

## Tolerancias y Grados de Ajuste

### 8.1. INTRODUCCIÓN

Si partimos del hecho de que es imposible obtener una medida exacta en la fabricación de una determinada pieza debido a la inevitable imprecisión de las máquinas de mecanizado, podemos comprender la necesidad de implementar un sistema de fabricación que asigne un intervalo máximo y mínimo de variación a las cotas angulares o lineales, lo que se denomina tolerancia.

Esta tolerancia va a ser usada en la fase de control de calidad del producto para darlo por válido o rechazarlo. Hay que tener en cuenta que, cuanto más estricto se sea con la tolerancia de una magnitud, más costoso será el proceso de fabricación. Es decir, una pieza de suma precisión tendrá una tolerancia pequeña, por lo que presentará un alto coste de fabricación.

Por otra parte, no es necesario para el perfecto funcionamiento de un mecanismo que las medidas que aparecen en los planos sean respetadas con rigurosa exactitud en su fabricación.

Esta forma de proceder en la fabricación industrial contrasta con la producción artesanal, donde el artesano individualiza cada pieza y corrige los errores de acoplamiento sobre la marcha, adaptando entre sí todos los elementos que componen el conjunto.

### 8.2. TOLERANCIAS DE COTAS LINEALES Y ANGULARES

También denominadas tolerancias de medida o dimensionales, se rigen por la norma UNE 1-120-96 (ISO 406:1987), que anula y sustituye a la UNE 1-120-83.

Las tolerancias lineales se refieren únicamente a las medidas locales reales (distancias entre dos puntos) de un elemento, no sus desviaciones de forma (UNE 1-149-90; ISO 8015:1985).

Igualmente, las tolerancias angulares controlan la orientación general de líneas o elementos lineales de las superficies, pero no sus desviaciones de forma (UNE 1-149-90).

#### 8.2.1. Conceptos previos

Algunas definiciones previas ayudarán al lector a familiarizarse con el concepto de tolerancias dimensionales y su aplicación en el diseño de elementos de maquinaria (Figura 8.1).

– Medida o dimensión nominal (Mn):

Valor de la medida teórica de una magnitud lineal o angular. Son las medidas que generalmente aparecen en los catálogos técnicos. Sirve de referencia para las demás medidas.

– Medida efectiva (Me):

Valor real de una dimensión obtenido sobre la pieza ya fabricada. Para medidas muy precisas se requiere normalizar la temperatura ambiente. Las normas DIN e ISO fijan esta temperatura en 20° C.

– Tolerancia (T):

Variación máxima que vamos a permitir en la medida final de la pieza construida. Se determina como la diferencia entre las medidas máxima y mínima permitidas.

– Medidas límites, máxima (Mmax) y mínima (Mmin):

Valores extremos que delimitan la zona de tolerancia.

– Línea cero o de referencia:

Línea recta que corresponde a la medida nominal. Sirve de referencia para definir las diferencias superiores e inferiores y situar la zona de tolerancia.

– Zona de tolerancia:

Zona cuyo valor (grosor) coincide con la tolerancia y gráficamente está limitada por dos líneas paralelas que representan las medidas límites de tolerancia.

– Diferencia superior (Ds):

Diferencia algebraica entre las medidas máxima y nominal

– Diferencia inferior (Di):

Diferencia algebraica entre las medidas mínima y nominal.

– Diferencia fundamental:

Se refiere a cualquiera de las diferencias superior o inferior, y su función es determinar numéricamente la posición de la zona de tolerancia respecto a la línea cero.

Cuando indicamos las tolerancias de elementos que encajan entre sí, machihembrados, suele emplearse el término de agujero para designar a la hembra y eje para el macho. Aunque los acoplamientos machihembrados suelen identificarse con elementos cilíndricos de revolución, es necesario resaltar que las secciones de los mismos pueden adoptar cualquier forma.

Por otra parte, todas las variables de tolerancias relacionadas con agujeros se representan, por convenio, con letras mayúsculas, mientras que en el caso de ejes emplearemos las minúsculas. Las relaciones algebraicas que ligan a las variables que intervienen en un acoplamiento pueden deducirse fácilmente del esquema de la figura 8.1.

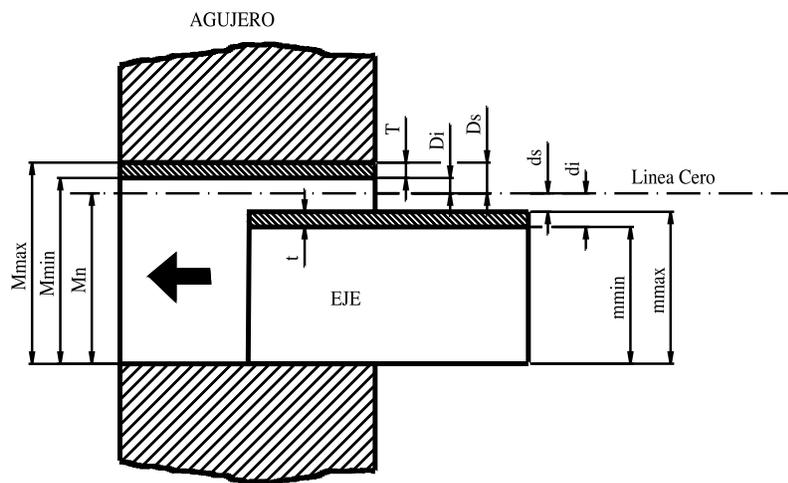


Figura 8.1. Representación esquemática de un acoplamiento eje-agujero.

## 8.2.2. Tolerancias generales de dimensiones lineales y angulares

La norma europea adoptada por UNE, denominada UNE-EN ISO 22768-1-94, correspondiente con ISO 2768-1-89, propone las tolerancias generales para evitar, siempre que sea posible, la acotación individualizada en los dibujos técnicos, presentando las siguientes ventajas:

- Los dibujos son más fáciles de leer y entender.
- Ahorro de tiempo para el diseñador a la hora de calcular las tolerancias.
- Reducción de los niveles de inspección en el control de calidad.
- Las magnitudes afectadas de tolerancias individuales serán las correspondientes a elementos cuya función exige tolerancias precisas, necesitando de un proceso de fabricación concreto.
- La negociación entre un taller proveedor y su cliente suele ser menos compleja, ya que se conoce con claridad la precisión y calidad de trabajo de cada taller.

Todas estas ventajas se materializarán si estamos seguros de que el taller nunca rebasará las tolerancias generales indicadas en los planos.

Las tablas 8.1 y 8.2 indican las desviaciones en la medida lineal admisibles respecto al valor nominal o teórico de una magnitud en una determinada pieza, generalmente mecanizada o conformada a partir de chapa. Señalar que cuando los valores nominales son inferiores a 0,5 mm, las tolerancias deben de indicarse junto a la cota nominal correspondiente.

Las tolerancias generales en el caso de magnitudes angulares aparecen en la tabla 8.3.

Clase de tolerancia		Desviaciones admisibles respecto al valor nominal (mm)							
Designación	Descripción	0,5 a 3	más de 3 a 6	más de 6 a 30	más de 30 a 120	más de 120 a 400	más de 400 a 1000	más de 1000 a 2000	más de 2000 a 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	grosera	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2	±3	±4
v	muy grosera		±0,5	±1	±1,5	±2,5	±4	±6	±8

Tabla 8.1. Tolerancias para dimensiones lineales, excepto aristas matadas (ver tabla 8.2). Fuente: UNE-EN ISO 22768-1-94.

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

Tabla 8.2. Tolerancias para dimensiones lineales de aristas matadas (radios de redondeamientos y alturas de bisel o chaflán). Fuente: UNE-EN ISO 22768-1-94.

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

Tabla 8.3. Tolerancias para dimensiones angulares. Fuente: UNE-EN ISO 22768-1-94.

De esta forma, si disponemos en el casillero del plano, concretamente en el recuadro de “Tolerancias Generales” (Tema 3), la notación ISO 2768-f, indicamos las tolerancias admisibles generales en la fabricación de los elementos que se representan en el dibujo.

### 8.2.3. Indicación de las tolerancias en el dibujo técnico

Las unidades empleadas en un dibujo para indicar la tolerancia de una magnitud lineal o angular siempre serán las mismas que designan a su cota nominal. Las desviaciones de la medida nominal, límites máximo y mínimo de variación de la tolerancia, deben expresarse con el mismo número de decimales, excepto cuando una de ellas sea cero.

La indicación de la tolerancia de una magnitud lineal en un dibujo técnico requiere la disposición de la cota nominal y las desviaciones permitidas de la misma en la fabricación del objeto (Figura 8.2, a). Si una de las desviaciones es cero se indicará tal y como aparece en la figura 8.2 (b). En el caso de desviaciones simétricas respecto a la cota nominal se empleará la notación indicada en la figura 8.2 (c).

Otra forma de indicar la tolerancia en dibujos técnicos es la inserción de las llamadas medidas límites, valor superior e inferior de la cota nominal designada (Figura 8.2, d). Estas medidas límites pueden limitar la medida de la magnitud en un sólo sentido, hacia arriba (máximo, denotado por máx.), o hacia abajo (mínimo, denotado por mín.) (Figura 8.2, e).

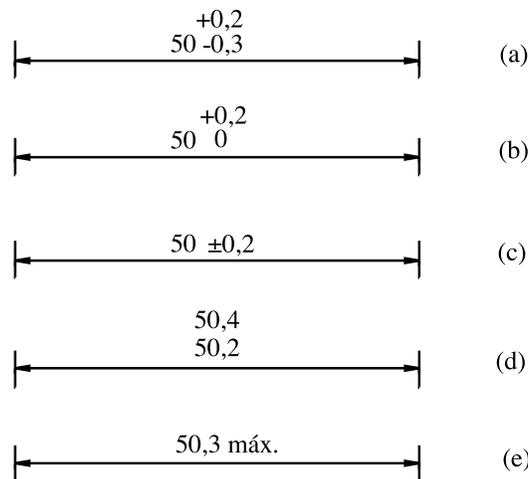


Figura 8.2. Indicación de las tolerancias de cotas lineales en el dibujo técnico.

