de diámetro "t"
	Formas de superficies (concepto de offset en 3D)	 Esferas de diámetro "t"

De la misma manera, en el caso de las tolerancias de posición, se indican en la siguiente tabla las distintas tolerancias de posición, la posible aplicación de cada una (por ejemplo “paralelismo de una línea respecto a una superficie”), y las distintas zonas que pueden quedar delimitadas por cada una al establecer una determinada condición:

Símbolo	Descripción	Interpretación de la zona
Paralelismo //	Línea respecto a línea	
	Línea respecto a superficie	
	Superficie respecto a línea	
	Superficie respecto a superficie	
Perpendicularidad ⊥	Línea respecto a línea	
	Línea respecto a superficie	
	Superficie respecto a línea	
	Superficie respecto a superficie	
Inclinación X° 	Línea respecto a línea	
	Línea respecto a superficie	
	Superficie respecto a línea	
	Superficie respecto a superficie	

Símbolo	Descripción	Interpretación de la zona
Posición XX 	De una línea	
	De una superficie plana	
Coaxialidad \emptyset 	Eje respecto a eje	
Simetría 	Eje respecto a plano medio	
	Plano respecto a plano medio	
Movimiento 	Tolerancias de movimiento circular	
	Tolerancia de movimiento plano	

APLICACIONES PRÁCTICAS DE TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS

Al tratar el tema de la aplicación práctica de las tolerancias dimensionales, se dijo que si bien hay ciertas recomendaciones basadas en muy diversas consideraciones, no hay una ley estricta ni un método determinado para la selección del ajuste correcto. La decisión final se basará en la experiencia y en los reportes de performance del equipo, los análisis de falla de equipos siniestrados, etc.

En el caso de las tolerancias de forma y posición, la situación es similar, con el agravante de que muchas veces estas tolerancias se encuentran interrelacionadas entre sí y con las tolerancias dimensionales. Pueden, además, comandar dos situaciones diferentes. Por un lado pueden ser necesarias para asegurar el armado del conjunto y, por el otro, pueden tener influencia directa sobre el correcto funcionamiento del mismo.

Por otra parte hay razones económicas muy fuertes que obligan a especificar las tolerancias correctas para lograr el buen funcionamiento, pero nunca más estrictas de lo necesario ya que el costo de mecanizado se incrementa en forma muy notable.

Como ya se dijo anteriormente, las grandes compañías han acumulado una basta experiencia y poseen normas internas de diseño en las cuales se cuantifican todos estos valores. En el caso de las tolerancias de forma y posición, lo que se ha hecho es medir cuáles son las condiciones más comunes que se pueden obtener con cada uno de los procesos de mecanizado.

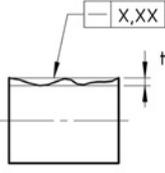
Para cada clase de tolerancia de forma y de posición en relación con los procesos de mecanizado a utilizar y el tamaño de las piezas a fabricar, se han tabulado los valores estándares o que normalmente se obtienen. Se han estimado también los valores que se obtendrían en las más desfavorables condiciones, por ejemplo con las herramientas en no muy buen estado, presencia de vibraciones, mecanizado de materiales difíciles, poca rigidez de la pieza, montajes o la propia herramienta, etc.

Estas tablas tienen la finalidad de proporcionar una guía sobre los valores a especificar cuando no se tiene otro medio para calcularlos. Por otro lado permiten conocer si es posible lograr un determinado valor especificado con los medios que se cuentan en el taller de fabricación.

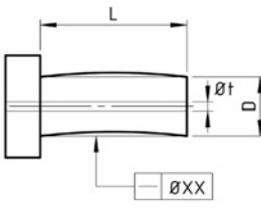
En las páginas siguientes se incluye una serie de tablas con los datos mencionados. Se ha incluido en cada tabla un pequeño gráfico explicativo de la situación que se contempla. Además, al pie de cada dibujo se ha indicado un número que hace referencia a la sección de la norma ISO 1101:2004 en la que se puede hallar una explicación adicional.

Se recuerda que los valores consignados se refieren exclusivamente a piezas obtenidas por mecanizado, ya que es el proceso mayormente relacionado con este tipo de tolerancias. Como ya se dijo anteriormente, algunas de ellas pueden aplicarse a otros procesos, tal como en el caso de planitud de chapas de acero por ejemplo, en cuyo caso los valores a obtener están íntimamente ligados con las variables del proceso y por lo tanto se encuentran especificados por las respectivas normas particulares.

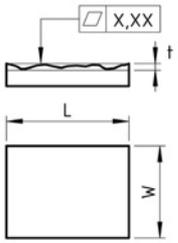
1) Tolerancia de rectitud de una línea

L (mm)		Rectificado		Fresado		Cepillado		Interpretación
de	hasta	Normal	Máximo	Normal	Máximo	Normal	Máximo	
--	50	0,01	0,02	0,03	0,05	--	--	 <p>(18.1 - Fig. 57)</p>
0	120	0,015	0,02	0,03	0,05	--	--	
120	200	0,02	0,04	0,05	0,10	--	--	
200	250	0,04	--	0,08	0,20	--	--	
250	500	0,05	--	0,10	0,50	--	--	
500	1000	0,07	--	0,10	0,70	0,20	0,50	
1000	2000	0,10	--	0,13	1,00	0,25	0,70	
2000	3000	0,12	--	--	--	0,30	0,80	
3000	4000	0,15	--	--	--	0,40	1,00	

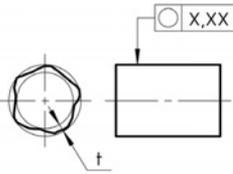
2) Tolerancia de rectitud de un eje

D (mm)		L (mm)		Rectificado		Torneado		Interpretación
de	hasta	de	hasta	Normal	Máximo	Normal	Máximo	
--	25	--	50	0,005	0,01	0,02	0,04	 <p>(Diámetro de un cilindro en el que se encuentran todos los puntos del eje)</p> <p>(18.1 - Fig. 61)</p>
		50	100	0,005	0,01	0,02	0,04	
25	50	--	200	0,01	0,02	0,04	0,08	
		200	400	0,02	0,04	0,08	0,16	
50	120	--	200	0,01	0,02	0,04	0,08	
		200	400	0,02	0,04	0,08	0,16	
		400	1000	0,04	0,08	0,10	0,20	
		--	1000	0,02	0,04	0,05	0,10	
120	250	1000	2000	0,04	0,08	0,10	0,20	
		2000	4000	0,06	0,12	0,20	0,40	
		--	2000	0,04	0,08	0,10	0,20	
250	500	2000	4000	0,06	0,12	0,20	0,40	
		4000	8000	0,08	0,16	0,40	0,80	

3) Tolerancia de planitud

W x L	Rectificado		Fresado		Cepillado		Interpretación
	Normal	Máximo	Normal	Máximo	Normal	Máximo	
75 x 75	0,01	0,02	0,05	0,10	--	--	 <p>(18.2 - Fig. 63)</p>
125 x 125	0,015	0,03	0,06	0,10	--	--	
125 x 250	0,02	0,04	0,08	0,12	--	--	
250 x 500	0,03	0,05	0,08	0,12	--	--	
250 x 1000	0,03	0,05	0,10	0,20	0,20	0,40	
500 x 1000	0,05	0,08	--	--	0,20	0,40	
500 x 2000	0,05	0,08	--	--	0,40	0,80	

4) Tolerancia de circularidad

Tolerancia diametral		Eje		Agujero		Interpretación
de	hasta	Normal	Máximo	Normal	Máximo	
--	0,025	0,003	0,010	0,005	0,010	 <p>(18.3 - Fig. 65)</p>
0,025	0,050	0,005	0,010	0,008	0,013	
0,050	0,075	0,010	0,020	0,015	0,026	
0,075	0,100	0,015	0,030	0,020	0,038	
0,100	0,125	0,020	0,040	0,025	0,052	

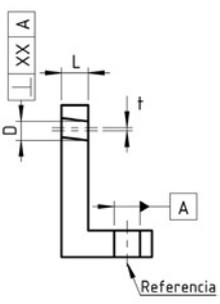
5) Tolerancia de paralelismo de dos líneas (ejes de agujeros)

D (mm)		L (mm)		Escareado preciso		Escareado		Taladrado	Interpretación
de	hasta	de	hasta	Normal	Máximo	Normal	Máximo	Normal	
--	125	--	40	--	--	--	--	0,12	<p>(18.9.2 - Fig. 84)</p>
12,5	25	--	80	0,008	0,012	0,02	0,035	0,15	
		80	--	0,01	0,015	0,025	0,04	0,18	
25	50	--	120	0,012	0,02	0,03	0,05	0,20	
		120	--	0,015	0,02	0,035	0,055	0,20	
50	120	--	200	0,018	0,025	0,04	0,065	0,25	
		200	--	0,02	0,03	0,045	0,075	0,25	
120	250	--	315	0,022	0,035	0,05	0,09	--	
		315	--	0,025	0,04	0,06	0,10	--	
250	500	--	450	0,028	0,045	0,065	0,11	--	
		450	--	0,03	0,05	0,07	0,12	--	
500	--	--	630	0,04	0,055	0,095	0,135	--	
		630	--	0,05	0,07	0,12	0,165	--	

6) Tolerancia de paralelismo de una superficie respecto a otra

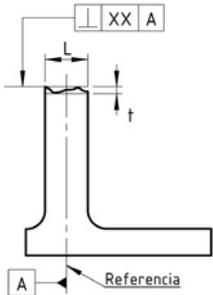
W x L		Rectificado		Fresado		Cepillado		Interpretación
de	hasta	Normal	Máximo	Normal	Máximo	Normal	Máximo	
--	75	0,01	0,01	0,03	0,05	--	--	<p>(18.9.6 - Fig. 92)</p>
75	125	0,01	0,02	0,03	0,08	--	--	
125	200	0,015	0,025	0,05	0,10	--	--	
200	250	0,02	--	0,08	0,15	--	--	
250	500	0,04	--	0,10	0,20	--	--	
500	1000	0,05	--	0,12	0,25	0,13	0,50	
1000	2000	0,06	--	0,15	0,40	0,15	0,70	
2000	3000	0,10	--	--	--	0,20	0,80	
3000	4000	0,16	--	--	--	0,25	1,00	

7) Tolerancia de perpendicularidad de dos líneas (ejes de agujeros)

D (mm)		L (mm)		Escareado preciso		Escareado		Taladrado	Interpretación
de	hasta	de	hasta	Normal	Máximo	Normal	Máximo	Normal	
--	125	--	40	--	--	--	--	0,12	
12,5	25	--	80	0,008	0,012	0,02	0,035	0,15	
		80	--	0,01	0,015	0,025	0,04	0,18	
25	50	--	120	0,012	0,02	0,03	0,05	0,20	
		120	--	0,015	0,02	0,035	0,055	0,20	
50	120	--	200	0,018	0,025	0,04	0,065	0,25	
		200	--	0,02	0,03	0,045	0,075	0,25	
120	250	--	315	0,022	0,035	0,05	0,09	--	
		315	--	0,025	0,04	0,06	0,10	--	
250	500	--	450	0,028	0,045	0,065	0,11	--	
		450	--	0,03	0,05	0,07	0,12	--	
500	--	--	630	0,04	0,055	0,095	0,135	--	
		630	--	0,05	0,07	0,12	0,165	--	

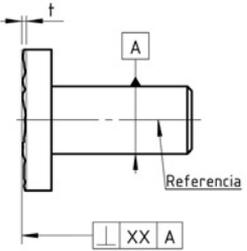
(18.10.1 - Fig. 94)

8) Tolerancia de perpendicularidad entre cara plana (fresada) y una línea

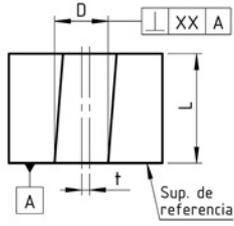
L (mm)		Rectificado		Fresado, limado		Interpretación
de	hasta	Normal	Máximo	Normal	Máximo	
--	25	0,005	0,01	0,01	0,02	
25	50	0,008	0,015	0,015	0,03	
50	80	0,01	0,02	0,02	0,04	
80	120	0,01	0,02	0,02	0,04	
120	180	0,015	0,03	0,03	0,06	
180	250	0,02	0,04	0,04	0,08	
250	315	0,02	0,04	0,04	0,08	
315	400	0,025	0,05	0,05	0,10	
400	500	0,03	0,06	0,06	0,12	

(18.10.4 - Fig. 103)

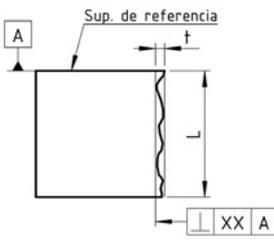
9) Tolerancia de perpendicularidad entre cara plana (torneada) y una línea

L (mm)		Rectificado		Fresado, limado		Interpretación
de	hasta	Normal	Máximo	Normal	Máximo	
--	25	0,005	0,01	0,01	0,02	 <p>(18.10.4 - Fig. 103)</p>
25	50	0,008	0,015	0,015	0,03	
50	80	0,01	0,02	0,02	0,04	
80	120	0,01	0,02	0,02	0,04	
120	180	0,015	0,03	0,03	0,06	
180	250	0,02	0,04	0,04	0,08	
250	315	0,02	0,04	0,04	0,08	
315	400	0,025	--	0,05	0,10	
400	500	--	--	0,06	0,12	

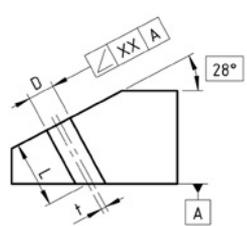
10) Tolerancia de perpendicularidad de agujeros aislados

D (mm)		L (mm)		Escariado preciso		Escariado		Taladrado	Interpretación
de	hasta	de	hasta	Normal	Máximo	Normal	Máximo	Normal	
--	125	--	40	--	--	--	--	0,12	 <p>(18.10.3 - Fig. 101)</p>
12,5	25	--	80	0,008	0,012	0,02	0,035	0,15	
		80	--	0,01	0,015	0,025	0,04	0,18	
25	50	--	120	0,012	0,02	0,03	0,05	0,20	
		120	--	0,015	0,02	0,035	0,055	0,20	
50	120	--	200	0,018	0,025	0,04	0,065	0,25	
		200	--	0,02	0,03	0,045	0,075	0,25	
120	250	--	315	0,022	0,035	0,05	0,09	--	
		315	--	0,025	0,04	0,06	0,10	--	
250	500	--	450	0,028	0,045	0,065	0,11	--	
		450	--	0,03	0,05	0,07	0,12	--	
500	--	--	630	0,04	0,055	0,095	0,135	--	
		630	--	0,05	0,07	0,12	0,165	--	

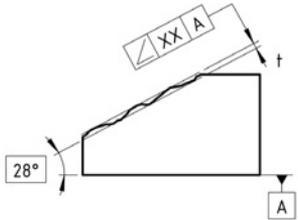
11) Tolerancia de perpendicularidad entre dos superficies

L (mm)		Rectificado		Fresado, limado		Interpretación
de	hasta	Normal	Máximo	Normal	Máximo	
--	25	0,01	0,015	0,04	0,08	 <p>(18.10.5 - Fig. 105)</p>
25	50	0,01	0,015	0,06	0,12	
50	75	0,01	0,02	0,08	0,16	
75	125	0,01	0,02	0,10	0,20	
125	200	0,02	0,03	0,10	0,20	
200	250	0,02	0,03	0,12	0,24	
250	375	0,02	0,04	0,16	0,32	
375	500	0,03	0,05	0,16	0,32	
500	750	--	--	0,20	0,40	
750	1000	--	--	0,24	0,48	
1000	1500	--	--	0,36	0,72	
1500	2000	--	--	0,50	1,00	

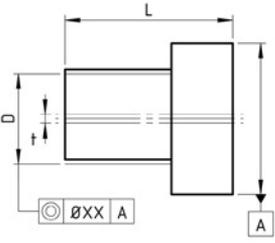
12) Tolerancia de inclinación de un eje respecto a un plano de referencia

D (mm)		L (mm)		Escareado preciso		Escareado		Taladrado	Interpretación
de	hasta	de	hasta	Normal	Máximo	Normal	Máximo	Normal	
--	125	--	40	--	--	--	--	0,12	 <p>(18.11.2 - Fig. 111)</p>
12,5	25	--	80	0,008	0,012	0,02	0,035	0,15	
		80	--	0,01	0,015	0,025	0,04	0,18	
25	50	--	120	0,012	0,02	0,03	0,05	0,20	
		120	--	0,015	0,02	0,035	0,055	0,20	
50	120	--	200	0,018	0,025	0,04	0,065	0,25	
		200	--	0,02	0,03	0,045	0,075	0,25	
120	250	--	315	0,022	0,035	0,05	0,09	--	
		315	--	0,025	0,04	0,06	0,10	--	
250	500	--	450	0,028	0,045	0,065	0,11	--	
		450	--	0,03	0,05	0,07	0,12	--	
500	--	--	630	0,04	0,055	0,095	0,135	--	
		630	--	0,05	0,07	0,12	0,165	--	

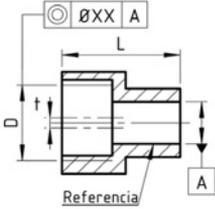
13) Tolerancia de inclinación entre dos superficies

L (mm)		Rectificado		Fresado, limado		Interpretación
de	hasta	Normal	Máximo	Normal	Máximo	
--	25	0,01	0,015	0,04	0,08	 <p>(18.11.4 - Fig. 117)</p>
25	50	0,01	0,015	0,06	0,12	
50	75	0,01	0,02	0,08	0,16	
75	125	0,01	0,02	0,10	0,20	
125	200	0,02	0,03	0,10	0,20	
200	250	0,02	0,03	0,12	0,24	
250	375	0,02	0,03	0,16	0,32	
375	500	0,02	0,04	0,20	0,40	
500	750	0,03	0,05	0,24	0,48	

14) Tolerancia de concentricidad de superficies cilíndricas

D (mm)		L (mm)		Rectificado		Torneado		Interpretación
de	hasta	de	hasta	Normal	Máximo	Normal	Máximo	
--	25	--	50	0,005	0,01	0,02	0,04	 <p>(18.13.2 - Fig. 134)</p>
		50	120	0,005	0,01	0,03	0,06	
25	50	--	120	0,01	0,015	0,035	0,07	
		120	250	0,01	0,02	0,04	0,08	
50	120	--	250	0,015	0,025	0,04	0,08	
		250	500	0,015	0,03	0,05	0,10	
120	250	--	500	0,02	0,03	0,05	0,10	
		500	1000	0,02	0,04	0,08	0,15	
250	500	--	1000	0,03	0,05	0,08	0,15	
		1000	2000	0,05	0,10	0,12	0,20	

15) Tolerancia de concentricidad de agujeros (mecanizados en conjunto)

D (mm)		L (mm)		Escareado preciso		Escareado		Taladrado	Interpretación
de	hasta	de	hasta	Normal	Máximo	Normal	Máximo	Normal	
--	25	--	25	0,01	0,02	0,025	0,05	0,15	
		25	50	0,01	0,02	0,025	0,05	0,15	
25	50	--	25	0,01	0,02	0,025	0,05	0,20	
		25	50	0,02	0,04	0,05	0,08	0,20	
		50	120	0,025	0,05	0,07	0,12	0,25	
		--	50	0,02	0,04	0,05	0,10	--	
50	120	50	120	0,03	0,06	0,08	0,12	--	
		120	250	0,05	0,08	0,10	0,15	--	

(18.13.2 - Fig. 134)

CONDICIÓN DE MÁXIMO MATERIAL

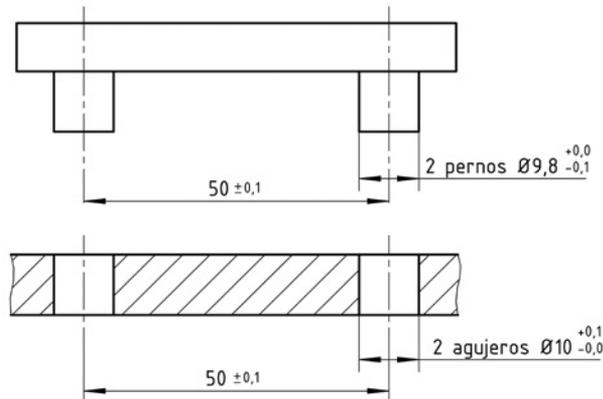
Cuando se define una tolerancia de forma o de posición, puede en algunos casos agregarse un símbolo que consiste en un círculo con una letra M en su interior.



Cuando encontramos esta anotación, implica concretamente que bajo ciertas condiciones, **puede excederse la cota anotada** sin llegar a perjudicar funcionalmente el conjunto.

Para entender cómo funciona este concepto, primeramente se definirá lo que se entiende por *condición de máximo material*. Se dice que una pieza está en dicha condición cuando posee el máximo diámetro en el caso de un eje o el mínimo diámetro en el caso de un agujero, o sea cuando la cantidad de material es la máxima posible.

A continuación se analizará el siguiente ejemplo hipotético, al cual expreso se le han asignado cotas sencillas para su mejor interpretación:

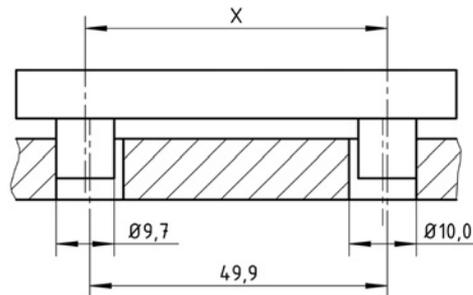


Se tiene una pieza con dos agujeros de $\text{Ø} 10 + 0,1 - 0,0$ separados una distancia de $50 \pm 0,1$. La misma debe coincidir en el montaje con una pieza provista de dos pernos de $\text{Ø} 9,8 + 0,1 - 0,0$ separados una distancia de $50 \pm 0,1$.

Hagamos algunas consideraciones:

- Es evidente que el correcto acoplamiento de ambas piezas depende de las dimensiones de los pernos combinadas con las dimensiones entre centros.
- Las condiciones más desfavorables en el montaje se tendrán cuando tanto los agujeros como los pernos se encuentren en la condición de máximo material y además los errores de posición estén en el máximo permitido por sus tolerancias.
- Si, en cambio, una de las piezas se encuentra en la condición de mínimo material (el agujero más grande posible, o el perno más chico posible) el juego resultará aumentado y por lo tanto se podría aumentar la tolerancia de posición sin perjudicar la posibilidad de montaje.

El análisis de esta situación se ilustra en la siguiente figura:



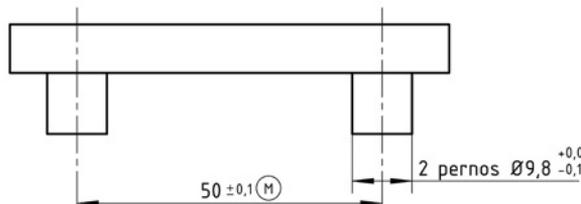
Como puede verse, aquí los pernos han sido obtenidos al mínimo de material ($\varnothing 9,7$), mientras que los agujeros se dejaron en su dimensión nominal ($\varnothing 10,0$) solo con el propósito de no hacer más complejos los cálculos en este primer ejemplo. Además la distancia entre centros de la placa con agujeros quedó en 49,9. Veamos en este caso hasta cuánto podría estirarse la distancia entre centros en la placa con pernos para que se cumpla la condición funcional, es decir que se puedan introducir los pernos en los agujeros respectivos. Dicha distancia X debe ser:

$$X = 49,9 + 10,0 - 9,7 = 50,2$$

Aquí vemos que la distancia entre centros puede ser 50,2 con lo cual está excedida 0,1 del límite superior especificado originalmente. A pesar de esto, los pernos pueden entrar en la otra pieza sin dificultad.

Si se da una situación como la descrita, por más que la cota entre centros de los pernos exceda lo especificado, funcionalmente no hay ningún tipo de problemas y por lo tanto deberíamos aceptar estas piezas que se encuentran “fuera de tolerancia”. Se ve claramente la implicancia económica que tiene una cuestión como esta. Tenemos la posibilidad de no rechazar piezas en las que una cota está fuera de tolerancias, ya que podemos asegurar que funcionalmente no va a tener problemas.

¿Cómo indicaremos esta regla en los planos? Simplemente agregando a la cota tolerada de la distancia entre centros el símbolo de máximo material tal como se muestra:

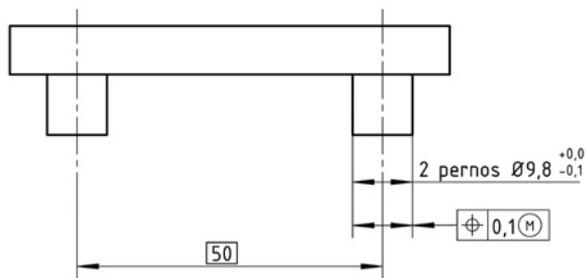


En este caso, el símbolo concretamente indica que la cota tolerada ha sido definida teniendo en cuenta la condición de máximo material. Esto implica que si las piezas son elaboradas a una medida comprendida entre la condición de máximo y mínimo de material, **la tolerancia total para la distancia entre ejes puede ser aumentada en la diferencia entre la medida real de la pieza y la medida correspondiente al máximo de material**. Lo indicado en esta definición formal no es otra cosa que lo que hemos analizado en forma intuitiva en el ejemplo citado.

Nótese que la aplicación de este símbolo nos permite interrelacionar las cotas en función de la condición funcional que debe cumplirse. En este caso, que los pernos entren sin dificultad. O sea que no analizamos las cotas en forma aislada, una por una, y rechazamos todas las piezas que tengan alguna dimensión que esté fuera de lo especificado, sino que analizamos todo en conjunto con la vista puesta en la funcionalidad del conjunto y no en las cotas individuales.

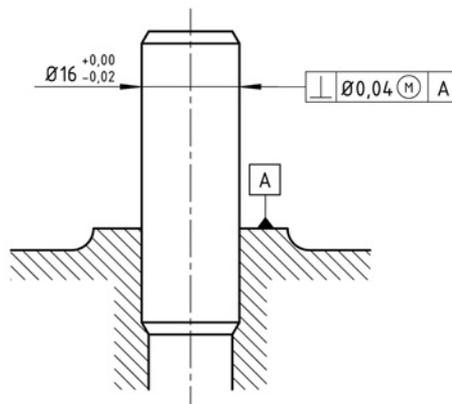
Resumiendo, en el ejemplo los pernos habían sido construidos en la condición de mínimo material ($9,8 - 0,1 = 9,7$) y en ese caso la tolerancia de la cota de la distancia entre centros pudo ser aumentada en la cantidad “que le faltó” a los pernos ($50,1 + 0,1 = 50,2$) sin llegar a afectar las condiciones de montaje.

Con este simple ejemplo se trató de ilustrar el concepto que se aplica cuando hablamos de CMM (condición de máximo material). Si bien, podría indicarse en un plano real tal como se especificó en el ejemplo, existe otra forma, para este caso en particular, que implica una definición más correcta. Esto es utilizando una tolerancia de posición para la distancia entre pernos, indicando a esta distancia como nominal (recuadrada) y aplicando el símbolo de máximo material a la tolerancia de posición tal como se muestra en la figura:



CONDICIÓN DE MÁXIMO MATERIAL EN PERPENDICULARIDAD

A continuación se verá otro ejemplo en el cual se ha aplicado la condición de máximo material a una tolerancia de perpendicularidad. En la figura se muestra un perno que debe colocarse por interferencia en un agujero y una vez montado debe cumplir la condición de perpendicularidad con la superficie inferior A.



La especificación de perpendicularidad, prescindiendo del símbolo M, indica que el eje del perno debe encontrarse comprendido dentro de un cilindro de $\varnothing 0,04$ mm, cuyo eje sea perpendicular a la superficie de referencia A. A su vez, el perno posee una dimensión tolerada $\varnothing 16 + 0,00 - 0,02$.

Al agregar el símbolo de máximo material a la tolerancia de perpendicularidad, estamos diciendo que la especificación del $\varnothing 0,04$ mm ha sido hecha para la condición de máximo material del elemento en cuestión, es decir, el perno en su máximo diámetro permitido, en este caso $\varnothing 16,00$ mm. Analizando las dos situaciones extremas en este caso se tendrá:

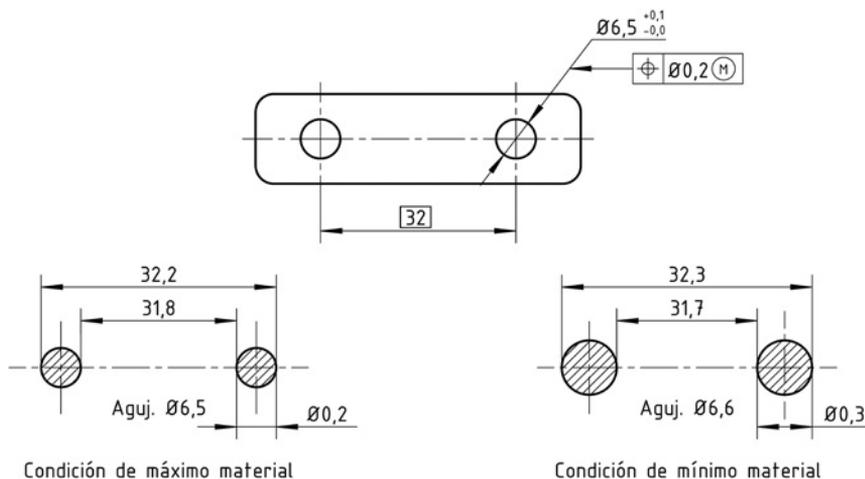
- Si el diámetro del perno es 16,00 mm (máximo material), el diámetro de la zona de tolerancia será el indicado $\varnothing 0,04$ mm.
- Si el diámetro del perno queda en el mínimo de material (15,98 mm), el diámetro de la zona de tolerancia puede extenderse a 0,06 mm (0,04 especificado + 0,02 que “con-sigo” del perno).

Dicho de otra manera, el diámetro del cilindro correspondiente a la zona de tolerancia variará entre $\varnothing 0,04$ mm cuando se está en la condición de máximo material del perno y $\varnothing 0,06$ mm cuando el perno se encuentra en la condición de mínimo material, pasando por todas las situaciones intermedias de acuerdo al diámetro real que presente cada perno. Así vemos que el haber hecho la especificación con la condición de máximo material nos permite sumar la tolerancia dimensional del perno a la tolerancia de perpendicularidad para el caso extremo de mínimo material.

El concepto general de máximo material es el explicado aquí, y su finalidad es la de permitirnos trabajar con tolerancias individuales un poco menos estrictas, en función de analizar las piezas en su conjunto, desde un punto de vista puramente funcional. Los ejemplos citados son sencillos al efecto de entender la filosofía de trabajo. Normalmente en las piezas reales se combinan varias cotas a la vez, muchas veces son más de dos las piezas a ensamblar, con lo cual el análisis no es tan intuitivo como el presentado aquí. En cada caso concreto debe estudiarse cuidadosamente cuál es el significado de la aplicación del símbolo, si se trata de un plano ejecutado por otros, o debe analizarse cuál es la forma más adecuada de especificar si se trata de una pieza que estamos diseñando nosotros mismos. Como dato adicional, se aclara que el símbolo \textcircled{M} puede ser colocado a continuación del valor de la tolerancia, a continuación de la letra de referencia o a continuación de ambos a la vez. Cada uno de estos casos tiene un significado distinto cuyo análisis da para mucho más y por lo tanto excede los propósitos del presente libro.