Las tolerancias de magnitudes angulares se representan según puede observarse en la figura 8.3, adoptando los mismos convencionalismos que en el caso de cotas lineales. Cuando se indican tolerancias angulares siempre hay que señalar las unidades empleadas, que generalmente son minutos y segundos (Figura 8.3, a y b), o bien décimas de grado (Figura 8.3, c y d).

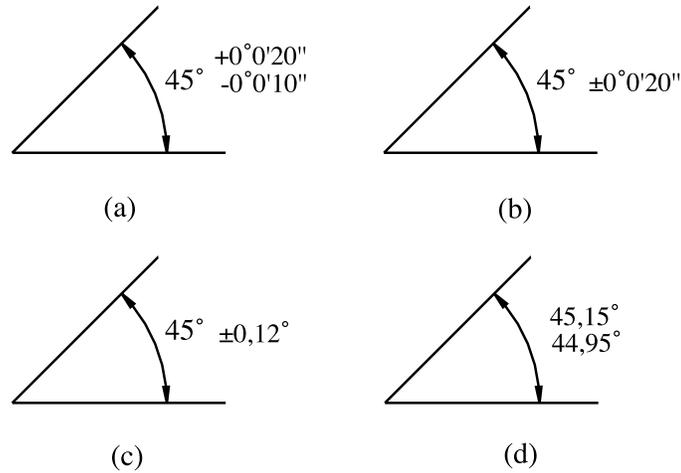


Figura 8.3. Indicación de las tolerancias angulares en los dibujos técnicos.

### 8.2.4. Sistema de tolerancias ISO

El sistema de tolerancias ISO para designación de cotas lineales también es recogido por la norma UNE. La nomenclatura de los símbolos que utiliza presenta tres componentes diferenciados, cada uno con una función concreta. El primer componente representa la cota nominal. El segundo componente es una letra que indica la posición de la zona de tolerancia en relación con la línea cero (diferencia fundamental). El tercer y último componente se refiere a la calidad de la tolerancia.

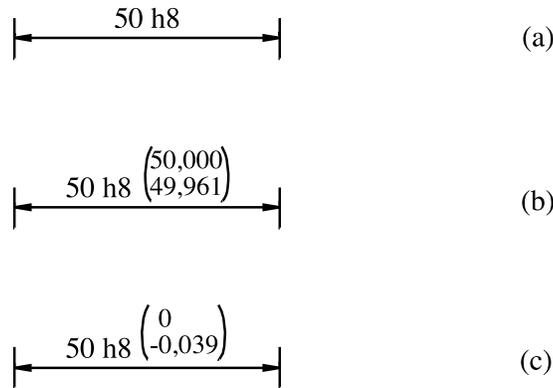


Figura 8.4. Indicación de los símbolos ISO en las tolerancias dimensionales lineales.

La notación recogida por UNE para especificar las tolerancias dimensionales mediante símbolos ISO aparece en la figura 8.4 (a). Si queremos conseguir una mayor claridad podemos anotar las desviaciones o las medidas límites a continuación de la simbología ISO, aunque siempre entre paréntesis (Figura 8.4, b y c).

#### 8.2.4.1. Calidad de la tolerancia

El concepto de calidad de la tolerancia o índice de tolerancia (IT) está directamente relacionado con el grado de calidad del acabado de la pieza fabricada o precisión de mecanizado. La norma ISO 286 recoge un conjunto de 18 calidades diferentes, designadas con los índices IT01, IT0, IT1, ..., IT16 (Tabla 8.4), de forma que la calidad en el acabado disminuye cuando aumenta el índice de tolerancia. En la tabla 8.5 aparece una descripción muy general del campo de aplicación de cada grupo de índices. Hay que tener en cuenta que una empresa de maquinaria que trabaje con índices de calidad muy bajos (alta calidad) ofrecerá productos mejor acabados, aunque también con un mayor coste. Esto hace necesario el encontrar un cierto equilibrio entre la funcionalidad de los elementos de maquinaria diseñados y su calidad mínima requerida.

M (mm)	CALIDADES DE LA TOLERANCIA																	
	IT 01	IT 0	IT 1	IT 2	IT 3	IT 4	IT 5	IT 6	IT 7	IT 8	IT 9	IT 10	IT 11	IT 12	IT 13	IT 14	IT 15	IT 16
≤3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600
3 a 6	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750
6 a 10	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900
10 a 18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100
18 a 30	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300
30 a 50	0,6	1	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600
50 a 80	0,8	1,2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900
80 a 120	1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200
120 a 180	1,2	2	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500
180 a 250	2	3	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900
250 a 315	2,5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200
315 a 400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600
400 a 500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000

Tabla 8.4. Valores de las zonas de tolerancia (micrómetros) en función de la cota nominal (M en mm) y el índice de calidad IT.

Por otra parte, la tolerancia en la fabricación de una pieza dependerá del tamaño de la misma. Evidentemente no es lo mismo un error diametral de 1 mm en la fabricación de un volante de inercia de 300 mm, que ese mismo error en un eje transmisor de potencia de 30 mm. El error porcentual cometido en uno y otro caso es del 0,33% y el 3,33% respectivamente. Este principio queda recogido en la norma ISO según muestra la tabla 8.4, donde se ha realizado una partición en grupos de dimensiones nominales para cotas comprendidas entre 0 y 500 mm. Podemos observar como cuando aumenta la cota nominal se incrementa la tolerancia para un mismo índice IT.

Índices IT	01 0 1 2 3 ejes 01 0 1 2 3 4 agujeros	4 - 11 ejes 5 - 11 agujeros	>11
Aplicaciones	Calibres y piezas de alta precisión	Piezas mecanizadas para ser ajustadas. Fabricación de maquinaria	Fabricación de piezas aisladas o no ajustadas. Piezas laminadas, estiradas, forjadas o fundidas

Tabla 8.5. Campos de aplicación de los índices de calidad o grados de tolerancia.

### 8.2.4.2. Posición de la zona de tolerancia

Al igual que la norma ISO establece distintos grados de tolerancia para cada aplicación concreta, también regula una serie de posiciones de la zona de tolerancia respecto a la línea cero. Estas posiciones se definen en función de la diferencia fundamental superior o inferior, empleándose letras minúsculas para ejes y mayúsculas para agujeros (Figuras 8.5 y 8.6). En total podemos distinguir 28 situaciones diferentes, siendo el paso de las letras h a j, o H a J, el que marca el uso de las diferencias superiores o inferiores para situar la zona de tolerancia.

En el anexo que acompaña este tema se muestran una serie de tablas donde se recogen los valores numéricos que definen la posición exacta de la zona de tolerancia para cada letra. En algunos casos, esta posición varía con el índice de calidad empleado para una misma letra.

Como ejemplo práctico de utilización del sistema ISO vamos a determinar el significado de un agujero acotado con la siguiente notación:  $\phi 40D8$ . Esto significa que tenemos un agujero (letra mayúscula) de sección circular con un índice de calidad IT igual a 8, y un diámetro de 40 mm. Si observamos la tabla 8.4 y entramos con los valores IT y diámetro podemos deducir que la tolerancia del agujero es de 39 micras. La situación de la zona de tolerancia puede definirse a partir de la tabla 3 del anexo, entrando con el diámetro y la letra D en este caso. Obtenemos el valor de la diferencia inferior, diferencia fundamental, igual a + 80 micras, por lo que el valor del límite superior de la zona de tolerancia vendrá dado por:  $LS = Di + T = 80 + 39 = 119$  micras (Figura 8.7).

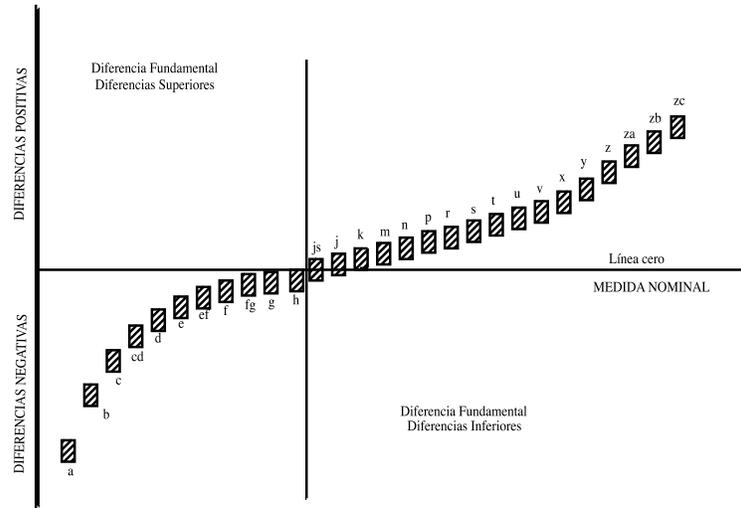


Figura 8.5. Representación gráfica de las diferencias fundamentales en el caso de ejes.

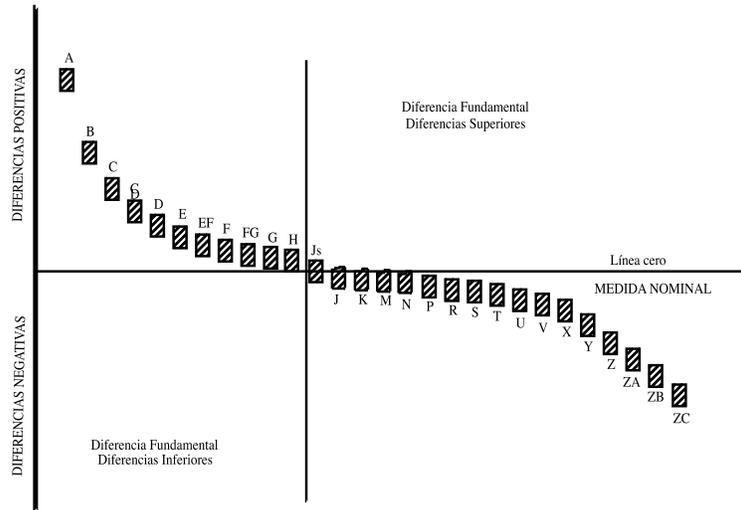


Figura 8.6. Representación gráfica de las diferencias fundamentales en el caso de agujeros.

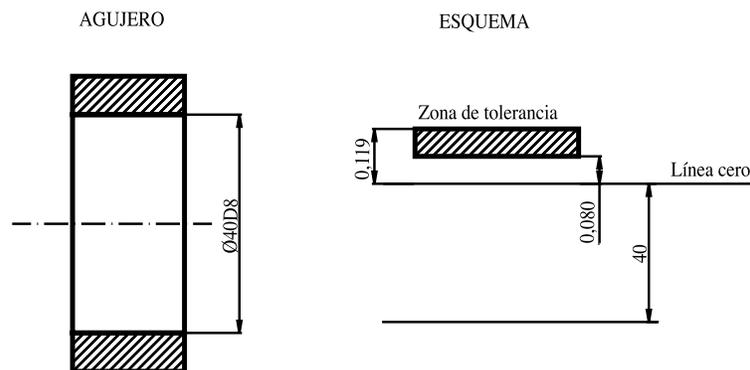


Figura 8.7. Representación de la zona de tolerancia a partir de la notación ISO.

## 8.3. SISTEMAS DE AJUSTE

### 8.3.1. Concepto y clases

El concepto de ajuste puede definirse como el grado de acoplamiento entre dos elementos, cada uno con su tolerancia específica. Por tanto, el estudio del acoplamiento de dos piezas requiere un estudio previo de la situación de la zona de tolerancia de eje y agujero (acoplamiento eje-agujero).

Según las posiciones relativas de la zona de tolerancia de eje y agujero podemos definir tres tipos de ajustes (Figura 8.8):

– Ajustes móviles o con juego.

Son ajustes con holgura, es decir, el eje gira libremente y sin rozamiento dentro del agujero. Para ello, el juego mínimo ( $J_{min}$ ), o diferencia entre la medida mínima del agujero y la máxima del eje debe ser positiva. El juego máximo ( $J_{max}$ ) se determina como la diferencia entre la medida máxima del agujero menos la mínima del eje, y representa la holgura máxima que podríamos obtener en el acoplamiento. Se denomina Tolerancia del Juego (TJ) a la diferencia entre el juego máximo y el juego mínimo, valor que coincide con la suma de las tolerancias de eje y agujero.

– Ajustes fijos o con apriete.

Son ajustes en los que el eje entra en el agujero de forma forzada y con rozamiento, de tal forma que giran solidarios. Para ello, el apriete mínimo ( $A_{min}$ ), o diferencia entre la medida mínima del eje y máxima del agujero debe ser positiva. El apriete máximo ( $A_{max}$ ) se determina como la diferencia entre la medida máxima del eje y la mínima del agujero. Se denomina Tolerancia del Apriete (TA) a la diferencia entre el apriete máximo y el apriete mínimo, valor que coincide con la suma de las tolerancias de eje y agujero. En este tipo de ajustes es necesario, dependiendo del apriete buscado, montar el acoplamiento a mano, con mazos, o incluso con una prensa. Cuando el apriete es muy elevado se opta por calentar alguna de las piezas antes del acoplamiento, o bien tallar un cono de entrada en el eje.

– Ajustes indeterminados.

Son aquellos en los que el ajuste resultante al montar las piezas puede resultar con juego o con apriete. Se denomina Tolerancia del ajuste Indeterminado a la suma del juego máximo y apriete máximo, valor que coincide con la suma de las tolerancias de eje y agujero.

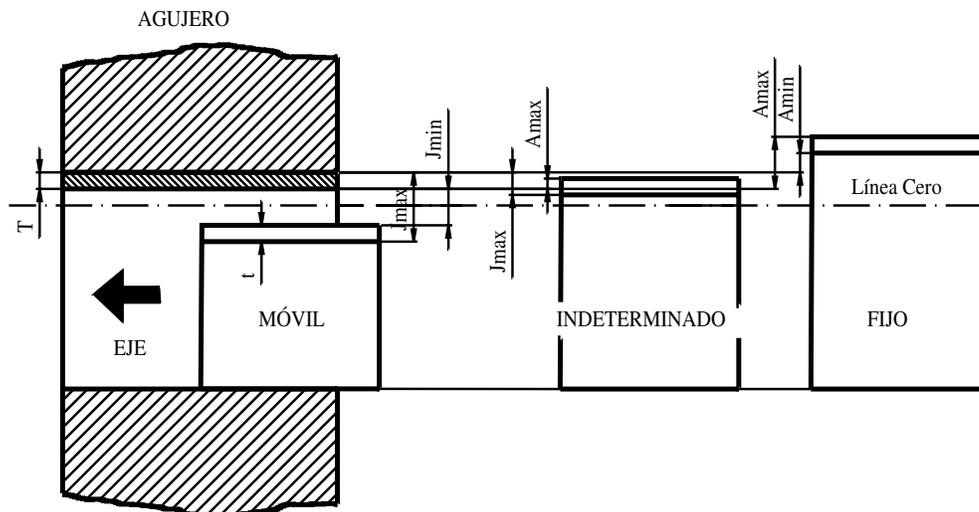


Figura 8.8. Clases de ajustes.

### 8.3.2. Indicación de tolerancias en dibujos de conjunto

La norma UNE 1120/96 especifica la indicación de las tolerancias en los dibujos de conjunto, según se recoge en la figura 8.9. La utilización de los símbolos ISO requiere una representación tal y como se expone en los apartados a y b. Si fuera necesario indicar los valores numéricos de las desviaciones, éstos deben colocarse entre paréntesis (c), según lo especificado en apartados anteriores. Por último, también puede consignarse la información referente al acoplamiento sin el empleo de la simbología ISO, tal y como aparece en los apartados d y e. Es necesario diferenciar claramente la cota que se refiere al agujero y la que se refiere al eje.

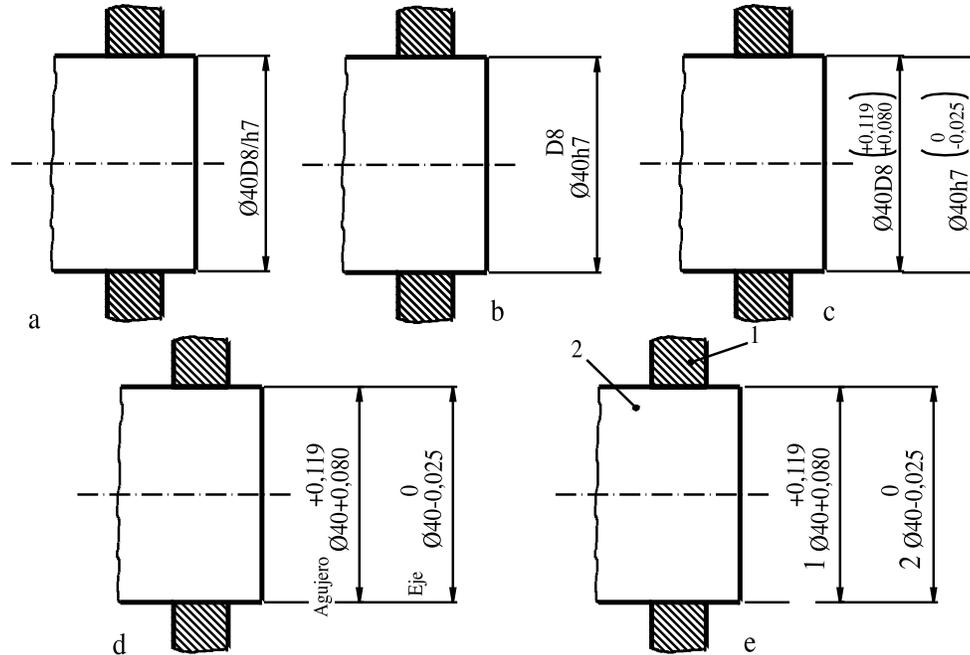


Figura 8.9. Indicación de tolerancias en dibujos de conjunto.

### 8.3.3. Sistemas ISO de ajuste

Como podemos deducir de lo expuesto hasta ahora, para conseguir un ajuste eje-agujero pueden emplearse una gran cantidad de combinaciones. Esto representa, a la vez que una ventaja, un ligero inconveniente, y es la falta de normalización de los sistemas de ajuste empleados en la fabricación de mecanismos. ISO percibe este problema y propone la utilización de sólo dos sistemas de ajuste, los denominados de agujero único o agujero base, y de eje único o eje base. Estos sistemas de ajuste son una serie sistemática de acoplamientos objeto de determinadas combinaciones de zonas de tolerancia.

#### 8.3.3.1. Agujero Único

Se emplea generalmente en la fabricación de máquinas, automóviles, herramientas, y es el más usado en la industria moderna. Esto es debido a que en el caso de agujero único se mecaniza el eje para adaptarlo al tipo de ajuste deseado, fijando la posición de la zona de tolerancia del agujero de forma que su diferencia inferior sea cero, es decir, hablamos de una posición H (Figura 8.10,a). La mecanización de ejes mediante máquinas-herramienta es más fácil que la de agujeros, lo que permite entender la preferencia en el uso de este sistema de ajuste. Muchos elementos de máquinas vienen perfectamente normalizados en cuanto a su tolerancia, por ejemplo los rodamientos, por lo que sólo se determinará la tolerancia necesaria en el mecanizado del eje que encaje en ellos.