CONDICIÓN DE MÁXIMO MATERIAL EN TOLERANCIA DE POSICIÓN

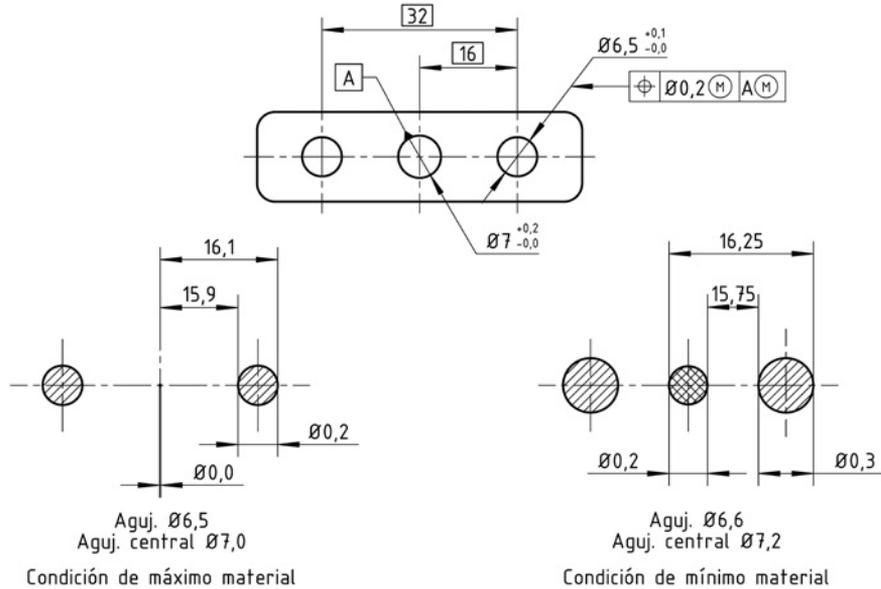
Se muestran a continuación dos ejemplos en los cuales se ha aplicado el principio de máximo material a las tolerancias de posición. En el primero se ha aplicado el principio a la distancia entre dos agujeros, mientras que en el segundo ejemplo se ha agregado además una referencia al centro de un agujero teóricamente equidistante de los otros dos.



Se recuerda que por definición, la condición estipulada indica que el eje tolerado de cada uno de los agujeros ha de quedar dentro de un cilindro de diámetro 0,2 mm cuyo eje se encuentra en el lugar geométrico ideal definido por la medida teóricamente exacta 32 mm. Luego, al agregarse el modificador de máximo material, se permite adicionar al diámetro del cilindro mencionado la diferencia de cota del agujero cuando este no está en su máximo material. Hecho esto, se obtuvieron las distintas distancias entre centros posibles, las cuales se resumen en la tabla siguiente:

Condición	Diámetro de agujeros	Máxima distancia	Mínima distancia
Máximo material	6,5 mm	32,2 mm	31,8 mm
Mínimo material	6,6 mm	32,3 mm	31,7 mm

A continuación se muestra el mismo caso, al cual se le agregó una referencia central y adicionalmente se colocó una condición de máximo material a dicha referencia, sobre la cual se basarán las distancias de cada uno de los agujeros extremos al centro.



En este otro caso, tal como se ve, en la condición de máximo material el diámetro del agujero central es de 7,0 mm y su centro se considera como la referencia para las cotas de 16 mm. En la condición de mínimo material se permite sumar a la posición de referencia central la diferencia de cota del agujero. En este caso las distancias entre agujeros son las mismas que las indicadas en el caso anterior, mientras que las distancias de cada agujero a la referencia central son las que se resumen en la siguiente tabla:

Condición	Diámetro agujeros	Diámetro agujero central	Máxima distancia	Mínima distancia
Máximo material	6,5 mm	7,0 mm	16,1 mm	15,9 mm
Mínimo material	6,6 mm	7,2 mm	16,25 mm	15,75 mm

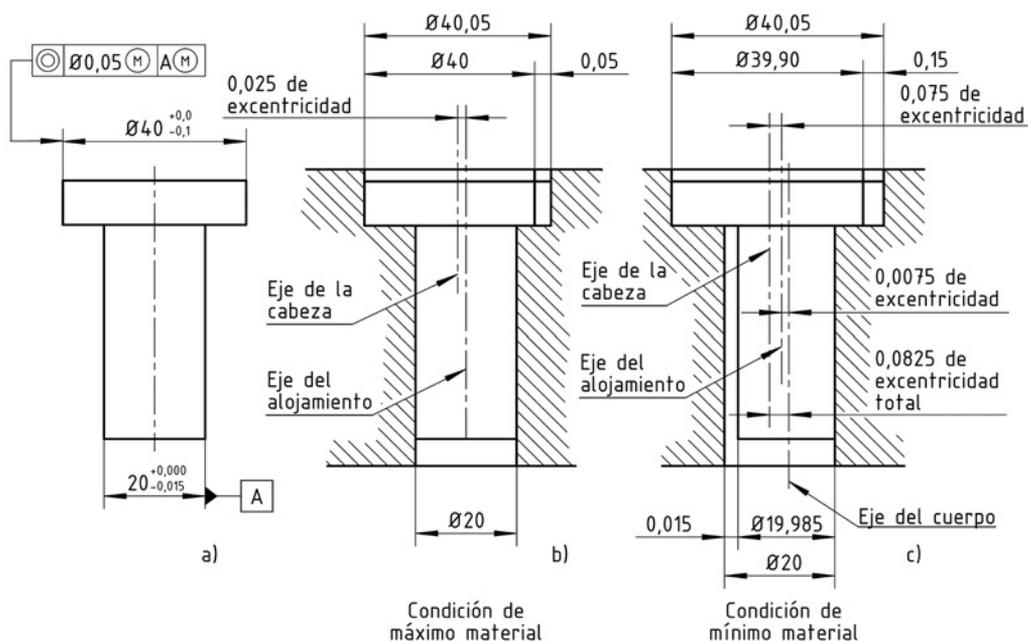
CONDICIÓN DE MÁXIMO MATERIAL EN CONCENTRICIDAD

En la figura siguiente se representa un caso de aplicación de la condición de máximo material a la concentricidad, en el cual se aplicó la condición tanto al elemento en cuestión como a su referencia.

En a) se muestra el perno cuyo diámetro se encuentra tolerado como $20 + 0,0 - 0,015$ y a su vez la cabeza será $40 + 0,0 - 0,1$. Asimismo, se indica el valor de concentricidad de $\varnothing 0,05$ mm con respecto a A. Esto implica que el eje de la cabeza del perno debe estar comprendido en una zona cilíndrica cuyo eje coincide con el eje del perno y cuyo diámetro es, en principio, de 0,05 mm.

Aplicando la condición de máximo material veremos que dicho diámetro puede ser modificado adicionándole las tolerancias dimensionales de cada uno de los componentes según el siguiente detalle:

- Para el caso en que las dimensiones del perno y su cabeza se encuentren en el máximo de material se da la condición indicada en b) en cuyo caso el diámetro del cilindro será de 0,05 mm (excentricidad = radio 0,025).
- Para el caso opuesto, es decir el perno y la cabeza en el mínimo de material, se da lo indicado en c) en cuyo caso el diámetro del cilindro en el cual se puede encontrar el eje de la cabeza será de 0,165 mm ($0,05 + 0,015 + 0,1$). Excentricidad total = radio 0,0825.



Finalmente, cabe acotar que en la norma IRAM 4515 pueden verse más en detalle algunos de los ejemplos mencionados y otros que podrían clarificar más el panorama. Asimismo, en las normas DIN EN ISO 1101 y JIS B0023 hay secciones dedicadas a estos temas que también pueden ser consultadas.

DIMENSIÓN VIRTUAL

Habiéndose explicado conceptualmente el principio de la condición de máximo material mediante los ejemplos anteriores, se dan a continuación algunas definiciones formales, y otras que amplían los conceptos sobre el tema:

Dimensión de máximo material [en inglés *Maximum Material Size (MMS)*]: es la dimensión de un elemento que se corresponde con la mayor cantidad de material posible, o sea el máximo diámetro para los ejes y el mínimo diámetro para los agujeros.

Dimensión de mínimo material [en inglés *Least Material Size (LMS)*]: es la dimensión de un elemento que se corresponde con la menor cantidad de material posible, o sea el mínimo diámetro para los ejes y el máximo diámetro para los agujeros.

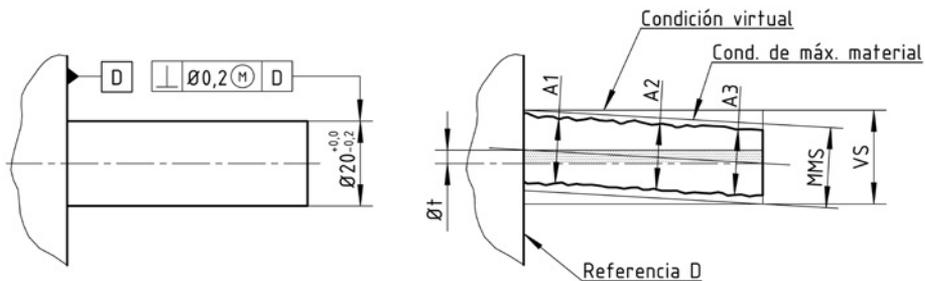
Dimensión virtual [en inglés *Virtual Size (VS)*]: la dimensión virtual de un elemento se obtiene de combinar su dimensión propia con la derivada de la tolerancia de forma o posición que afecta dicho elemento según el siguiente esquema:

Para ejes: $VS = \text{máximo diámetro} + \text{tolerancia de forma o posición}$
 Para agujeros: $VS = \text{mínimo diámetro} - \text{tolerancia de forma o posición}$

La importancia práctica de la dimensión virtual es que la misma determina la dimensión del elemento de inspección a utilizar (calibre funcional). Dicho de otra manera, si se construye por ejemplo un eje con dicha dimensión, se podrá controlar en forma conjunta la tolerancia dimensional y la tolerancia de perpendicularidad de un agujero determinado.

APLICACIÓN DE DIMENSIÓN VIRTUAL A LA PERPENDICULARIDAD

En las siguientes figuras se muestran dos ejemplos tanto de un perno como de un agujero en los cuales se aplican los conceptos descritos a la tolerancia de perpendicularidad:



Perno:

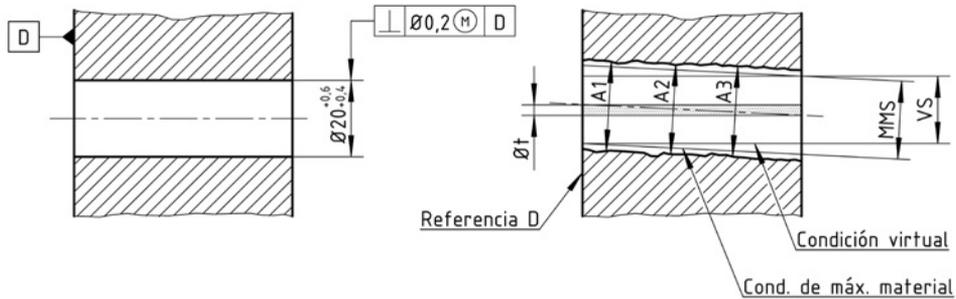
A1 - A3: dimensiones reales $\phi 19,8$ a $20,0$ mm

MMS: dimensión de máximo material $\phi 20,0$ mm

ϕt_i : tolerancia de perpendicularidad especificada $\phi 0,2$ mm

VS: dimensión virtual = $MMS + \phi t_i = \phi 20,2$ mm

ϕt : tolerancia de perpendicularidad permitida $\phi 0,2$ a $0,4$ mm



Agujero:

A1 - A3: dimensiones reales \varnothing 20,4 a 20,6 mm

MMS: dimensión de máximo material \varnothing 20,4 mm

$\varnothing t_i$: tolerancia de perpendicularidad especificada \varnothing 0,2 mm

VS: dimensión virtual = $MMS - \varnothing t_i = \varnothing$ 20,2 mm

$\varnothing t$: tolerancia de perpendicularidad permitida \varnothing 0,2 a 0,4 mm

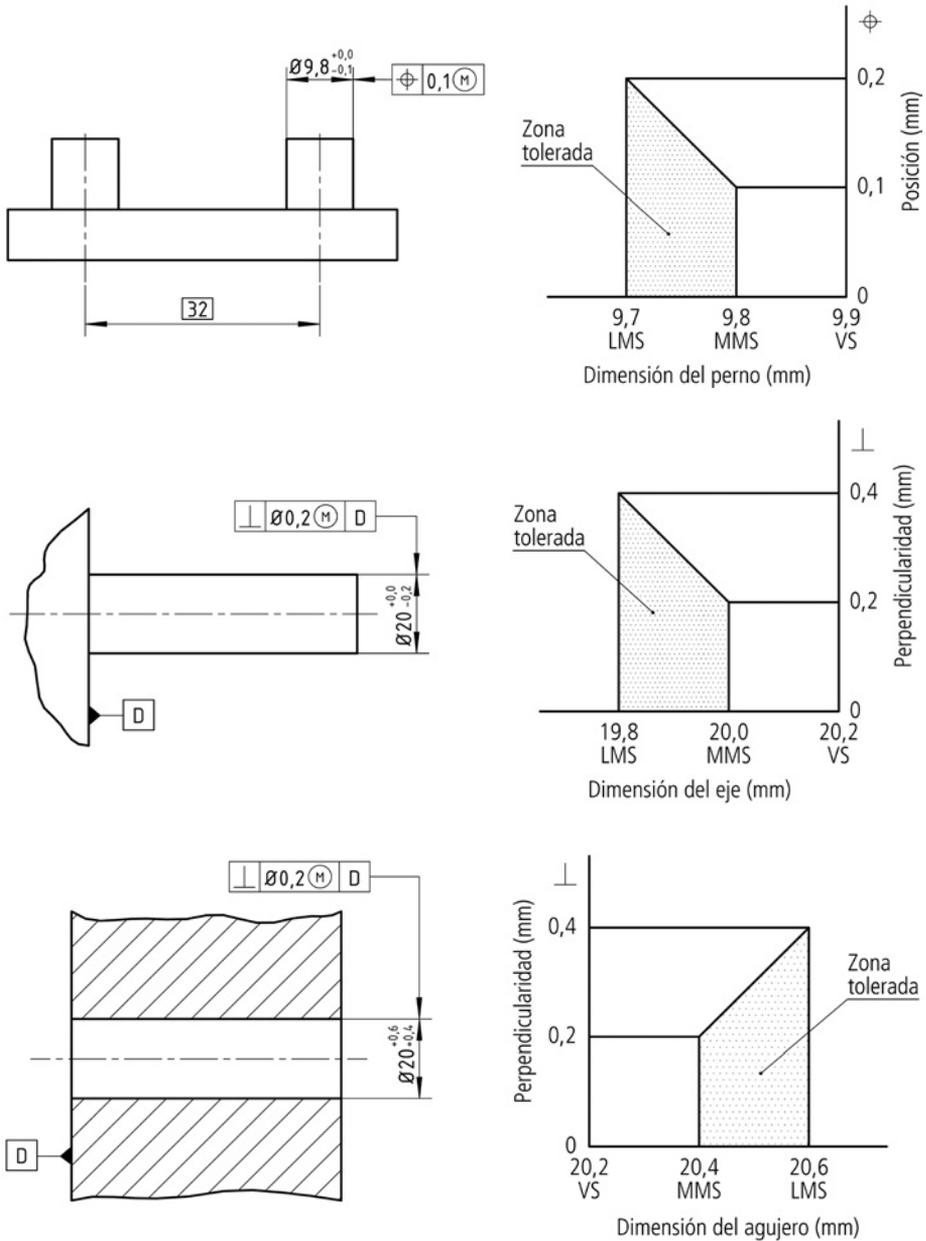
Resumiendo, se puede decir que el principio de máximo material se aplica fundamentalmente en aquellos casos en que simplemente se quiera asegurar el ensamblaje entre dos piezas, y puede “aceptarse” cierta desviación en el valor de tolerancia geométrica establecido.