### 8.3.3.2. Eje Único

Se emplea en casos concretos de mecánica de precisión, o bien cuando hemos comprado en otra empresa elementos como pasadores, chavetas, etc., y no queremos retocarlos. El sistema de eje único fija la posición del eje de forma que su diferencia superior sea cero, es decir, situación  $h$  (Figura 8.10,b). Variando la zona de tolerancia del agujero mediante su mecanizado (posición y valor) podemos obtener los diferentes tipos de ajustes.

### 8.3.3.3. Sistema mixto

Es un sistema en el que se evitan las posiciones  $H$  y  $h$  de agujero y eje, aunque sólo se recomienda cuando no se pueden emplear los sistemas de agujero o eje único.

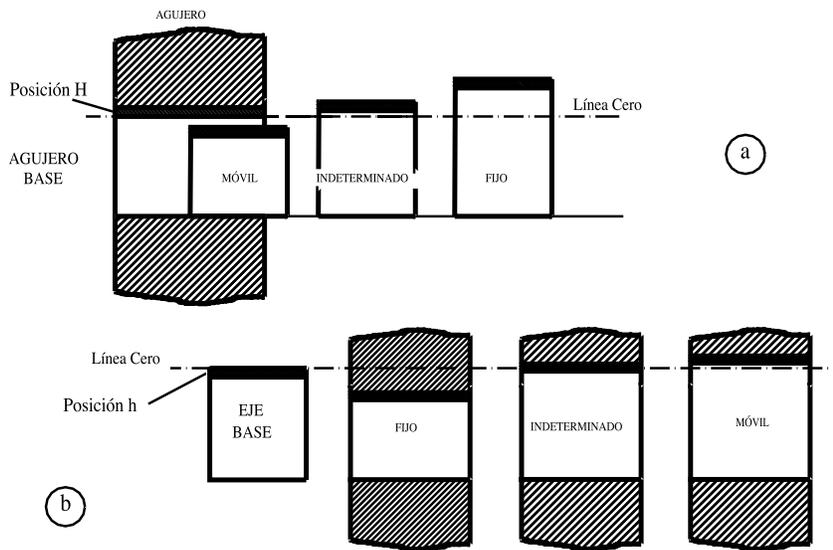


Figura 8.10. Sistemas de ajuste. a) Agujero Único. b) Eje Único.

### 8.3.4. Utilización de los ajustes

Como es lógico, una empresa no puede disponer de recursos para conseguir fabricar cualquier calibre con todos los grados de calidad. Esto sería excesivamente costoso. Por ello, se suelen escoger los ajustes estrictamente necesarios para abarcar el campo de fabricación de la empresa.

Contando con la experiencia del fabricante, factor de especial importancia, se pueden dar algunas recomendaciones generales para la selección del sistema de ajuste de un determinado mecanismo. Algunas variables que es preciso tener en cuenta son:

- Material de las piezas.
- Estado superficial. Es contradictorio el fabricar una pieza con una tolerancia muy baja, si vamos a mecanizar su superficie con una rugosidad muy alta (ver tema 9).
- Matriz de esfuerzos que va a soportar el acoplamiento.
- Temperatura en reposo y en funcionamiento. Es un factor de importancia, debido a las dilataciones que va a experimentar el material. La alineación de los ejes de las piezas hembra y macho debe conocerse con exactitud, sobre todo en acoplamientos móviles. En este caso, el estudio de las tolerancias de forma y posición debe ser riguroso.
- Velocidad de funcionamiento, desgaste y lubricación. Todas estas variables suelen considerarse en conjunto, siendo de especial relevancia en ajustes móviles. En ajustes fijos deberemos tener muy en cuenta los aprietes mínimo y máximo. El primero será empleado básicamente para el diseño de la resistencia a esfuerzos axiales y momentos de torsión, mientras que el segundo servirá como parámetro de en-

trada en el cálculo de las tensiones admisibles por el material (espesores, ejes huecos o macizos, longitud de la pieza hembra, etc.) y las necesidades de presión para el montaje y desmontaje del acoplamiento.

– Hay que huir de buscar un acoplamiento con una calidad muy alta, ya que también va a ser un ajuste más caro. Como decíamos al principio de este capítulo, es necesario acogerse a una calidad suficiente, y solo suficiente, para la funcionalidad del mecanismo diseñado.

– Si es posible, los índices de tolerancia no deben variar en más de dos unidades entre eje y agujero.

En la tabla 8.6 se presentan algunas aplicaciones recomendadas de los ajustes.

Tipo de Ajuste	Agujero Único		Eje Único		Clase	Características	Ejemplos de Aplicación	
	Ag.	Ej.	Ag.	Ej.				
Preciso o Fino	H7	s6/r6	S7/R7	h6	Prensado	Montaje a presión sin necesidad de seguro de giro	Casquillos y coronas de bronce, acoplamientos en extremos de ejes, engranajes de máquinas	
		n6	N7		Muy forzado. Montaje a martillo	Montaje complicado Necesidad de seguro de giro	Casquillos de bronce, manguitos en cubos	
		k6	K7		Forzado medio. Montaje a martillo	Necesita seguro de giro y de deslizamiento	Rodamientos, discos de levas, poleas y volantes, manivelas	
		j6	J7		Forzado ligero. Montaje a mano	Necesita seguro de giro y de deslizamiento	Elementos de máquinas herramienta u otros con alta frecuencia de montaje-desmontaje	
		h6	H7		Deslizante	Necesidad de Lubricación	Engranajes, piezas de máquinas herramienta	
		g6	G7		Giratorio sin juego apreciable	Juego pequeño de rodamientos	Émbolos de freno, bridas, anillos	
		f7	F8		Giratorio con poco juego	Juego mediano	Cojinetes de bielas ruedas dentadas, cajas de cambio	
Nivel medio de precisión	H8	h9	H9	h9	Deslizante	Sin lubricación	Poleas fijas, manivelas acoplamientos deslizantes sobre ejes	
		e8	E9		Giratorio	Juego mediano	Piezas de motores, bombas, ventiladores (bielas, cojinetes, etc.)	
		d9	D10		Giratorio	Mucho juego	Soportes de ejes	
Acabado Basto	H11	c11	C11	h9	Holgado		<b>Cojinetes de maquinaria agrícola</b>	
		h11	H11		h11	Deslizante	Ajustes ordinarios	<b>Piezas varias de maquinaria agrícola</b>
		d9	D10			Giratorio	Juego mediano	Ejes de movimiento longitudinal, aros, palancas y manivelas desmontables
		e11	E11			Holgado	Mucho juego	Cojinetes de máquinas domésticas
		a11	A11			Muy holgado	Juego muy amplio	Piezas de locomotoras, cojinetes de ejes de freno, avellanados, taladro de tornillos

Tabla 8.6. Aplicaciones recomendadas de ajustes. Fuente: Leiceaga Baltar, 1986.

## 8.4. INTRODUCCIÓN A LAS TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS

Un mal mantenimiento o desgaste de las máquinas-herramienta puede ocasionar errores en la ejecución de taladros, mecanizado de curvas o superficies, etc. Si estos errores rebasan unos límites predeterminados podemos encontrarnos con dificultades en el ajuste o montaje de mecanismos de maquinaria agrícola compuestos por varios elementos. Estos errores no están relacionados con las dimensiones lineales o angulares del contorno de una pieza (longitud, diámetro o ángulo entre dos aristas), lo que en apartados anteriores denominábamos tolerancias dimensionales, sino con la definición de su propia geometría.

Podemos distinguir dos tipos de tolerancias geométricas, las relacionadas con la forma de una línea o superficie de la pieza, y las que tienen que ver con la posición relativa de dos o más elementos de la misma, es decir, tolerancias de forma y posición.

La norma UNE 1121-1-91 sobre tolerancias geométricas (tolerancias de forma, orientación, posición y oscilación), y otras normas complementarias que la desarrollan (UNE-EN 22768, UNE 1121-2-95, UNE 1121-2-96-1M, UNE 1128-95), regula las definiciones, símbolos e indicaciones en los dibujos técnicos de este tipo de tolerancias, que, por otra parte, sólo deben incluirse en los planos cuando sean absolutamente imprescindibles por requisitos de funcionalidad, intercambiabilidad y fabricación de piezas y mecanismos. En esta segunda parte del tema 8 nos planteamos introducir al lector, de modo muy resumido, en el complejo mundo de la aplicación de las tolerancias geométricas en el dibujo técnico, campo en el que últimamente existe una gran actividad normalizadora debido a sus importantes aplicaciones en los procesos de diseño y fabricación industrial.

Como definición general de tolerancia geométrica podemos citar la que recoge la propia norma mencionada: “Una tolerancia geométrica aplicada a un elemento define la zona de tolerancia dentro de la cual el elemento (superficie, eje o plano de simetría) debe estar contenido”. La zona de tolerancia geométrica puede presentar un carácter bidimensional o tridimensional. Por ejemplo, puede estar designada por una superficie circular, por una corona circular, por una superficie limitada por dos líneas paralelas, por el espacio limitado por dos cilindros coaxiales, por el espacio entre dos planos paralelos o el espacio limitado por un paralelepípedo. Si nos movemos dentro de esta zona de tolerancia, el elemento puede adoptar cualquier posición, sin que esta irregularidad incida significativamente en el proceso de montaje del mecanismo.

### 8.4.1. Indicación de las tolerancias geométricas en los dibujos

La indicación de las tolerancias geométricas en los dibujos técnicos se consigue mediante el uso de la simbología mostrada en las figuras 8.11, para tolerancias de forma, y 8.12, para las tolerancias de posición.

<u>TOLERANCIA DE:</u>	<u>SÍMBOLO:</u>
RECTITUD	—
PLANICIDAD	
REDONDEZ	
CILINDRICIDAD	
FORMA DE UNA LÍNEA	
FORMA DE UNA SUPERFICIE	

Figura 8.11. Símbolos de las tolerancias geométricas de forma.