Por el contrario, no es aplicable para aquellos casos en que por razones funcionales se deba observar estrictamente el valor de orientación o de posición establecido, como por ejemplo en la distancia entre centros entre ruedas dentadas. En estos casos, se dice que la tolerancia de posición debe ser respetada independientemente de la dimensión del elemento. Si bien, al no existir el símbolo \textcircled{M} se da por entendido que esto es así, existen ciertas normas que contemplan un símbolo para aseverar esto con mayor fuerza. Dicho símbolo es una letra S dentro de un círculo y su denominación en inglés es *Regardless of Feature Size* (RFS).

DIAGRAMA DE TOLERANCIAS DINÁMICO

Existe una forma de representación gráfica muy interesante para visualizar este tipo de situaciones que se conoce como diagrama de tolerancias dinámico. El mismo consiste en un sistema de ejes cartesianos, en cuya abscisa se representan las dimensiones del elemento considerado (agujero o eje) y en ordenadas los valores de la tolerancias de forma o posición correspondientes.

En las siguientes figuras se muestra la utilización de dichos diagramas para los casos anteriormente vistos:



En los diagramas precedentes se ve claramente la relación entre la tolerancia geométrica y la tolerancia dimensional del elemento en cuestión, como así también las dimensiones extremas correspondientes a las condiciones de máximo y mínimo material.

Asimismo, resulta interesante ver el valor de la dimensión virtual para cada caso. Tal como se dijo, dicha dimensión sería la que debería tener un calibre que nos permitiera realizar el control integral de ambas cotas a la vez. Dicho de otra manera, si lo que se quiere controlar es un agujero, sería la dimensión del perno que debería entrar en el mismo cuando este se encuentra en tolerancia.

Para el caso de querer controlar un perno, sería la dimensión del anillo en que debería entrar dicho perno. Por supuesto, se entiende que en ambos casos la tolerancia de posición se ha llevado a cero, es decir el elemento de control está en la posición teórica ideal (por ejemplo, perpendicular).

MEDICIÓN DE ERRORES DE FORMA Y POSICIÓN

Cuando se especifica en los planos alguna condición para los errores de forma o de posición tal como los indicados hasta ahora, quizás resulta bastante sencillo entender en teoría qué es lo que se está queriendo acotar. Por ejemplo, si se especifica una superficie con un error de planitud no mayor de 0,05 mm, rápidamente diremos que para cumplir con esta especificación todos los puntos de dicha superficie se deben encontrar ubicados entre dos planos paralelos separados 0,05 mm entre ellos. Lo que no resulta tan sencillo es definir el instrumento y el método que se va a emplear para verificar dicha condición. Muchas veces esto lleva a controversias entre diferentes sectores de la empresa o incluso entre comprador y proveedor de un determinado producto, que no se terminan de poner de acuerdo en cómo controlar el atributo deseado.

En el caso mencionado, el control de los errores de planitud se podría decir que se realizará mediante la exploración de toda la superficie con un comparador adosado a una base adecuada, lo que en principio parece bastante atinado. No obstante, alguien podría argumentar que además de estar verificando los errores de planitud de la superficie en cuestión, se están incluyendo otros errores como por ejemplo las diferencias de forma de la base en la que apoya todo el conjunto para realizar la medición. A esto, a su vez, se puede contestar que el mármol utilizado es uno de calidad adecuada y en estado de calibración, por lo que a los fines de la medición se lo debe considerar como una superficie plana ideal. Con esto queda claro que no es una cuestión tan directa la medición de estos atributos y que en muchos casos deben acordarse procedimientos que den validez a la medición realizada.

Para algunos casos especiales tal como sucede con las mediciones de circularidad y cilíndricidad existen equipos específicos, los cuales poseen palpadores electrónicos y un software propio de procesamiento de datos, tal como se verá más adelante.

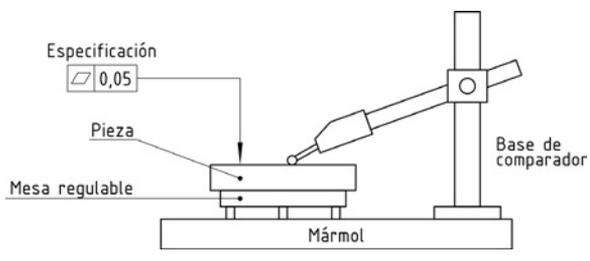
Por otro lado, en las máquinas de medir en coordenadas se dispone de software adecuado el cual, realizando la medición de una serie de puntos predeterminados, permite calcular fácilmente los valores de los errores de forma y posición con respecto a diferentes referencias. Debe tenerse en cuenta, además, que por poseer en la mayoría de los casos la definición matemática de las distintas superficies, asociada a algún sistema CAD, puede resultar bastante sencillo implementar controles dimensionales muy precisos.

En el caso de que deba recurrirse a la utilización de elementos de metrología tradicionales, tales como una superficie plana de referencia (mármol) con distintos accesorios para fijar las piezas y el palpado mediante comparadores, es necesario recurrir a procedimientos preestablecidos entre las partes interesadas a fin de garantizar que los resultados obtenidos sean comparables.

Con esta finalidad, a continuación se han incorporado distintas fichas con las disposiciones más usuales y los procedimientos a seguir para los distintos casos de medición que se requieran. Se aclara que estas son solo propuestas, y que pueden existir otros métodos dependiendo por un lado de las aplicaciones específicas de las piezas a controlar y por el otro, de los equipos e instrumentos disponibles en cada empresa.

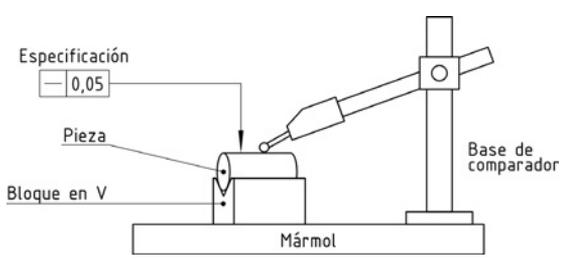
También se han incorporado fichas sobre ciertas mediciones que pueden ser llevadas a cabo con los equipos de medición de circularidad. En las mismas se hace referencia a ciertos parámetros y particularidades típicas de estos equipos, los cuales se verán en detalle en la próxima sección.

Planitud



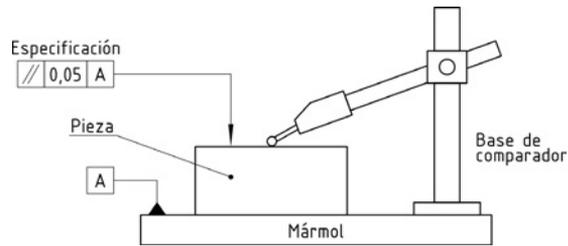
1) Posicionar la pieza en una mesa regulable.
 2) Ajustar la mesa de manera tal que 3 puntos extremos de la pieza se encuentren sobre un plano paralelo a la base del mármol.
 3) Recorrer la superficie con el comparador. Todos los puntos deben estar entre dos planos paralelos a una distancia de 0,05 mm. El comparador no debe saltar más de 0,05 mm.

Rectitud



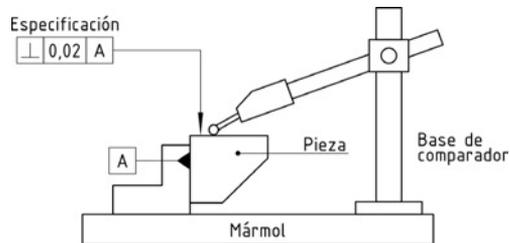
1) Posicionar la pieza en un bloque en V.
 2) Mover el comparador a lo largo de la generatriz superior. Rotar la pieza y repetir el mismo proceso varias veces hasta cubrir la periferia de la pieza.
 3) La lectura del comparador indicará el error de rectitud combinado con otros errores de forma, tales como la circularidad en cada sección, la conicidad de toda la pieza, etc. A menos que se tenga un instrumento que procese matemáticamente los datos, habrá que restar las otras componentes de error valiéndose de otras mediciones auxiliares.

Paralelismo



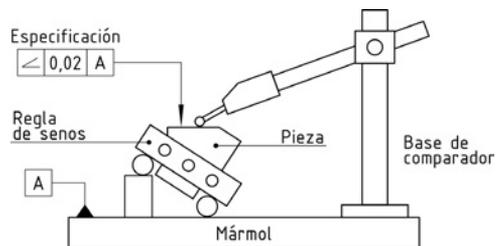
- 1) Posicionar la pieza sobre el mármol.
- 2) Recorrer la superficie de la pieza con el comparador. Todos los puntos deben estar entre dos planos paralelos a una distancia de 0,05 mm. El comparador no debe saltar más de 0,05 mm.

Perpendicularidad

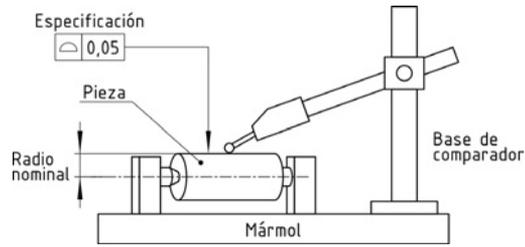


- 1) Posicionar la pieza sobre una superficie vertical conocida (escuadra sobre el mármol).
- 2) Recorrer la superficie de la pieza con el comparador. Todos los puntos deben estar entre dos planos paralelos a una distancia de 0,02 mm. El comparador no debe saltar más de 0,02 mm.

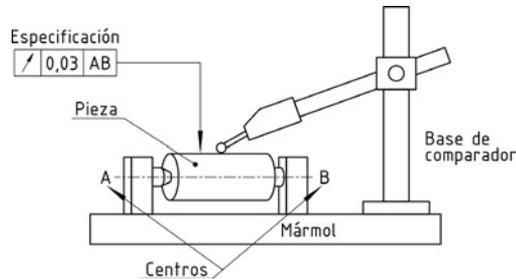
Inclinación



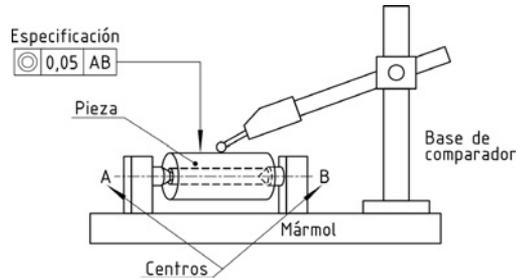
- 1) Posicionar la pieza sobre una mesa de senos ajustada al valor nominal de ángulo especificado en plano.
- 2) Recorrer la superficie con el comparador. Todos los puntos deben estar entre dos planos paralelos a una distancia de 0,02 mm. El comparador no debe saltar más de 0,02 mm.

Forma de una superficie

- 1) Posicionar la pieza entre puntas. El eje definido por las contrapuntas debe ser paralelo a la superficie del mármol.
- 2) Poner a cero el comparador con un bloque de dimensión nominal igual al radio especificado en plano.
- 3) Todos los puntos de la superficie cilíndrica deben estar comprendidos entre dos cilindros separados 0,05 mm. El comparador no debe saltar más de 0,05 mm.

Movimiento (runout)

- 1) Posicionar la pieza entre puntas. El eje definido por las contrapuntas debe ser paralelo a la superficie del mármol.
- 2) Hacer girar la pieza entre puntas colocando el comparador en distintas secciones. El comparador no debe saltar más de 0,03 mm.

Concentricidad

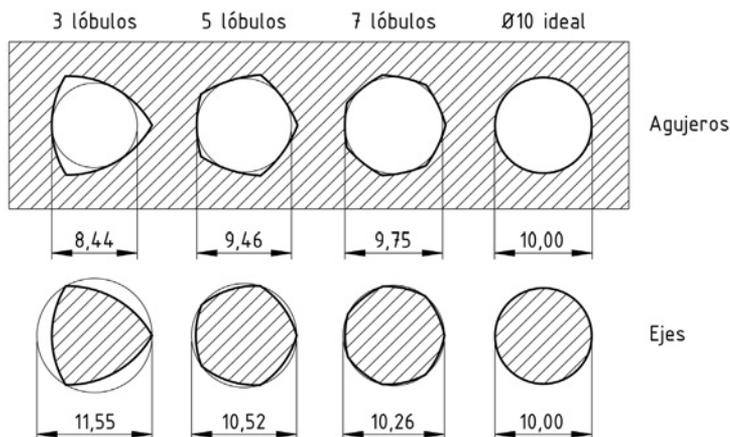
- 1) Posicionar la pieza entre puntas. El eje definido por las contrapuntas debe ser paralelo a la superficie del mármol.
- 2) Posicionar el comparador en distintas secciones y hacer girar la pieza una vuelta registrando los valores leídos por ejemplo cada 15°.
- 3) Trazar la geometría de cada sección analizada y encontrar sus respectivos centros. Dichos centros deben encontrarse dentro de un cilindro de diámetro 0,05 mm cuyo eje sea el definido por las contrapuntas.

MEDICIÓN DE ERRORES DE CIRCULARIDAD

En teoría se puede decir que una pieza es redonda, o no presenta errores de circularidad en una determinada sección, cuando todos los puntos de la periferia se encuentran equidistantes de un punto central. En la práctica existen variaciones de mayor o menor orden, las cuales deben ser evaluadas convenientemente atendiendo fundamentalmente a los aspectos funcionales de la pieza, tal como por ejemplo la necesidad de que un perno entre con cierto juego en un agujero.

Una primera aproximación para la medición de los errores de circularidad o redondez podría consistir en la medición de los diámetros en una determinada sección de la pieza, girando la misma en varias posiciones. Existe el error generalizado de tomar como error de circularidad a la diferencia entre el máximo y mínimo diámetros medidos. Esto sería aplicable solamente a piezas que presenten la forma ovalada (2 lóbulos) u otra con número par de lóbulos, pero en otros casos da un resultado erróneo.

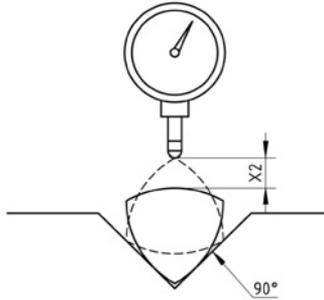
En la figura siguiente se muestran piezas (ejes y agujeros), que al ser medidas, arrojan TODAS como resultado un diámetro de 10 mm en cualquier posición que se los mida. Sin embargo, tal como se ve, sus dimensiones efectivas son muy distintas. Se entiende como *dimensión efectiva* para los agujeros al máximo diámetro del eje que pueda entrar en ellos, mientras que por el contrario, para los ejes la dimensión efectiva es el menor diámetro de agujero en el que puede entrar dicho eje.



Con esto se ha demostrado que la simple medición de diámetros no es segura para la determinación de los errores de circularidad.

Se detalla a continuación otro método, que consiste en posicionar la pieza sobre un bloque en V y por medio de un comparador establecer las diferencias radiales para cada posición angular de la misma. Este procedimiento también presenta ciertas dificultades para la determinación precisa del error de circularidad. Las indicaciones del comparador se ven afectadas por un lado por el ángulo del bloque en V utilizado y por el otro por la cantidad de lóbulos que

posea la pieza a medir. En la figura siguiente se muestra la disposición que se alcanza al intentar medir una pieza con 3 lóbulos, la cual ha sido apoyada sobre un bloque con la V a 90° . Tal como se ve en la figura, en este caso la medición obtenida con el comparador al ubicar la pieza en sus dos posiciones extremas es exactamente igual al doble del valor de falta de circularidad real en la pieza (recordar la definición del error de circularidad).



De la misma manera, calculando en forma analítica o mediante un trazado gráfico se puede obtener el “coeficiente” para cada una de las posibilidades existentes. En la tabla siguiente se indica este coeficiente o, lo que es lo mismo, la magnificación que se va a obtener para el error de circularidad para cada caso:

Cantidad de lóbulos	Bloque en V a 60°	Bloque en V a 90°
2	0,0	$\times 1,0$
3	$\times 3,0$	$\times 2,0$
4	0,0	$\times 0,4$
5	0,0	$\times 2,0$
6	$\times 3,0$	$\times 1,0$
7	0,0	0,0
8	0,0	$\times 2,4$
9	$\times 3,0$	0,0

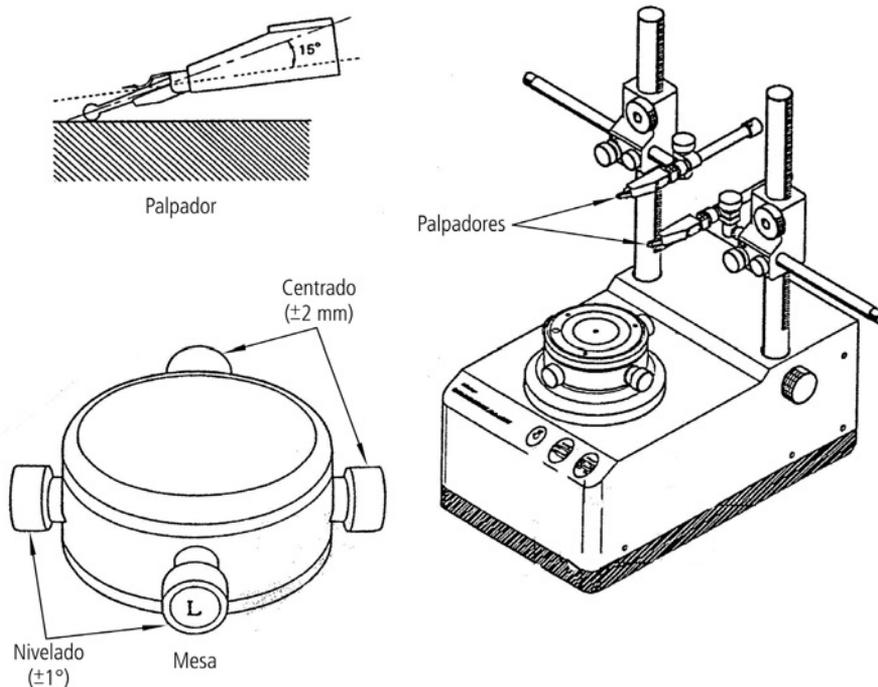
Tal como se ve, existen casos en los que no es posible detectar el error, mientras que en otros el mismo se encuentra amplificado por un cierto factor. Cabe aclarar que la tabla ha sido construida para el caso en que la distribución de los lóbulos sea regular (igualmente espaciados), cosa que también en la realidad podríamos considerar como poco probable. Por lo tanto, para aplicar este método con cierta seguridad, deben conocerse tanto la cantidad de lóbulos como su distribución en toda la vuelta.

Hay ciertas aplicaciones, como por ejemplo el rectificado sin centros, en las que puede predecirse la cantidad de lóbulos que va a presentar la pieza terminada, la cual es función de su diámetro y las velocidades de rotación de las muelas. Por otro lado, la experiencia y/o ciertas mediciones históricas mediante el equipo de circularidad pueden también darnos el dato requerido, y luego, de acuerdo con la tabla precedente, podrá seleccionarse el arreglo a utilizar para la evaluación de la circularidad.

Recordando la definición de circularidad, diremos que si todos los puntos de la sección considerada se encuentran entre dos círculos concéntricos separados una cierta distancia, esa distancia radial es el valor del error de circularidad y es el que comparamos con lo especificado en plano. Aquí se presenta otro problema más, que es la determinación del centro a partir del cual trazamos dichos círculos concéntricos, ya que la sección presenta irregularidades que en general no siguen ninguna ley conocida.

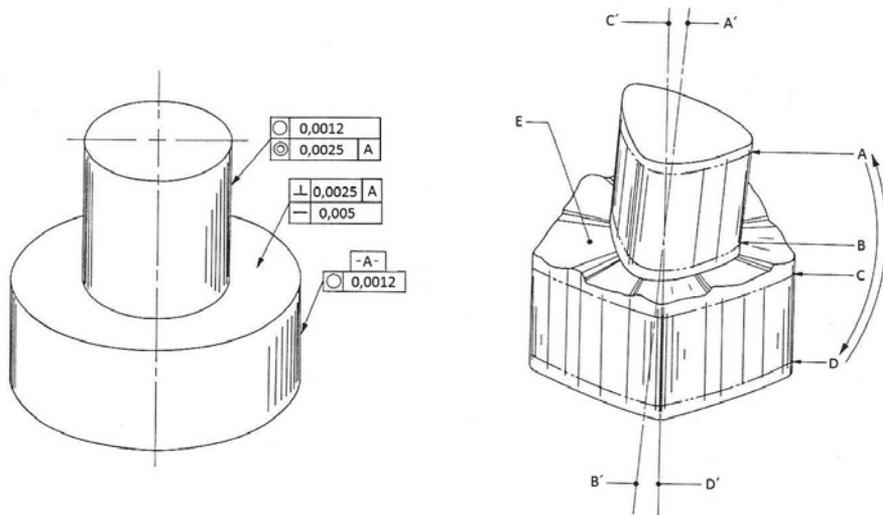
Hay que agregar que generalmente el defecto de circularidad se combina con otros defectos tales como la falta de concentricidad con respecto al eje de rotación teórico, la falta de perpendicularidad, etc. Por lo tanto, resulta más difícil aún su evaluación por separado mediante los métodos mencionados. En general se realiza una evaluación funcional, haciendo girar la pieza sobre su eje real de trabajo y mediante comparador se evalúa el salto radial en cada sección. En este caso se estarían evaluando todos los defectos a la vez y lo que en realidad se estará midiendo la tolerancia de movimiento (*runout*) o salto radial total conocido en otros tiempos como Lectura Total del Indicador (LTI).

Debido a todo lo mencionado es que la medición de la circularidad requiere de equipos especiales denominados instrumentos para medición de circularidad, los que poseen una disposición básica como la que se muestra en la figura.

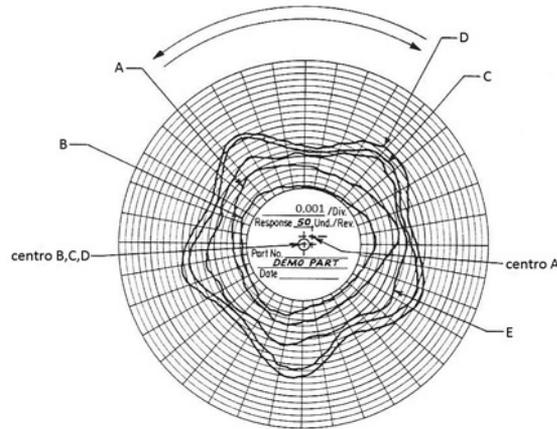


Tal como se ve, el instrumento tiene una mesa en la que se posicionará y fijará la pieza a evaluar, la que luego rota con muy alta precisión alrededor de su eje vertical. Posee además uno o dos palpadores electrónicos (dependiendo del modelo) que registran las variaciones radiales y las envían a un amplificador y registrador que además realiza las operaciones matemáticas necesarias para determinar los distintos parámetros de medición. El instrumento entrega un registro en forma de carta circular en la cual se representan las variaciones radiales en toda la vuelta convenientemente amplificadas para su mejor interpretación. Con el uso de dos palpadores simultáneamente es posible realizar mediciones de concentricidad entre dos diámetros. Se puede, además, evaluar planitud de alguna cara frentada de nuestra pieza de revolución, como así también perpendicularidad entre dicha cara y el eje de rotación.

En la siguiente figura se muestra una pieza a la cual se le han asignado tolerancias geométricas que serán evaluadas con el instrumento descrito. Se asignó una tolerancia de circularidad para cada diámetro, concentricidad del diámetro menor con respecto al mayor, planitud de la cara horizontal entre los dos diámetros mencionados y, a su vez, perpendicularidad de dicha superficie con respecto al eje del cilindro A. Se muestra a la derecha la pieza real con sus errores muy amplificadas.



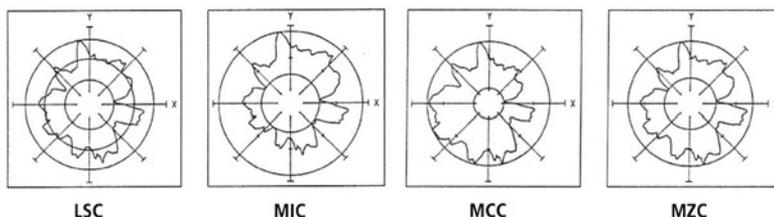
El diagrama polar entregado por el instrumento tendrá la forma indicada en la siguiente figura, en la cual pueden verse los perfiles de circularidad trazados en las cuatro secciones designadas como A, B, C y D y el perfil de variación en sentido axial de la cara E. Se observan, además, los centros de cada uno de los perfiles.



En el caso de presentarse un perfil irregular tal como alguno de los vistos, ¿cuál sería el criterio para determinar el centro del mismo? Algunos pueden decir que es el centro de un círculo inscrito, otros, el de uno circunscrito, etc. Es por ello que para la determinación del centro existen distintas convenciones que son provistas como función en el equipo de procesamiento del instrumento. Las mismas son las siguientes:

- Mínimos cuadrados, *Least Squares Center (LSC)*: se obtiene un círculo para el cual la suma de los cuadrados de las desviaciones del perfil ideal sea mínima. Luego, con centro en el mencionado círculo se trazan dos círculos, uno inscrito y otro circunscrito al perfil real. La diferencia de radio de esos dos círculos extremos es el valor entregado por el instrumento como error de circularidad.
- Máximo círculo inscrito, *Maximum Inscribed Circle (MIC)*: se traza el máximo círculo que puede quedar inscrito dentro del perfil. Luego usando el centro de ese círculo se traza el circunscrito y se mide la diferencia de radios igual que en el caso anterior.
- Mínimo círculo circunscrito, *Minimum Circumscribed Circle (MCC)*: a la inversa del caso anterior, se toma como base el mínimo círculo circunscrito.
- Zona de círculos mínimos, *Minimum Zone Circle (MZC)*: se trazan dos círculos concéntricos, uno inscrito y otro circunscrito, de manera tal que posean la mínima separación radial. El centro de estos es considerado el centro del perfil a evaluar y el error de circularidad informado como en los otros casos es la diferencia de radios.

A continuación se representan los métodos descritos aplicados a un mismo perfil, donde pueden apreciarse las diferencias que se obtienen en cada caso:



Siguiendo concretamente la definición de circularidad y cuando no se especifique otra cosa, el método a utilizar es el MZC, o sea que se indicará como error de circularidad la distancia entre dos círculos concéntricos que contengan el perfil a evaluar. Algunos instrumentos lo designan también como *Minimum Radial Separation (MRS)*. En general, en base a la experiencia y salvo que se trate de formas muy degeneradas, los valores indicados por la elección de los otros métodos de determinación del centro arrojan valores alrededor del 10 % superiores.

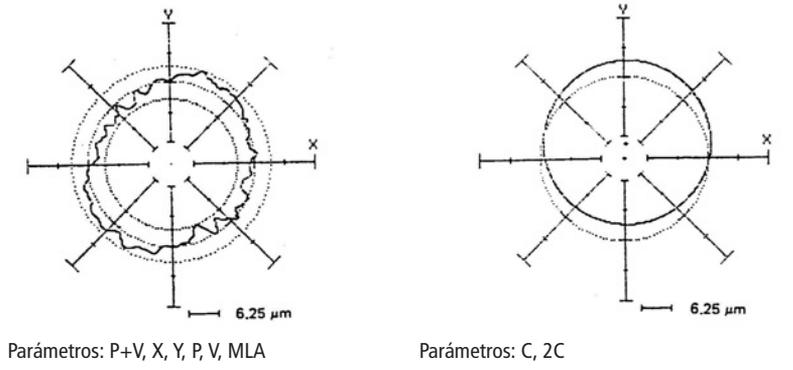
Además de los cuatro métodos de evaluación descriptos, los instrumentos tienen la posibilidad de calcular distintos parámetros a partir del perfil relevado. A continuación se describen los parámetros más usuales disponibles en los equipos actuales. La denominación del parámetro puede variar ligeramente de un fabricante a otro, pero el concepto en general se mantiene.

Parámetro	Medición de	Descripción
P+V	Circularidad, planitud	Determina el error de circularidad según el método de evaluación elegido. Ídem planitud según posición del palpador.
X, Y	Descentrado	Determina la distancia entre el centro de la mesa y el centro del perfil medido en coordenadas x, y.
P	Altura del pico	Determina la diferencia de radios entre el círculo máximo y el círculo medio en LSC.
V	Profundidad del valle	Determina la diferencia de radios entre el círculo mínimo y el círculo medio en LSC.
MLA	Alejamiento de línea media	Determina la diferencia de radios entre el círculo definido por la desviación media y el círculo medio en LSC.
C	Perpendicularidad	Determina la distancia entre centros con referencia al centro de un perfil previamente medido.
2C	Concentricidad, coaxialidad, paralelismo	Determina el doble de la distancia entre centros con referencia al centro de un perfil previamente medido (*). Ídem coaxialidad y paralelismo según posición del palpador.

(*) Recordar definición de concentricidad.

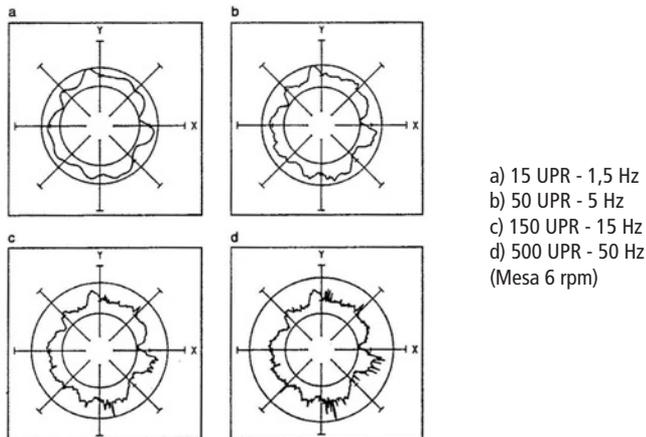
Mediante la combinación de los 4 diferentes métodos de evaluación y los distintos parámetros definidos en la tabla anterior se puede obtener una gama importante de información sobre la pieza en estudio, teniéndose los valores numéricos de dichos parámetros como así también sus representaciones gráficas.

A título de ejemplo se muestran en la siguiente figura los gráficos obtenidos en relación con los distintos parámetros a medir:



Por otro lado debe acotarse que el perfil a relevar típicamente consiste en irregularidades de período relativamente largo que definen la forma elíptica, ovalada, lobulada, etc., sobre las cuales están montadas las irregularidades de período corto caracterizadas como la rugosidad superficial.