TOLERANCIA DE:		SÍMBOLO:
ORIENTACIÓN	PARALELISMO	//
	PERPENDICULARIDAD	⊥
	INCLINACIÓN	∟
SITUACIÓN	POSICIÓN	⊕
	COAXIALIDAD	⊙
	SIMETRÍA	≡
OSCILACIÓN	CIRCULAR	↗
	TOTAL	↗↘

Figura 8.12. Símbolos de las tolerancias geométricas de orientación, posición y oscilación.

Las indicaciones de tolerancias geométricas y su simbología correspondiente se colocan dentro de cajas rectangulares como las que muestra la figura 8.13 (a). En el primer casillero se dispone el símbolo de tolerancia geométrica (rectitud, planicidad, paralelismo, etc.), mientras que en el segundo casillero se indica el valor numérico de la tolerancia, por defecto en milímetros. En tercer lugar se coloca la letra o letras que identifican el elemento o elementos de referencia en sucesivos casilleros (eje, plano medio, superficie,...). En la figura 8.13 (a) se especifica una tolerancia de rectitud del eje de 0.1 mm, cilindro de tolerancia donde debe estar el eje una vez fabricado. Por otra parte se ha indicado una tolerancia de perpendicularidad entre la base de un extremo del eje y su eje de simetría de 0.2 mm. Obsérvese como el elemento de referencia, eje de simetría designado por A, queda perfectamente especificado según norma UNE 1128-95.

A veces es necesario especificar más de una tolerancia sobre un mismo elemento. En este caso se indicarán las sucesivas tolerancias tal y como muestra la figura 8.13 (b). El elemento de referencia, en nuestro caso el eje de simetría de la pieza, puede indicarse mediante cualquiera de las notaciones de las figuras 8.13 (b) u 8.13 (c), dejando a elección del autor del diseño el relleno o no de la flecha de referencia.

Las cotas teóricamente exactas, que no son objeto de tolerancias geométricas, se consignan rodeadas de un recuadro (Figura 8.13, d).

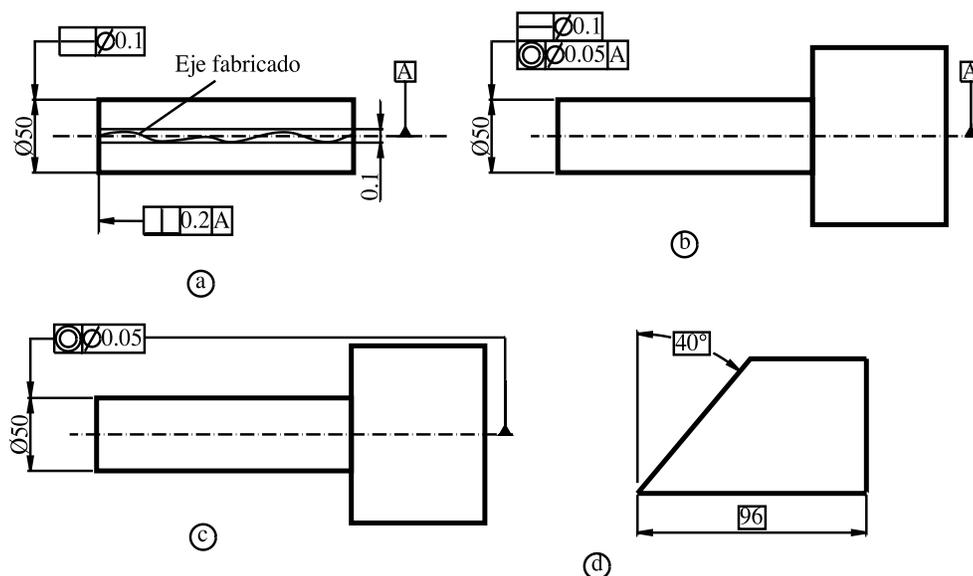


Figura 8.13. Indicación de las tolerancias geométricas en el dibujo técnico.

En algunas ocasiones es necesario precisar a qué longitud del elemento se aplica una determinada tolerancia geométrica, entendiéndose esa longitud medida en cualquier posición. En este caso, la longitud parcial del elemento a la que se refiere la tolerancia debe consignarse en la casilla donde se coloca el valor numérico de la misma (Figura 8.14). Si la tolerancia del elemento completo fuera distinta de la de su longitud parcial debe especificarse tal y como aparece en la figura 8.14. Por último, si la tolerancia se aplica a una parte concreta del elemento, no para cualquier posición, debe indicarse con una línea gruesa trazo-punto perfectamente acotada.

También es posible la acotación simplificada de varios elementos repetidos, por ejemplo de taladros realizados en una chapa (Figura 8.14). En nuestro caso hemos combinado la indicación de las tolerancias dimensionales y geométricas de posición.

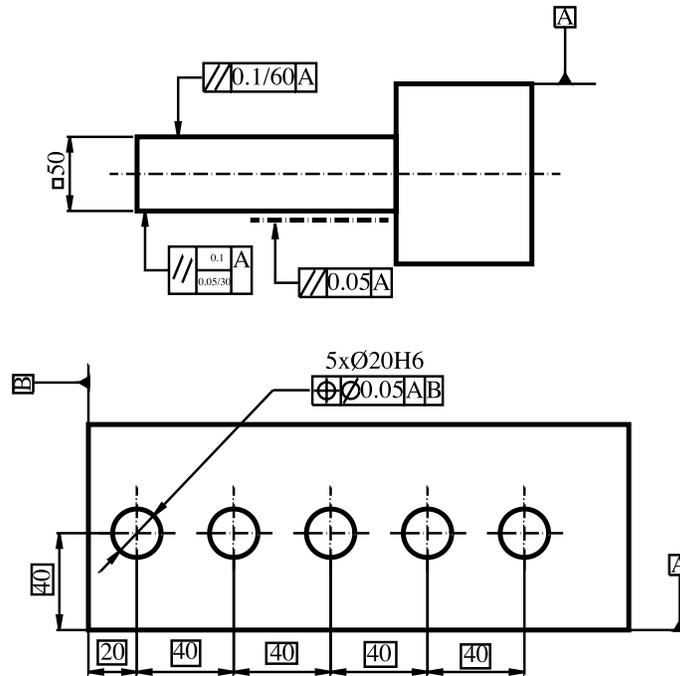


Figura 8.14. Indicación de tolerancias geométricas con especificaciones restrictivas y consignación de tolerancias en elementos repetidos.

En operaciones de control de calidad o verificación de una pieza se emplean puntos, líneas o superficies (rectangulares o circulares) de la misma como base de referencia en las mediciones de comprobación. Es lo que se denominan referencias parciales (UNE 1128-95), indicadas en los dibujos según se puede observar en la figura 8.15.

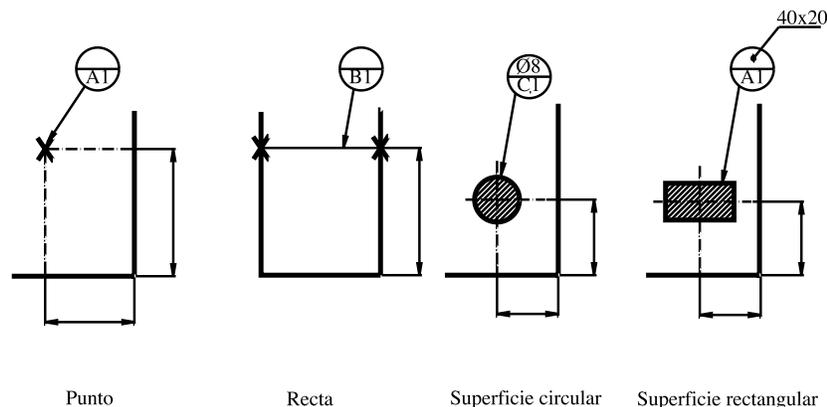


Figura 8.15. Indicación de referencias parciales.

A continuación mostramos algunos ejemplos de tolerancias geométricas comentados (Félez y Martínez, 1995). En la norma UNE 1121-91 se recogen la mayoría de los casos e interpretaciones de las tolerancias geométricas, por lo que recomendamos al lector su estudio detallado para aclarar posibles dudas.

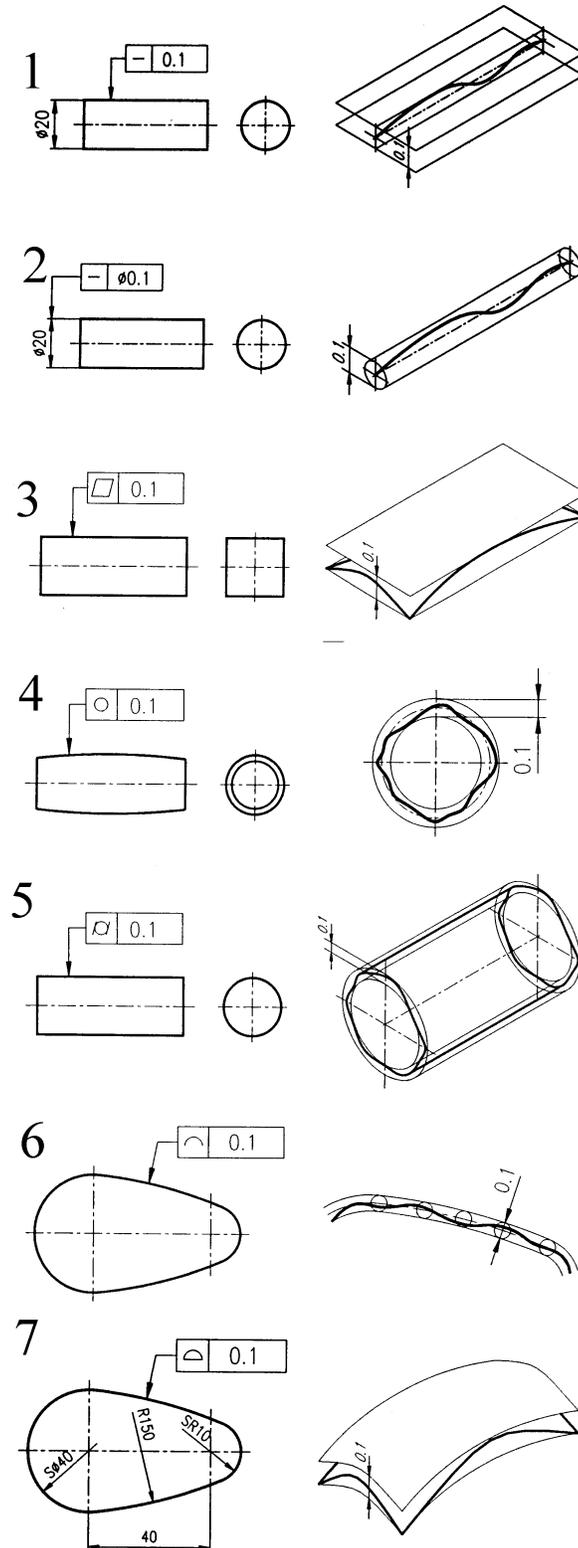


Figura 8.16. Ejemplos de tolerancias geométricas.

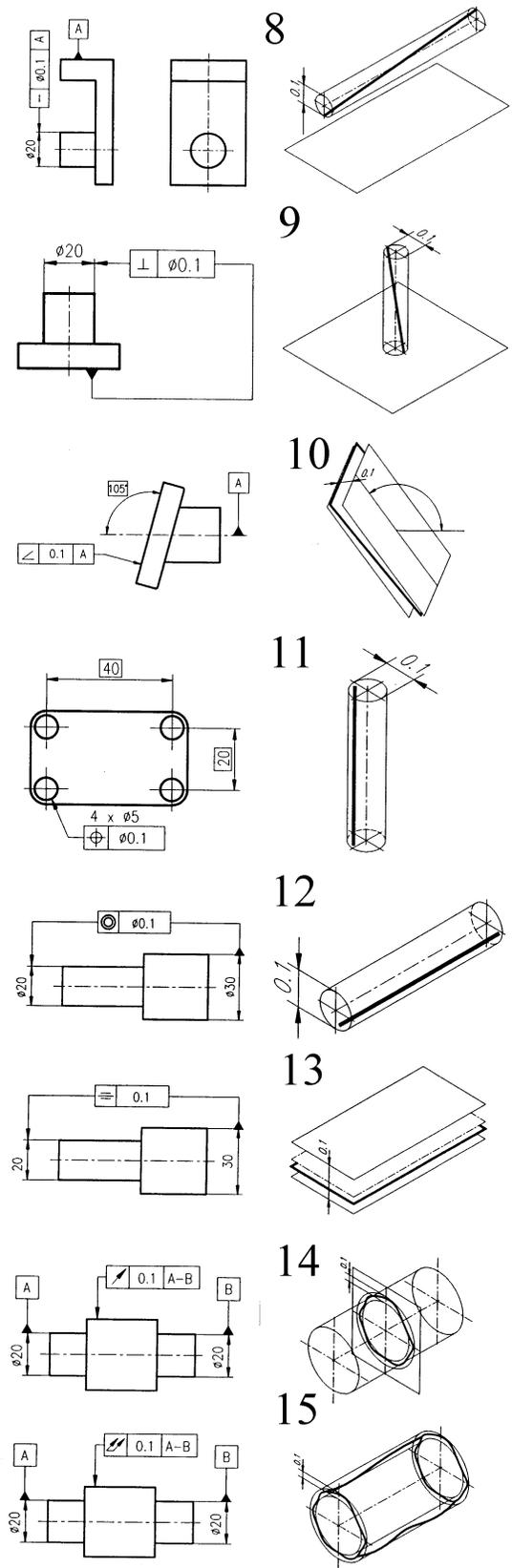


Figura 8.17. Ejemplos de tolerancias geométricas.

Comentarios sobre las figuras 8.16 y 8.17:

Figura 8.16 (1). En la tolerancia de rectitud se considera que una generatriz arbitraria del cilindro fabricado es recta cuando puede incluirse dentro de dos planos paralelos que equidistan la tolerancia especificada.

Figura 8.16 (2). Cuando la tolerancia de rectitud se aplica al eje de revolución del cilindro, éste debe estar contenido en una zona de tolerancia cilíndrica de diámetro el indicado por su valor numérico.

Figura 8.16 (3). La planicidad de una superficie no rebasa la indicada por la tolerancia cuando está comprendida entre dos planos paralelos separados por el valor numérico de la tolerancia.

Figura 8.16 (4). Se considera redonda a una sección transversal de un cilindro cuando su contorno queda contenido en una corona circular con una diferencia de radios igual a la tolerancia.

Figura 8.16 (5). La superficie exterior de un cilindro es considerada cilíndrica si se encuentra comprendida entre las superficies de dos cilindros coaxiales que presentan una diferencia de radios igual a la tolerancia.

Figura 8.16 (6). El contorno o forma final de una línea de una pieza es aceptable si se encuentra comprendida entre dos contornos envolventes de círculos con centros situados en el contorno nominal y de diámetro la tolerancia.

Figura 8.16 (7). La forma de una superficie es aceptable después de su mecanizado cuando se encuentra comprendida entre dos superficies envolventes de esferas cuyos centros se sitúan sobre la superficie nominal y de diámetro la tolerancia.

Figura 8.17 (8). Se considera que el eje de un elemento es paralelo a un plano designado como referencia cuando se sitúa dentro del cilindro de eje coincidente con el nominal y diámetro la tolerancia.

Figura 8.17 (9). Se dice que un elemento es perpendicular a un plano de referencia cuando su eje se sitúa dentro del cilindro de eje el nominal y diámetro la tolerancia.

Figura 8.17 (10). Se dice que una superficie plana cumple la tolerancia de inclinación geométrica cuando se sitúa entre dos planos paralelos entre sí, inclinados la cota angular teóricamente exacta especificada y cuya separación coincide con la tolerancia.

Figura 8.17 (11). El eje de un taladro se encuentra aceptablemente posicionado cuando se sitúa dentro de un cilindro de diámetro igual a la tolerancia y eje definido por las cotas teóricamente exactas.

Figura 8.17 (12). Se dice que un eje es coaxial con respecto a otro de referencia cuando se encuentra situado dentro de un cilindro de diámetro la tolerancia y eje coincidente con el de referencia.

Figura 8.17 (13). El plano medio del elemento resulta en una posición simétrica respecto al de referencia cuando se encuentra limitado por dos planos paralelos separados la tolerancia y simétricos respecto al plano de referencia.

Figura 8.17 (14). En una oscilación circular, se considera correcta la ejecución de la pieza si en cualquier sección transversal encontramos que la oscilación del radio está comprendida entre la tolerancia especificada para una vuelta completa.

Figura 8.17 (15). En el caso de oscilación total, la pieza es geoméricamente aceptable si la oscilación del radio en cualquier punto de la superficie es inferior a la tolerancia en una vuelta completa.

## 8.4.2. Tolerancias generales geométricas

Al igual que en el apartado 8.2.2, y por el mismo motivo, también existe una notación general para la indicación de tolerancias generales geométricas en los dibujos técnicos. La norma UNE-EN ISO 22768-2-94 (ISO 2768-2-89) recoge las designaciones y valores de tolerancias geométricas generales a las que se puede acoger una empresa en función de la precisión de mecanizado lograda en su taller.

Esta norma únicamente es de aplicación en algunos casos particulares de tolerancias geométricas de elementos aislados o asociados:

### 8.4.2.1. Elementos aislados

– Rectitud y planitud.

La tolerancia en cada caso, tabla 8.7, será seleccionada en función de la longitud de la línea correspondiente (rectitud) o de la magnitud de la dimensión lateral mayor de la superficie (planitud). Si la superficie es circular, la magnitud de entrada será su diámetro.

– Redondez.

La tolerancia de redondez será la correspondiente a la tolerancia del diámetro de la superficie circular, aunque nunca debe ser superior al valor correspondiente a la tolerancia de oscilación circular radial indicada en la tabla 8.10.

Clases de tolerancia	Tolerancias de rectitud y planitud por campos de longitudes nominales (mm)					
	hasta 10	más de 10 hasta 30	más de 30 hasta 100	más de 100 hasta 300	más de 300 hasta 1000	más de 1000 hasta 3000
H	0,02	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4
K	0,05	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8
L	0,1	0,2	0,4	0,8	1,2	1,6

Tabla 8.7. Tolerancias generales de rectitud y planitud.

### 8.4.2.2. Elementos asociados

– Paralelismo.

Se tomará el valor máximo entre la tolerancia dimensional o la tolerancia de rectitud/planitud de la tabla 8.7, tomando como magnitud de entrada la longitud mayor de los dos elementos asociados.

– Perpendicularidad.

Para determinar la tolerancia de perpendicularidad entre dos ejes que deben formar un ángulo recto entraremos en la tabla 8.8 con una longitud nominal igual a la longitud mayor de los dos ejes asociados.

– Simetría.

Para establecer la tolerancia geométrica de simetría entre dos elementos se usará la tabla 8.9, tomando como longitud nominal la longitud del mayor de los elementos asociados.

– Oscilación circular.

Las tolerancias generales de oscilación circular (radial, axial y de superficies de revolución) aparecen en la tabla 8.10. Si existieran superficies portantes indicadas deben tomarse éstas como referencia. En caso contrario se elegirá como referencia el elemento de mayor longitud.