Para aislar los errores de forma de las perturbaciones generadas por la rugosidad, se hace necesario remover esta última mediante la utilización de filtros. Los equipos poseen distintos filtros eléctricos caracterizados por la cantidad de ondulaciones por revolución que permiten visualizar. A este valor de filtrado se lo suele llamar *cut-off* y se expresa en ondulaciones por revolución (UPR) o su equivalente en frecuencia (Hz), ya que la velocidad de rotación de la mesa es constante. En la siguiente figura se muestran gráficos del mismo perfil obtenidos con distintos filtros:

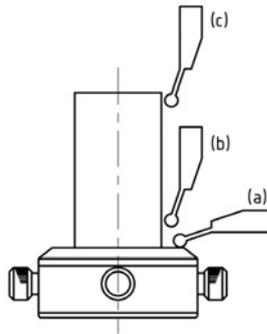


Además de la medición específica de los errores de redondez o circularidad, con el equipo se pueden realizar otros tipos de mediciones, entre las que se cuentan planitud, perpendicularidad, concentricidad y paralelismo. En estos casos se hace uso de la capacidad del equipo para encontrar los centros de diversas secciones circulares y compararlos entre sí, informando los parámetros C y 2C, los cuales no son otra cosa que la distancia entre los centros de dos círculos (C), o el doble de esta distancia (2C).

Para ejemplificar esto, analizaremos la medición de perpendicularidad, haciendo uso del equipo de circularidad, entre la cara frontal de un cilindro y sus generatrices, tal como se muestra en la primera ficha de la página siguiente. En este caso, habiendo posicionado perfectamente horizontal la mesa del equipo sobre la que apoya la cara del cilindro, se realizan dos mediciones de circularidad en distintos planos, lo más alejados posible entre sí, como para cubrir la longitud total del cilindro a evaluar. El equipo encontrará los centros de estas dos secciones evaluadas e informará la distancia entre los mismos a través del parámetro C. Este resultado puede ser considerado como el error de perpendicularidad entre el eje del cilindro y la frontal, si bien no se ha hecho la medición en forma directa. En este caso, interpretando la definición de error de perpendicularidad, se puede decir que se ha trazado una recta entre los centros de ambas secciones, el que se constituye en eje del cilindro. El mismo se encontraría entre dos planos paralelos, a su vez perpendiculares al plano de la cara frontal, tal como se define el error de perpendicularidad.

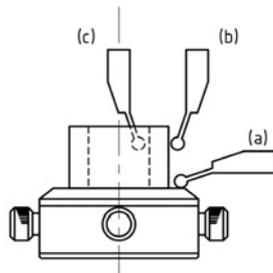
Tal como se dijo, de la misma manera, se puede utilizar el equipo de circularidad para realizar otro tipo de mediciones. En las siguientes fichas se muestran los procedimientos para algunos de estos casos:

Mediciones con equipo de circularidad
Perpendicularidad



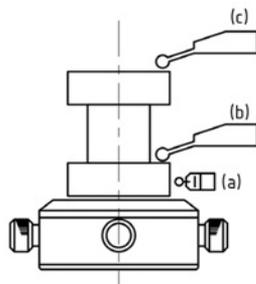
- a) Nivelar la mesa con palpador colocado en posición (a).
 - b) Centrar la pieza con palpador en posición (b). Luego realizar la medición.
 - c) Realizar la medición con palpador en posición (c).
- Leer el resultado mediante el parámetro C.

**Mediciones con equipo de circularidad
Concentricidad**



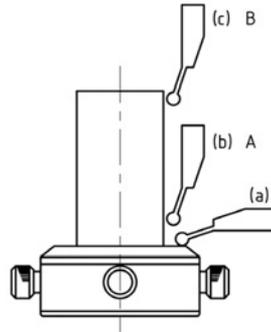
- a) Nivelar la mesa con palpador colocado en posición (a).
 - b) Centrar la pieza con palpador en posición (b). Luego realizar la medición con la dirección OUT.
 - c) Realizar la medición con palpador en posición (c), con la dirección IN.
- Leer el resultado mediante el parámetro 2C.

**Mediciones con equipo de circularidad
Paralelismo**



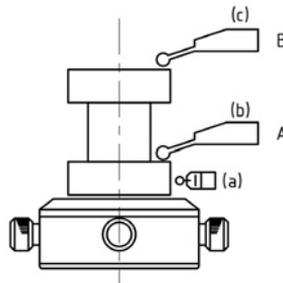
- a) Centrar la pieza con palpador colocado en posición (a).
 - b) Nivelar la pieza con palpador en posición (b). Luego realizar la medición.
 - c) Realizar la medición con palpador en posición (c).
- Leer el resultado mediante el parámetro 2C.

Mediciones con equipo de circularidad (con dos palpadores)
Perpendicularidad



- a) Nivelar la mesa con cualquier palpador colocado en posición (a).
 b) Posicionar palpadores A y B en las posiciones (b) y (c) respectivamente. Luego realizar el centrado de manera tal que el desplazamiento de los dos palpadores quede dentro de la escala.
 c) Presionar AUTO y luego START/STOP.
 Leer el resultado mediante el parámetro C.

Mediciones con equipo de circularidad (con dos palpadores)
Paralelismo



- a) Centrar la pieza con cualquier palpador colocado en posición (a).
 b) Posicionar palpadores A y B en las posiciones (b) y (c) respectivamente. Luego realizar la nivelación de manera tal que el desplazamiento de los dos palpadores quede dentro de la escala.
 c) Presionar AUTO y luego START/STOP.
 Leer el resultado mediante el parámetro 2C.



Equipo de circularidad en posición de trabajo

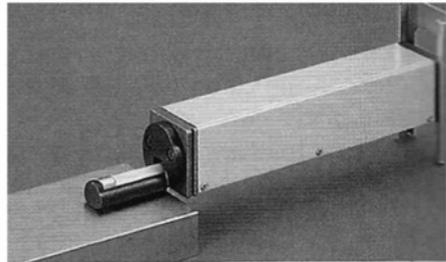
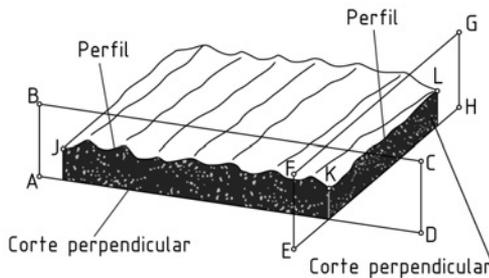
13. TERMINACIÓN DE LAS SUPERFICIES

RUGOSIDAD SUPERFICIAL

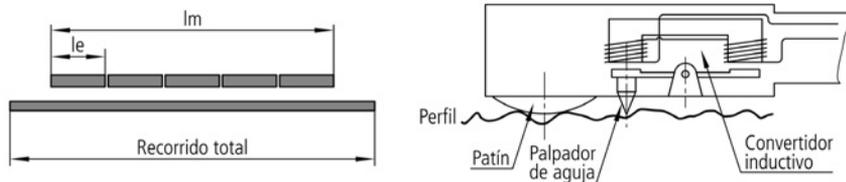
El adecuado funcionamiento de una pieza determinada o incluso de toda la máquina depende en muchos casos de la calidad con que han sido terminadas sus superficies o, dicho con mayor propiedad, de la rugosidad superficial que estas presentan. Por lo tanto, es de especial atención la especificación correcta de la terminación superficial necesaria de acuerdo a diversas condiciones de servicio, a vida útil, a requerimientos de fatiga, aspecto visual y muchas otras funciones que pudieran llegar a ser necesarias en la pieza. No debe olvidarse que la sobre-especificación, es decir pedir algo mucho más fino que lo necesario, conduce a drásticos incrementos en los costos. Deben tenerse en cuenta, además, las posibilidades con que se cuenta en el taller con respecto a cada uno de los procesos de fabricación disponibles.

En general, las superficies presentan diferentes texturas e irregularidades que pueden deberse a los procesos mismos de forjado, fundición, corte a la llama o, más particularmente, a los de mecanizado por arranque de viruta.

En la figura se muestra una superficie que ha sido cortada por un plano perpendicular a las líneas dejadas por el mecanizado (plano ABCD) en el que se ve el perfil que va desde J hasta K. También se podría haber cortado con un plano paralelo (plano EFGH) y dejar un perfil tal como el que va desde K hasta L, siendo muy distinta la forma de las irregularidades.

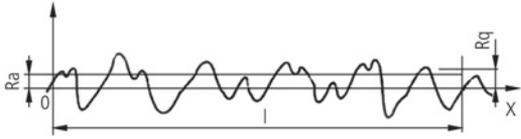
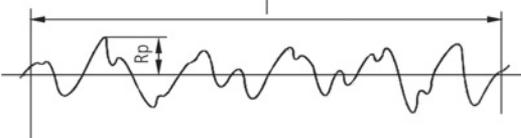
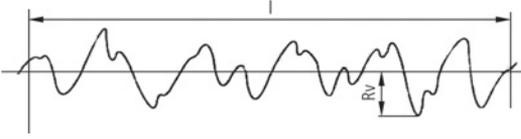


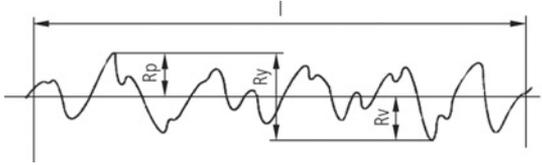
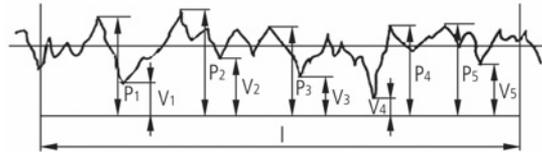
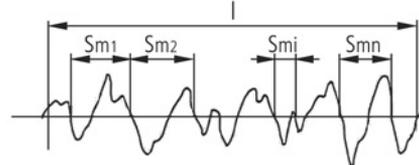
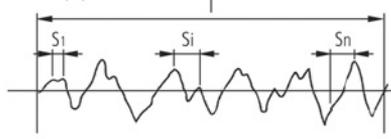
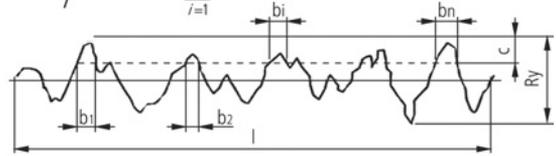
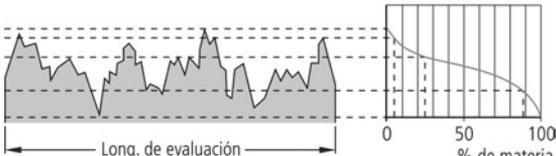
Para la evaluación de la rugosidad se utilizan equipos denominados rugosímetros, los cuales poseen un palpador que recorre la superficie en una longitud predeterminada y va registrando las variaciones de altura, para luego procesar esa información y calcular distintos parámetros que van a caracterizar al perfil relevado. Se hace uso de técnicas similares a las utilizadas para la evaluación de señales en electrónica.



La carrera del palpador sobre la cual va a realizar la medición se denomina longitud de evaluación o *cut-off* (*le*) y posee valores normalizados. Si no se especifica lo contrario, el *cut-off* estándar utilizado es *le* = 0,8 mm. De hecho, para valores normales de rugosidad la longitud de evaluación de 0,8 mm es suficiente, pero si se trata de rugosidades altas este valor puede llegar a ser insuficiente, por lo que habrá que elegir uno mayor entre los estándares. Asimismo, puede realizarse la evaluación sobre un solo *cut-off* o sobre varios en serie, configurando la longitud total de muestreo (*lm*), que se indicará explicitando cuántas veces (*n*) se repite *le*. Los valores normalizados para *n* son 1, 3 y 5.

En la tabla siguiente se muestran los parámetros que pueden ser analizados con un rugosímetro, indicándose además sus significados y definiciones matemáticas.

Parámetro	Significado	Definición matemática
Ra	Rugosidad promedio (desviación media aritmética)	$Ra = \frac{1}{l} \int_0^l f(x) dx \approx \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n f(x_i) $ 
Rq	Desviación media cuadrática (en inglés, RMS: <i>root mean square</i>)	$Rq = \sqrt{\frac{1}{l} \int_0^l f(x)^2 dx} \approx \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n f(x_i)^2}$
Rp	Altura del máximo pico	
Rpm	Promedio (aritmético) de altura de los picos	$Rpm = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 Rpi$
Rv	Profundidad del máximo valle	
Rvm	Promedio (aritmético) de profundidad de los valles	$Rvm = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 Rvi$

Parámetro	Significado	Definición matemática
Ry	Máxima distancia pico-valle (Rt)	
Rz	Altura de las irregularidades en 10 puntos	$Rz = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 P_i - \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 V_i$ 
Sm	Paso promedio de las irregularidades	$Sm = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n Sm_i$ 
Pc	Conteo de picos	$Pc = \frac{1}{Sm}$
S	Espaciamiento medio de picos locales	$S = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_i$ 
tp	Superficie portante	$tp = \frac{\eta p}{l} \times 100 \eta p = \sum_{i=1}^n b_i$ 
	Curva de Abbot-Firestone (BAC)	

Existen algunos otros parámetros, además de los mencionados, los cuales pueden ser consultados en los manuales de cada equipo en particular y, por supuesto, en las normas correspondientes.

Además, según las distintas normas, los diferentes parámetros pueden tener definiciones algo distintas, o incluso no existir. A título comparativo se incluyen en la siguiente tabla los parámetros que históricamente fueron utilizados en los distintos países con referencia a la norma específica de aplicación en cada caso.

	1	2	3	4	5	6	7	8	
Parámetro	División media aritmética del perfil	Máxima altura del perfil	Diez puntos de altura de las irregularidades	Raíz cuadrada de la desviación del perfil	Máxima altura del pico del perfil	Proporción del comportamiento de la longitud del perfil	Espaciamiento medio de los picos locales del perfil	Espaciamiento medio de las irregularidades del perfil	Norma
País									
Japón	R_a	R_{max}	R_z						JIS B 0601:1982
U.S.A.	R_a *								ANSI B 46.1:1985
Reino Unido	R_a		R_z						BS 1134:1972
Italia	R_a	R_{max} (R_{tm})	R_z	RMS		t	S_m		UNI 3963-2:1978
India	R_a	R_{max}	R_z	R_{cr}					IS 3073:1967
Australia	R_a								AS 1965:1977
Noruega	R_a								NEN 3631:1977, 3632:1974
Canadá	R_a *								CSA B 95:1962
Suecia	R_a *	R_{max}	R_z			t_p	S		SMS 671:1975, 673:1975
Rusia	R_a	R_{max}	R_z			t_p	S	S_m	GOST 2789-73:1974
Alemania	R_a	R_t (R_{max})	R_z	R_p		t_p	A_r		DIN 4762 Blatt 1:1960, 4767:1970, 4768-1:1978, 4768 Blatt 1:1978
Francia	R_a	R_t (R_{max})		R_p		(T_R) _C	A_R		NF 05-15:1972
Finlandia	R_a	R_{max}	R_z						SFS 2038:1969
Polonia	R_a	R_{max}	R_z			N_l			PN-73/M-04250:1974, /M-04251:1974
ISO	R_a	R_v	R_z			t_p	S	S_m	R 468:1966

* Antes indicado como "AA" o "CLA".

Se aclara que muchas de estas normas son de antigua data y han sido reemplazadas por la norma ISO o su derivada para cada país. Se incluye esta tabla porque aún en la actualidad puede encontrarse alguna referencia a todas estas normas en la bibliografía del tema.

En Argentina las normas en uso son la IRAM 5065 para las definiciones y la IRAM 4517 para los símbolos y su correspondiente utilización en el dibujo técnico. En algunos casos se puede encontrar alguna referencia a las normas alemanas DIN EN ISO 4287, DIN EN ISO 4288 o DIN EN ISO 13565-1 y 13565-2.

Internacionalmente, la norma que rige todos los aspectos relativos a la medición de rugosidad superficial es la ISO 4287.