Clases de tolerancia	Tolerancias de perpendicularidad por campos de longitudes nominales (mm)			
	hasta 100	más de 100 hasta 300	más de 300 hasta 1000	más de 1000 hasta 3000
H	0,2	0,3	0,4	0,5
K	0,4	0,6	0,8	1
L	0,6	1	1,5	2

Tabla 8.8. Tolerancias generales de perpendicularidad.

Clases de tolerancia	Tolerancias de simetría por campos de longitudes nominales (mm)			
	hasta 100	más de 100 hasta 300	más de 300 hasta 1000	más de 1000 hasta 3000
H	0,5			
K	0,6	0,8	1	
L	0,6	1	1,5	2

Tabla 8.9. Tolerancias generales de simetría.

Clases de tolerancia	Tolerancias de oscilación circular (mm)
H	0,1
K	0,2
L	0,5

Tabla 8.10. Tolerancias generales de oscilación.

Al igual que las tolerancias generales dimensionales lineales y angulares, las tolerancias generales geométricas deben indicarse en el casillero del plano, en el recuadro donde se hace referencia a las tolerancias generales utilizadas. Por ejemplo, si hemos empleado una tolerancia dimensional tipo c, y una tolerancia geométrica tipo H, anotaremos: ISO 2768-cH.

## 8.5. RELACIÓN ENTRE LAS TOLERANCIAS DIMENSIONALES Y GEOMÉTRICAS

La indicación de tolerancias dimensionales y geométricas es totalmente independiente. Puede darse el caso de que un elemento cumpla una vez fabricado la tolerancia dimensional, pero no la geométrica, y viceversa. Por ejemplo, en la figura 8.18 se presenta un eje que cumple las tolerancias dimensionales de diseño, aunque no las geométricas.

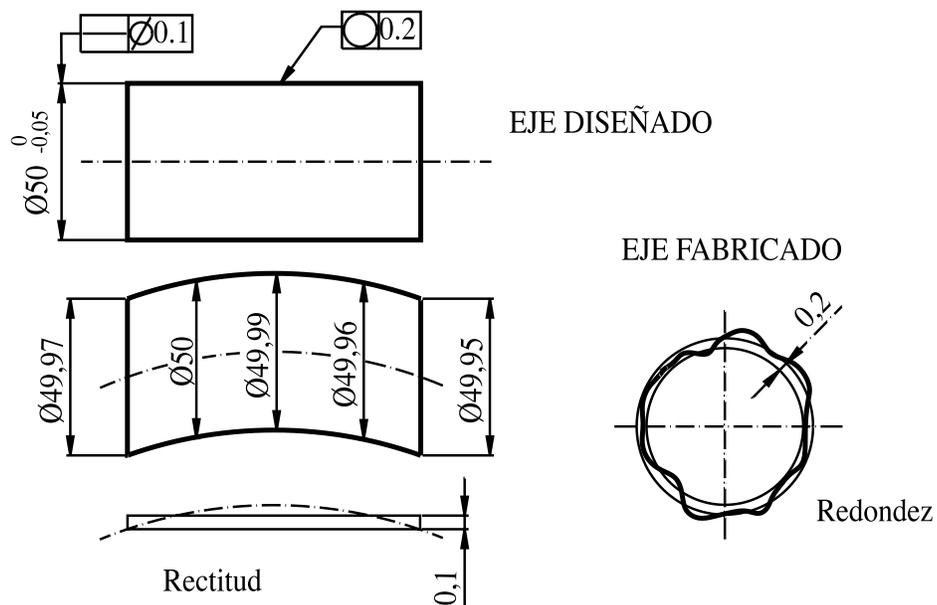


Figura 8.18. Indicación de tolerancias dimensionales y geométricas en un eje cilíndrico.

Puede observarse como el diámetro de cualquier sección del eje se encuentra dentro de la zona de tolerancia dimensional. Sin embargo, las tolerancias geométricas de rectitud del eje y redondez de diseño se encuentran claramente rebasadas en la ejecución final de la pieza, por lo que no sería aceptable desde este punto de vista.

Este principio de independencia entre tolerancias dimensionales y geométricas es recogido expresamente por la norma UNE 1149-90. A pesar de esta teórica independencia, podemos encontrar casos en los que sí ha de existir cierto tipo de relación entre las tolerancias dimensionales y geométricas, sobre todo cuando se requiere para una adecuada funcionalidad del mecanismo diseñado.

Los métodos que relacionan ambas tolerancias son los siguientes:

a) Principio de máximo material.

Se aplica a elementos que van a acoplarse entre sí, con la idea de garantizar su perfecto ajuste o montaje. Las condiciones más desfavorables para que se produzcan problemas en un acoplamiento eje-agujero surgen cuando ambas piezas se fabrican con el máximo material posible que permiten sus tolerancias dimensionales (Condición de máximo material, CMM). Esto sucede en el caso del eje cuando se fabrica con su diámetro máximo (límite superior), y en el caso del agujero cuando se fabrica con su diámetro mínimo (máximo material) (Figura 8.19). El principio de máximo material sólo se aplica a tolerancias de orientación, situación y rectitud de ejes y planos medios de los elementos que se acoplan.

b) Requisito de la envolvente.

Delimita la pieza a fabricar mediante una envolvente de la misma en condiciones de máximo material que no debe sobrepasarse. Evidentemente se aplica a tolerancias de forma, definiendo la forma extrema del objeto, la correspondiente a la tolerancia dimensional de máximo material.

c) Principio de mínimo material.

Se aplica con el objetivo de garantizar el espesor mínimo de la pieza de cara a evitar problemas de rotura o fatiga por disminución de la resistencia mecánica de diseño. Al igual que en el caso de máximo material, es aplicable a tolerancias de situación y orientación de elementos que forman parte de un conjunto. Se dice que un elemento está en condiciones de mínimo material (CmM), cuando se fabrica con la menor cantidad de material posible que permiten sus tolerancias dimensionales (Figura 8.19).

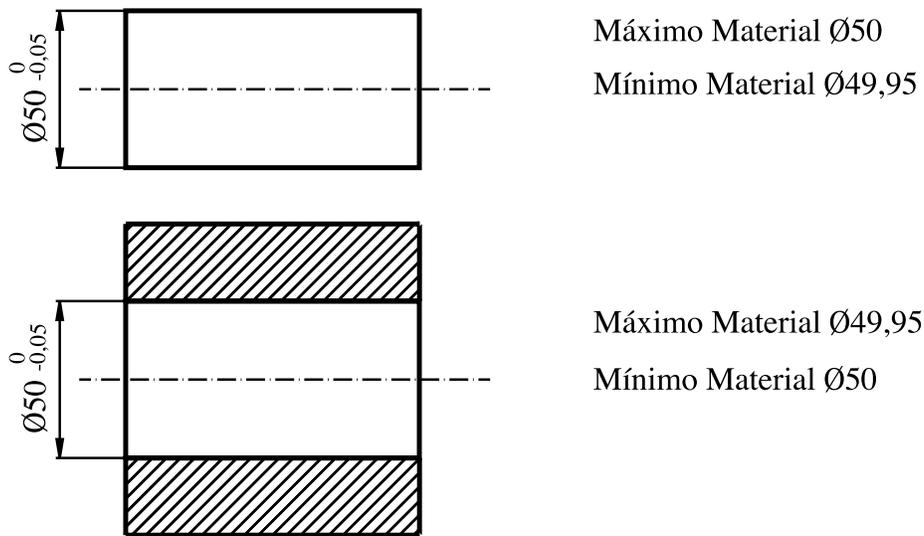


Figura 8.19. Principio de máximo y mínimo material.

Se define como “medida virtual” a la medida de la pieza en condiciones de máximo material más la tolerancia geométrica, caso de ejes o machos, o menos la tolerancia geométrica, en el caso de agujeros o hembras (Figura 8.20).

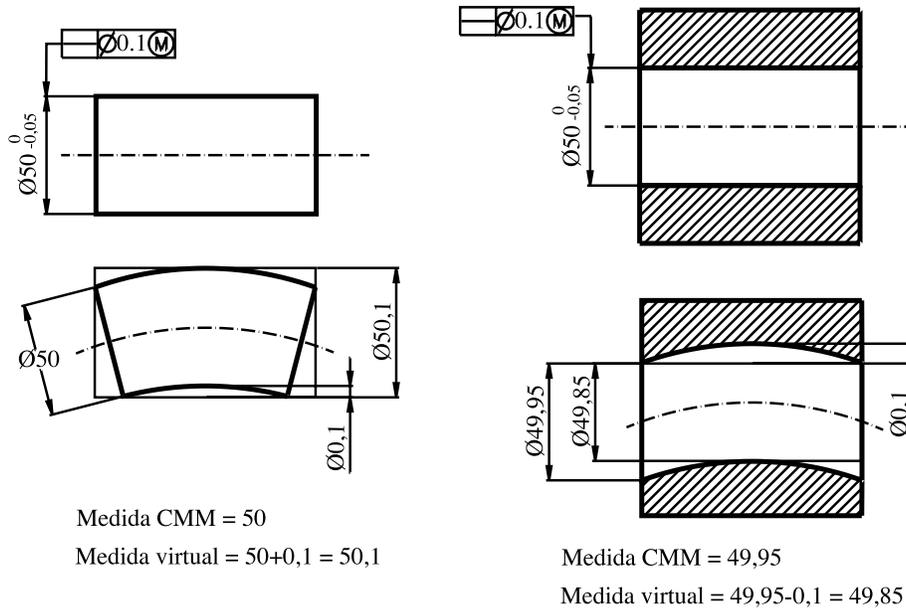


Figura 8.20. Aplicación de medidas virtuales para relacionar a las tolerancias geométricas y dimensionales.