Volviendo a las mediciones, debe aclararse que si se evalúa el perfil tal como fue relevado por el palpador, pueden haberse incluido en el mismo los errores de forma (por ejemplo ondulaciones) e incluso errores de posicionamiento frente al palpador (pieza inclinada con respecto al plano de base). Es por esto que existe la posibilidad de seleccionar en el equipo si se desea analizar el perfil tal cual está, o por el contrario, filtrarle las componentes indeseadas. Fundamentalmente, hay dos posibilidades de trabajo con respecto a los perfiles que se utilizan normalmente que son los denominados perfil P y perfil R, los cuales se describen a continuación.

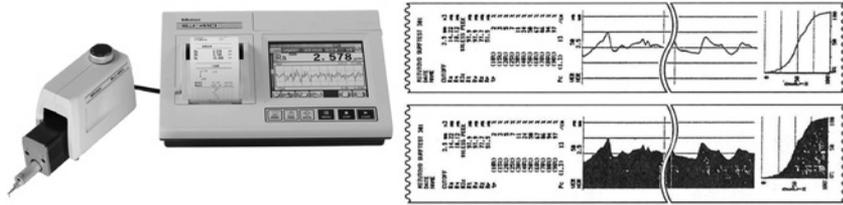
Perfiles de evaluación

Curva P	Perfil sin filtrar - Incluye errores de forma de orden superior a la rugosidad.	
Curva R	Perfil de rugosidad - Curva P a la que se le removió la componente de período largo (ondulación)	

Los rugosímetros tienen, a su vez, la posibilidad de filtrar diferentes componentes y definen una cantidad grande de curvas de evaluación, cada una de las cuales puede presentar aplicaciones de interés.

El valor más utilizado para definir la rugosidad superficial es el valor de Ra en mm, medido con un *cut-off* de 0,8 mm y con el perfil filtrado (curva R). En general, y si no se define de antemano otra cosa, se evaluará la rugosidad en las condiciones mencionadas.

Existen distintos tipos de rugosímetros según sus aplicaciones. En la figura se ve uno del tipo portátil, donde el palpador es independiente, lo cual le permite acceder a partes de máquinas que no pueden ser llevadas al gabinete de metrología, como por ejemplo grandes ejes. El mismo se conecta mediante un cable al procesador e impresora, que arroja un reporte donde se muestra el valor de cada uno de los parámetros analizados como así también la forma gráfica del perfil relevado.



Existen también los equipos fijos, destinados al trabajo en el gabinete de metrología, los cuales obviamente son más precisos y que permiten realizar mediciones más confiables y localizadas. En la siguiente figura se muestra un equipo de estas características. Puede verse que posee una mesa constituida por un mármol, con una guía longitudinal y distinto tipo de accesorios para poder fijar las piezas a ser analizadas. A su vez, el palpador se encuentra montado sobre una columna con desplazamiento vertical, lo que garantiza la perpendicularidad con la mesa de trabajo.

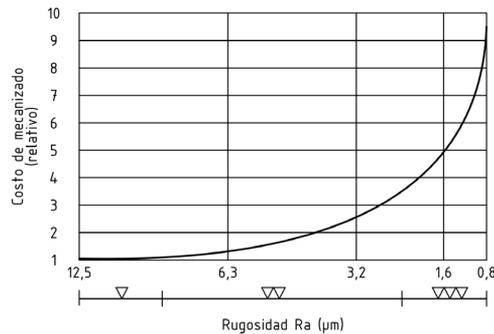


Por lo general, en muchos casos es suficiente con evaluar el parámetro R_a , que es el que caracteriza de manera primaria la rugosidad superficial de la pieza en estudio. Pero en otras aplicaciones tal como es el caso de los cilindros en motores de automóviles, la performance del motor va a depender no solamente de la rugosidad R_a sino de la forma de las irregularidades, lo cual se caracteriza con el parámetro t_p entre otros. Este parámetro evalúa la superficie portante a distintas profundidades, es decir el porcentaje de lleno con respecto al total para cada profundidad. El definir una cierta especificación en este sentido implica que al irse “limando” las crestas, a una cierta profundidad, por ejemplo 70 %, se tenga suficiente superficie de apoyo para soportar los esfuerzos y no se sigan “limando”, lo cual aumentaría el juego entre pistón y cilindro a valores inaceptables. El valor del parámetro t_p puede darse en forma de tabla, indicando cuál es el porcentaje de superficie portante para cada profundidad (por ejemplo 10, 20, 30 %, ...) o en forma de gráfico mediante la llamada “curva de Abbot-Firestone” (BAC) tal como se ve en el registro impreso mostrado más arriba.

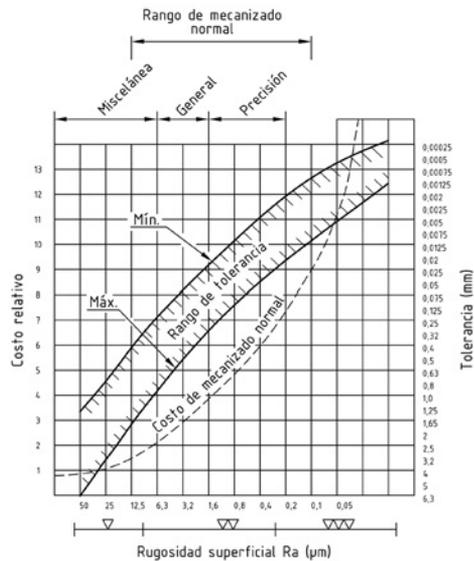
SELECCIÓN DE RUGOSIDAD SUPERFICIAL

Nuevamente aquí aparece el problema de definir en forma práctica, esta vez cuál es el valor de rugosidad superficial que se debe especificar para tal o cual aplicación. Al respecto, otra vez no existen reglas estrictas y que la decisión final dependerá de la experiencia del diseñador y de los resultados obtenidos con piezas similares construidas en el pasado.

Un primer factor a tener en cuenta es el aspecto relativo al costo. La rugosidad seleccionada debe ser la más basta posible, compatible con la función que deba cumplir la pieza, ya que si no se estarán incrementando los costos en forma innecesaria. En la figura siguiente se muestra como varía el costo de mecanizado (en valores relativos) al disminuir el valor de la rugosidad superficial, lo que indica que no se debe sobre especificar la rugosidad ya que los costos se incrementan muy notablemente.



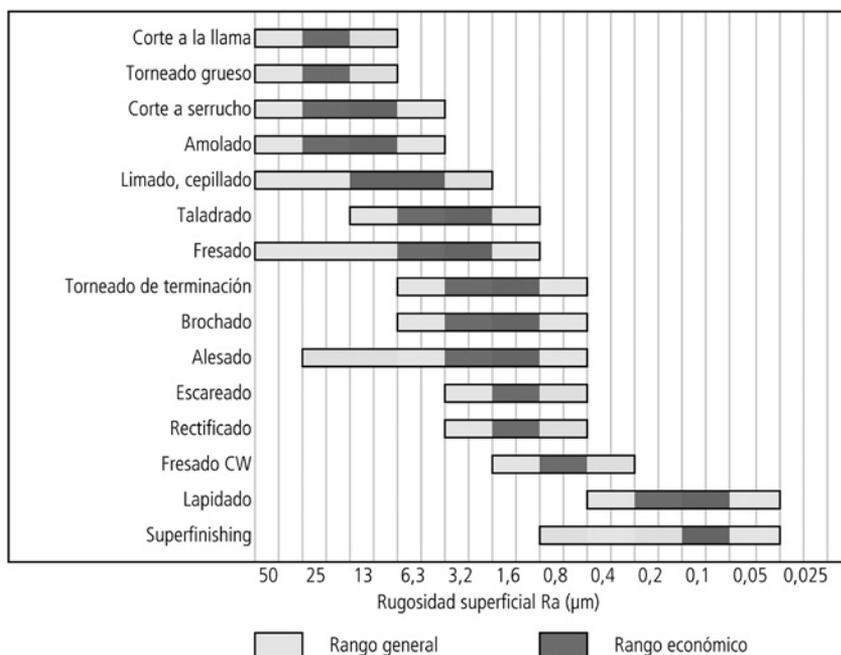
No obstante, existe una cierta relación entre la tolerancia dimensional y la rugosidad, lo cual resulta evidente. Mientras más estricta sea la tolerancia, menor deberá ser la rugosidad. La relación exacta entre estos dos parámetros no resulta fácil de determinar, pero se puede decir que seguirá la tendencia indicada en la figura siguiente:



En la figura se muestra una zona que caracteriza a lo factible de obtener por los distintos procesos de mecanizado, indicando que el rango más habitual se encuentra entre valores de $R_a = 12,5 \mu\text{m}$ para lo más basto y $R_a = 0,1 \mu\text{m}$ para los casos de muy alta precisión. Se muestra además una banda denominada “rango de tolerancia”, que marca para cada valor de rugosidad superficial los valores máximo y mínimo que debería presentar la tolerancia asociada, para que todo sea compatible.

Si por ejemplo se tiene una rugosidad $R_a = 0,8 \mu\text{m}$, debe entenderse que esto es compatible con una banda de tolerancia de aproximadamente $0,100 \text{ mm}$ como máximo y de $0,0125 \text{ mm}$ como mínimo. Por supuesto que la variación dentro de estos límites estará definida por la dimensión de la pieza a tolerar. Por ejemplo, un agujero $\varnothing 100 \text{ H7}$ tiene una tolerancia de $0,035 \text{ mm}$ (está dentro del rango), lo cual sería perfectamente compatible con una rugosidad superficial $R_a = 0,8 \mu\text{m}$. Esto no quiere decir que se vaya a seleccionar ni tolerancia, ni rugosidad usando este gráfico. Solo sirve para ver la relación existente entre ambos parámetros. La definición de cada uno, como siempre, saldrá del análisis de ingeniería de la función que debe cumplir la pieza o parte de la misma.

Otra forma de analizar lo mismo es analizar, bajo condiciones de trabajo normales, cuáles son las rugosidades superficiales alcanzables con cada método de producción. En la figura siguiente se indican los valores de rugosidad alcanzables dentro de límites económicamente aceptables para cada método de fabricación, como así también los límites extremos para los mismos. Gráficos como el descrito pueden ser consultados en diversa bibliografía, incluso en la norma IRAM 4537.

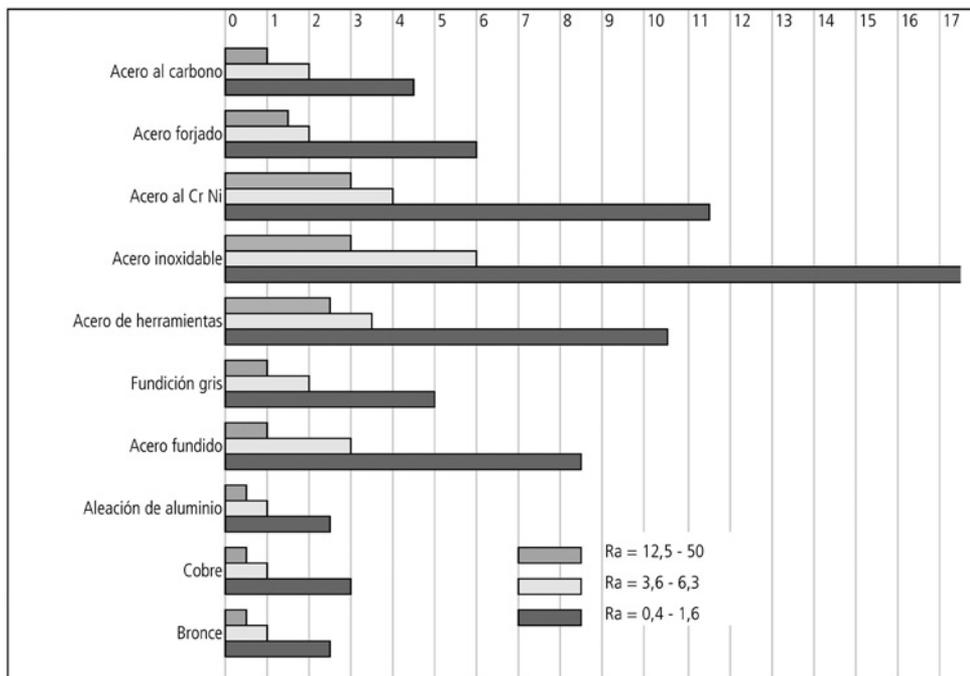


Tal como se indicó en otras secciones sobre la correcta selección de las tolerancias dimensionales, en el caso de la rugosidad superficial sucede algo similar, ya que la especificación del valor más conveniente surgirá de variados factores, que hacen al *know how* propio de la empresa. Por ejemplo, la experiencia propia en el diseño de equipos similares, el análisis de los reportes de fallas durante el uso, simulaciones computacionales de situaciones de uso, etc. No obstante, a modo de ejemplo se muestran a continuación algunos valores típicos de rugosidades especificadas para distintas partes de motores de automóvil en la industria automotriz:

	Componente	Rugosidad especificada Ra (μm)	Método de terminación
Block de motor	Cilindros	0,8 - 1,0	Bruñido
	Bancada del cigüeñal	2,4 - 4,0	Alesado
	Agujero del botador	2,4 - 4,1	Escareado
	Superficie de apoyo tapa de cilindro	3,0 - 8,0	Fresado
Pistón	Falda	1,8 - 2,2	Torneado fino
	Agujero del perno	1,0 - 1,6	Alesado
	Perno de pistón	0,2 - 0,6	Rectificado fino
Cigüeñal	Muñón de bancada	0,2 - 0,4	Rectificado fino
	Muñón de biela	0,2 - 0,6	Rectificado fino
Árbol de levas	Muñón de bancada	0,2 - 0,4	Rectificado fino
	Superficie de las levas	0,8 - 1,0	Rectificado
Válvulas	De admisión, vástago	0,6 - 0,8	Rectificado
	De admisión, asiento	1,2 - 1,6	Rectificado
	De escape, vástago	0,6 - 0,8	Rectificado
	De escape, asiento	1,2 - 1,6	Rectificado

Finalmente, puede decirse que cada material presenta mayor o menor dificultad para su mecanizado y esto se acentúa cuando se especifica un grado más fino de rugosidad superficial. Dicho de otra manera, no va a tener el mismo el costo obtener un determinado grado de rugosidad en un acero al carbono que en un acero inoxidable, por ejemplo. Y a su vez, el costo es aún mayor si la rugosidad se disminuye.

En la siguiente figura se muestra el costo relativo para cada nivel de rugosidad en relación con los distintos materiales. Tomando como referencia el valor de 1 para obtener un grado de rugosidad basto en acero al carbono, se puede llegar hasta 18 veces ese valor si se trata de acero inoxidable y a su vez la rugosidad es muy fina.



Costo de mecanizado (tiempo neto de mecanizado)

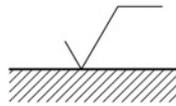
Adicionalmente, se muestran a continuación ciertas reglas que tienen que ver con la funcionalidad de las superficies en cuestión y que pueden ayudar a la hora de especificar la rugosidad superficial en cada una:

1. Las superficies activas de la pieza deben ser menos rugosas que las que no trabajan. Se entiende por superficies activas a las que presentan movimiento relativo unas con respecto a otras, ya sea de rotación o de traslación. Ejemplo: un eje girando en su buje.
2. Las superficies en las que se presenta fricción deben ser menos rugosas. Ejemplo: disco de embrague.
3. La rugosidad en las superficies que se vinculan debe ser compatible con el juego que existe entre las partes. Cuanto más pequeño sea el juego especificado, menor debe ser la rugosidad superficial.
4. Si las superficies deben soportar cargas, cuanto mayor sea la carga, menor debe ser la rugosidad.
5. Si la carga a soportar presenta variaciones cíclicas, la superficie debe presentar menor rugosidad superficial para minimizar el peligro de la aparición de puntos de concentración de tensiones y por ende de inicio de las grietas de fatiga. Ejemplo: superficie del muñón de un cigüeñal de motor diésel.

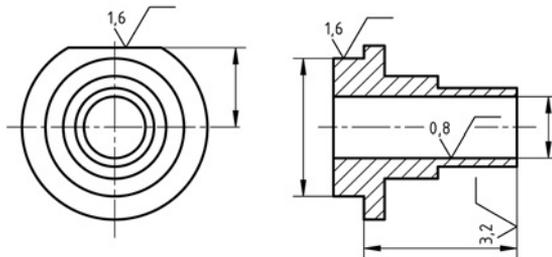
6. En las zonas de concentración de tensiones por geometría de la pieza, la rugosidad debe ser menor. Ejemplo: radio de empalme en el muñón del mismo cigüeñal.
7. La superficie de contacto con elementos de sellado debe presentar menor rugosidad. Ejemplo: superficies de contacto de o' rings o retenes de aceite.

ACOTACIÓN DE RUGOSIDAD EN PLANOS

Según la norma IRAM 4517, se acotará la rugosidad superficial haciendo uso del símbolo que se muestra a continuación. Las dimensiones y proporciones, como así también su ubicación correcta en relación a las superficies que se quieren indicar pueden verse en la mencionada norma.



En cada zona del símbolo se ubicarán los distintos parámetros que se quieran indicar. Como se dijo anteriormente, el más usual es R_a y se ubicará tal como se muestra en el ejemplo siguiente. Para más detalles recurrir a la norma.



INFLUENCIA DE LA RUGOSIDAD EN EL AJUSTE OBTENIDO

Tal como se dijo al hablar de zunchado, en los casos en que se utilizan ajustes relativamente finos, la rugosidad superficial toma valores que pueden llegar a ser del orden de la tolerancia adoptada.

En esos casos, si se quiere tener en cuenta la influencia de la rugosidad se tienen buenos resultados restándole el valor de R_a (μm) a la interferencia teórica Δ utilizada en la fórmula del cálculo de la presión superficial k . De hecho ambas piezas a unir deben poseer un valor de rugosidad R_a similar y suponemos que se aplastan las crestas en ambas disminuyendo el diámetro del eje y aumentando el diámetro del agujero una cantidad $R_a/2$ en cada uno.

Luego, se calculará la presión superficial considerando la siguiente interferencia resultante:

$$\Delta_{res} = \Delta - R_a$$

14. BIBLIOGRAFÍA

LIBROS Y ARTÍCULOS VARIOS

American Society for Metals. (1995). Metals handbook. Vol. 1, 3, 4 y 5. Ohio, USA: ASM International.

Amorós Massanet, A. (1965). Las tolerancias en la construcción de máquinas. Barcelona, España: Ediciones Ariel.

Bender, A. Jr. (1968). Statistical tolerancing as it relates to quality control and the designer (6 times 2.5 = 9) SAE paper 680490.

Bothe, D. R. 2002. Statistical reason for the 1.5 σ shift. Quality Engineering 14(3). Recuperado de http://www.i-q-i.com/cm/pdfs/article-1_5-sigma-shift.pdf.

Chase, K. (1998). Basic tools for tolerance analysis of mechanical assemblies. En Hwaiyu Geng Manufacturing engineering handbook (pp. 7.1-7.13). Hoboken, NJ, EEUU: John Wiley.

Chase, K. (1999). Minimum-cost tolerance allocation. Recuperado de: <http://adcats.et.byu.edu/Publication/99-5/MinCostTolAlloc.pdf>

Chase, K. y Parkinson A. (1991). A survey of research in the application of tolerance analysis to the design of mechanical assemblies. Research in Engineering Design 3(1): 23-37.

Cortizo Rodríguez, J. L. (2013). Diseño de maquinaria industrial. Proyecto mejora de las economías regionales y desarrollo local. Buenos Aires: Instituto Nacional de Tecnología Industrial.

Dallas, D. (1986). Tool and manufacturing engineers handbook (3rd ed.). Society of Manufacturing Engineers. New York: Mc. Graw-Hill.

Donegani, D. (1967). Manual de tolerancias y ajustes. Buenos Aires: Instituto Argentino de Racionalización de Materiales.

Drake, P. Jr. (1999). Dimensioning and tolerancing handbook. New York: Mc. Graw Hill.

Euramet. (2008). Metrología abreviada. Traducción de 3° edición. Recuperado de: <http://www.cem.es/sites/default/files/metrologia20abreviada.pdf>.

Fortini, E. (1967). Dimensioning for interchangeable manufacture. New York: Industrial Press Inc.

Imazu, S. (1994). Diseño mecánico. Material de capacitación del proyecto “Cooperación técnica para la actualización de la tecnología de diseño y manufactura de maquinaria industrial”. Agencia de Cooperación Internacional de Japón - CIMM INTI.

Imazu, S. (1996). Mechanical engineering design and optimization. Material de capacitación del proyecto “Cooperación Técnica para la actualización de la tecnología de diseño y manufactura de maquinaria industrial”. Agencia de Cooperación Internacional de Japón - CIMM INTI.

Inada, S. (1996). Mechanical equipment design and assembly. Material de capacitación del proyecto “Cooperación técnica para la actualización de la tecnología de diseño y manufactura de maquinaria industrial”. Agencia de Cooperación Internacional de Japón - CIMM INTI.

INTI-CEFIS. (2000). Guía para la expresión de incertidumbres de medición [segunda impresión]. Traducción de “Guide to the expression of uncertainty in measurements” BIPM, IEC, IFCC, ISO, IUPAC, IUPAP, OIML, 1993.

Juvinall, R., Marshek K. (2006). Fundamentals of machine component design. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons Inc.

Kalpakjian, S. y Schmid, S. (2002). Manufactura, ingeniería y tecnología. México, DF: Pearson.

Meadows, J. D. (1998). Measurement of geometric tolerances in manufacturing. New York: Marcel Dekker.

Merkley, K., Chase, K., Perry, E. (1996). An introduction to tolerance analysis of flexible assemblies. Recuperado de: https://web.mssoftware.com/support/library/conf/wuc96/06b_merk.pdf.

Mitutoyo E70. Catálogo de productos.

Mitutoyo E 43129. Quick guide to precision measuring instruments.

Mitutoyo E4092-516. Gauge blocks.

Mitutoyo Bulletin N° 1713. Surface-, form- and contour measurement: Surftest SV-2000/3000.

Mitutoyo Bulletin N° 1734. Optical measuring machines: PJ-A3000 profile projector.

Montgomery, D. (2009). Introduction to statistical quality control (6th ed.). Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, Inc.

Orlov, P. (1976). Fundamentals of machine design. Moscow: MIR publishers.

Scholz, F. (1995). Tolerance stack analysis methods. A critical review. Recuperado de: <http://www.stat.washington.edu/fritz/DATAFILES/Rtolerancing/TOLSTACK.pdf>.

Shigley, J., Mischke, C. y Brown, T. (2004). Standard handbook of machine design. New York: Mc. Graw Hill.

Taylor, W. (2004). VarTran software users guide, version 3.1. Libertyville, IL: Taylor Enterprises, Inc.

Timings, R. (2001). Tecnología de la fabricación. Tomos 1, 2 y 3. México, D.F.: Alfaomega Grupo Editor.

Wakefield, L. P. (1964). Dimensioning for interchangeability. London: Pergamon Press Ltd.

Wilhelm, R., Y. Lu, S. (1992). Computer methods for tolerance design. Singapore: World Scientific Publishing Co.

NORMAS CITADAS Y PARA CONSULTA

ASME Y14.5:2009. Dimensioning and tolerancing.

BS 4311-1:2007. Gauge blocks manufactured to imperial specification. Specification and validation.

BS EN ISO 3650:1999. Geometrical product specifications (GPS). Length standards. Gauge blocks.

DIN 7154-1:1966-08. Ajustes ISO para agujero único.

DIN 7155-1:1966-08. Ajustes ISO para eje único

DIN EN ISO 13565-1:1998-04. Geometrische produktspezifikationen (GPS) - oberflächenbeschaffenheit: tastschnittverfahren - Oberflächen mit plateauartigen funktionsrelevanten eigenschaften - Teil 1: Filterung und allgemeine meßbedingungen.

DIN EN ISO 13565-2:1998-04. Geometrische produktspezifikationen (GPS) - oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren - Oberflächen mit plateauartigen funktionsrelevanten eigenschaften - Teil 2: Beschreibung der höhe mittels linearer darstellung der materialanteilkurve.

EN ISO 4288:1997. Geometrical product specifications (GPS) - Surface texture: profile method - Rules and procedures for the assessment of surface texture.

IRAM 6:1986. Temperatura de referencia para mediciones industriales de longitud.

IRAM 301:2005. Requisitos generales para la competencia de los laboratorios de ensayo y de calibración.

IRAM 4515:2015. Especificaciones geométricas de producto (GPS). Tolerancias geométricas. Tolerancias de forma, orientación, posición y alabeo.

IRAM 5033:1956. Calibradores de límite para interiores y exteriores.

IRAM 5035:1956. Sistemas de medidas límite para calibradores de taller.

IRAM 5065:1964. Rugosidad de superficies.

ISO 286-1:2010. Geometrical product specifications (GPS). ISO code system for tolerances on linear sizes. Part 1: Basis of tolerances, deviations and fits.

ISO 286-2:2010. Geometrical product specifications (GPS). ISO code system for tolerances on linear sizes. Part 2: Tables of standard tolerance classes and limit deviations for holes and shafts.

ISO 1101:2012. Geometrical product specifications (GPS). Geometrical tolerancing. Tolerances of form, orientation, location and run-out.

ISO 1660:1987. Geometrical product specifications (GPS). Geometrical tolerancing. Profile tolerancing.

ISO 5458:1998. Geometrical Product Specifications (GPS). Geometrical tolerancing. Positional tolerancing.

ISO 2768-1:1989. General tolerances. Part 1: Tolerances for linear and angular dimensions without individual tolerance indications.

ISO 4287:1997. Geometrical product specifications (GPS). Surface texture: Profile method - Terms, definitions and surface texture parameters.

ISO/TS 12780-1: 2011. Geometrical Product Specifications (GPS). Straightness. Part 1: Vocabulary and parameters of straightness.

ISO/TS 12780-2: 2011. Geometrical product specifications (GPS). Straightness. Part 2: Specification operators.

ISO/TS 12781-1. Geometrical product specifications (GPS). Flatness. Part 1: Vocabulary and parameters of flatness.

ISO/TS 12781-2. Geometrical product specifications (GPS) — Flatness — Part 2: Specification operators

JCGM 200:2008. International vocabulary of metrology - Basic and general concepts and associated terms (VIM).

JIS B 0021:1984. Indications of geometrical tolerances on drawings.

JIS B 0022:1984. Datums and datum-systems for geometrical tolerances.

JIS B 0023:1996. Technical drawings. Geometrical tolerancing. Maximum material requirement and least material requirement.

JIS B 0024:1988. Technical drawings - Fundamental tolerancing principle.

JIS B 0401:1986. System of limits and fits.

JIS B 0601:1982. Definitions and designation of surface roughness.

JIS B 7506:2004. Gauge blocks.

JIS Z 8318:1984. Technical drawing - Tolerancing of linear and angular dimensions.

UNE 4033:1983. Tolerancias de fabricación y desgaste admisible de calibres.

UNE-EN ISO 1101:2013. Especificación geométrica de productos (GPS). Tolerancia geométrica. Tolerancias de forma, orientación, localización y alabeo.

UNE-EN ISO 3650:2000. Especificación geométrica de productos (GPS). Patrones de longitud. Bloques patrón.

UNE-EN ISO 4288:1998. Especificación geométrica de producto (GPS). Calidad superficial: Método del perfil. Reglas y procedimientos para la evaluación del estado superficial.

PÁGINAS WEB RECOMENDADAS

Acuerdo de reconocimiento mutuo. Países signatarios: <http://www.bipm.org/en/cipm-mra/participation/signatories.html>

Catálogo NTN 2202-IX/E. Ball and roller bearings. Recuperado de: http://www.ntnamericas.com/en/website/documents/brochures-and-literature/catalogs/ntn_2202-ixe.pdf.

Decreto N° 788/03 reglamentario de la ley 19511. Recuperado de: <http://servicios.infoleg.gob.ar/infolegInternet/anexos/85000-89999/88633/norma.htm>

International Standard Organization. Miembros: http://www.iso.org/iso/home/about/iso_members.htm

Instituto Nacional de Tecnología Industrial (INTI). En su página web hay numerosos documentos técnicos de interés disponibles para consulta, entre ellos:

Vocabulario internacional de metrología: http://www.inti.gob.ar/fisicaymetrologia/patrones_nacionales/pdf/VIM_enespanol.pdf

Sistema internacional de unidades (resumen): <http://www.inti.gob.ar/fisicaymetrologia/sistemas.htm>

Ley N° 19511. (1972). Ley de Metrología. Recuperado de: <http://servicios.infoleg.gob.ar/infolegInternet/anexos/45000-49999/48851/texact.htm>

Manual SKF. Recuperado de: <http://www.skf.com/ar/products/bearings-units-housings/ball-bearings/principles/index.html>.

Pro/ENGINEER tolerance analysis. Extension powered by CETOL Technology. Recuperado de: http://www.ptc.com/~media/Files/PDFs/CAD/PTC_Creo_Tolerance_Analysis_Datasheet.aspx?la=en.

SigmundWorks, 3D tolerance analysis software for SOLIDWORKS. Recuperado de: <http://www.varatech.com/solutions-solidworks.html#SigmundWorks>.

Solid Masters. Geometric dimensioning and tolerancing (GD&T). Recuperado de <http://www.solidmasters.com/gd&t.html>.

SolidWorks TolAnalyst frequently asked questions. Recuperado de: <http://www.javelin-tech.com/main/support/pdf/tolanalyst.pdf>.

True position. Capítulo de GD&T Basics Fundamentals Course. Recuperado de: <http://www.gdandtbasics.com/true-position/>.

» TOLERANCIAS DIMENSIONALES EN EL DISEÑO MECÁNICO

ING. JORGE ALVAREZ

En los procesos de fabricación en serie deben tenerse en cuenta diversos aspectos que hacen a las capacidades de las máquinas y equipos para obtener de manera eficiente las dimensiones establecidas y, además, mantenerlas bajo control durante todo el proceso de producción. Para ello existen sistemas normalizados de tolerancias dimensionales y ajustes que presentan un amplio abanico de posibilidades para cubrir todas las situaciones que pueden presentarse en diversos campos de la industria metalmecánica y de manufactura. La aplicación a casos concretos es parte del know how de cada empresa, basado en la experiencia de años de fabricación de productos similares, en análisis de ingeniería complejos, en el estudio de los reportes de fallas de productos en uso o como resultado de procesos de reducción de costos, entre otras fuentes. Los distintos capítulos de este libro incluyen datos concretos que ayudarán al personal técnico a tomar decisiones a la hora de especificar las tolerancias dimensionales, al menos en la fase inicial de diseño de un producto. El material incluido es en parte fruto de la recopilación de estudios de casos asistidos por el Instituto Nacional de Tecnología Industrial en más de 30 años de interacción con la industria en ramas diversas y en parte se basa en la capacitación brindada por expertos japoneses a través de los distintos proyectos llevados a cabo en la institución con la Agencia de Cooperación Internacional de Japón (JICA). El presente libro contiene una propuesta de uso del sistema de racionalización de tolerancias y ajustes plasmado en la norma JIS B 0401 muy difundido en la industria manufacturera japonesa.



INTI



Ministerio de Producción
Presidencia
de la Nación



Ediciones INTI

ISBN 978-950-532-311-1



9 789505 323111