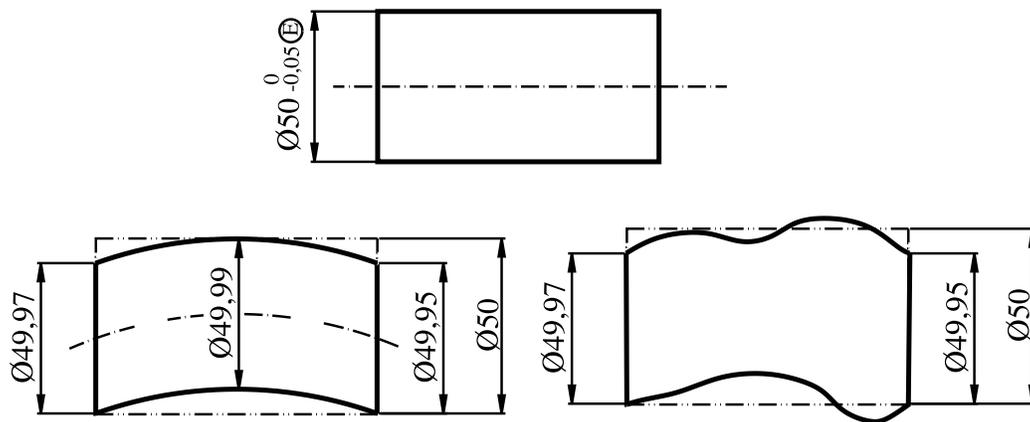


Figura 8.21. Indicación y aplicación del requisito de la envolvente al diseño de un eje.

La indicación del requisito de la envolvente en los dibujos técnicos se aplica según puede observarse en la figura 8.21 (símbolo E). Para que una determinada pieza sea válida según las condiciones de diseño deberá presentar unas medidas de acuerdo con las tolerancias dimensionales, además de que su forma o contorno esté contenido dentro de los límites establecidos por la envolvente perfecta en condiciones de máximo material.

La aplicación del principio de máximo material se indica en los dibujos tal y como se señala en la figura 8.20, con el símbolo M en un círculo. Si observamos con detenimiento la figura 8.20 podemos deducir que para la comprobación del cumplimiento de las tolerancias geométricas por parte del eje, basta con utilizar un calibre hembra (agujero) de mayor longitud que el propio eje, y con un diámetro interno igual a la medida virtual calculada, en nuestro caso 50,1 mm. Si el eje entra en este calibre podemos asegurar

que es aceptable geoméricamente en cuanto a su rectitud. Por supuesto, tendremos que comprobar que además su diámetro se sitúa dentro de la zona de tolerancia marcada por las tolerancias dimensionales.

En el caso del agujero de la figura 8.20, podemos emplear un calibre materializado en un eje, o macho, de diámetro externo igual a la medida virtual calculada, es decir, 49,85 mm. Si el calibre entra dentro del agujero podemos garantizar el respeto a la rectitud de diseño de la pieza.

Esta es una de las aplicaciones prácticas más interesantes del principio de máximo material, es decir, permite valorar errores geoméricos mediante un calibre fijo de diámetro igual a la medida virtual del elemento a verificar.

De forma similar podemos aplicar el principio de mínimo material, en este caso con el objetivo de asegurar el mínimo espesor de la pieza para evitar fracturas o roturas. La indicación en el dibujo se consigna mediante la letra L rodeada de un círculo y situada a continuación de la tolerancia geométrica (Figura 8.22). La condición virtual de mínimo material para un elemento macizo como el eje de la figura 8.22 viene dada por el límite de las posiciones del eje según la tolerancia geométrica de posición en condiciones de mínimo material. En nuestro caso la condición de mínimo material exige un diámetro del eje de 49,95 mm. El diámetro o medida virtual de mínimo material vendrá dada por la sustracción a 49,95 mm de la tolerancia geométrica de posición, 2 mm.

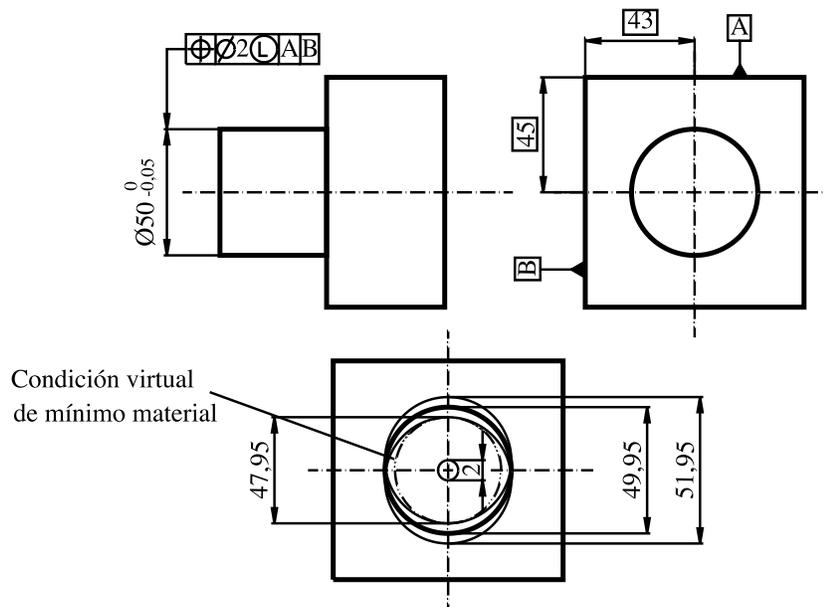


Figura 8.22. Aplicación del principio de mínimo material a un eje macizo.

## ANEXO

Posición	a	b	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h	j			k	
Calidad												5 y 6	7	8	>4 y ≤ 7	<4 y >7
Diferencia fundamental	Diferencia superior ds											Diferencia inferior di				
$m \leq 3$	-270	-140	-60	-34	-20	-14	-10	-6	-4	-2	0	-2	-4	-6	0	0
$3 < m \leq 6$	-270	-140	-70	-46	-30	-20	-14	-10	-6	-4	0	-2	-4	-	+1	0
$6 < m \leq 10$	-280	-150	-80	-56	-40	-25	-18	-13	-8	-5	0	-2	-5	-	+1	0
$10 < m \leq 14$	-290	-150	-95	-	-50	-32	-	-16	-	-6	0	-3	-6	-	+1	0
$14 < m \leq 18$																
$18 < m \leq 24$	-300	-160	-110	-	-65	-40	-	-20	-	-7	0	-4	-8	-	+2	0
$24 < m \leq 30$																
$30 < m \leq 40$	-310	-170	-120	-	-80	-50	-	-25	-	9	0	-5	-10	-	+2	0
$40 < m \leq 50$	-320	-180	-130													
$50 < m \leq 65$	-340	-190	-140	-	-100	-60	-	-30	-	-10	0	-7	-12	-	+2	0
$65 < m \leq 80$	-360	-200	-150													
$80 < m \leq 100$	-380	-220	-170	-	-120	-72	-	-36	-	-12	0	-9	-15	-	+3	0
$100 < m \leq 120$	-410	-240	-180													
$120 < m \leq 140$	-460	-260	-200													
$140 < m \leq 160$	-520	-280	-210	-	-145	-85	-	-43	-	-14	0	-11	-18	-	+3	0
$160 < m \leq 180$	-580	-310	-230													
$180 < m \leq 200$	-660	-340	-240													
$200 < m \leq 225$	-740	-380	-260	-	-170	-100	-	-50	-	-15	0	-13	-21	-	+4	0
$225 < m \leq 250$	-820	-420	-280													
$250 < m \leq 280$	-920	-460	-300	-	-190	-110	-	-56	-	-17	0	-16	-26	-	+4	0
$280 < m \leq 315$	-1050	-540	-330													
$315 < m \leq 355$	-1200	-600	-360	-	-210	-125	-	-62	-	-18	0	-18	-28	-	+4	0
$355 < m \leq 400$	-1350	-680	-400													
$400 < m \leq 450$	-1500	-760	-440	-	-230	-135	-	-68	-	-20	0	-20	-32	-	+5	0
$450 < m \leq 500$	-1650	-840	-480													

Tabla 1. Diferencias fundamentales expresadas en micras aplicables a ejes. La posición js presenta una zona de tolerancia cuyo eje de simetría coincide con la línea cero. La notación "m" se refiere a la medida nominal.

Posición	m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z	za	zb	zc
Calidad	Todas las calidades													
Diferencia fundamental	Diferencia inferior di													
$m \leq 3$	+2	+4	+6	+10	+14	-	+18	-	+20	-	+26	+32	+40	+60
$3 < m \leq 6$	+4	+8	+12	+15	+19	-	+23	-	+28	-	+35	+42	+50	+80
$6 < m \leq 10$	+6	+10	+15	+19	+23	-	+28	-	+34	-	+42	+52	+67	+97
$10 < m \leq 14$	+7	+12	+18	+23	+28	-	+33	-	+40	-	+50	+64	+90	+130
$14 < m \leq 18$								+39	+45	-	+60	+77	+108	+150
$18 < m \leq 24$	+8	+15	+22	+28	+35	-	+41	+47	+54	+63	+73	+98	+136	+188
$24 < m \leq 30$						+41	+48	+55	+64	+75	+88	+118	+160	+218
$30 < m \leq 40$	+9	+17	+26	+34	+43	+48	+60	+68	+80	+94	+112	+148	+200	+274
$40 < m \leq 50$						+54	+70	+81	+97	+114	+136	+180	+242	+325
$50 < m \leq 65$	+11	+20	+32	+41	+53	+66	+87	+102	+122	+144	+172	+226	+300	+405
$65 < m \leq 80$				+43	+59	+75	+102	+120	+146	+174	+210	+274	+360	+480
$80 < m \leq 100$	+13	+23	+37	+51	+71	+91	+124	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585
$100 < m \leq 120$				+54	+79	+104	+144	+172	+210	+254	+310	+400	+525	+690
$120 < m \leq 140$				+63	+92	+122	+170	+202	+248	+300	+365	+470	+620	+800
$140 < m \leq 160$	+15	+27	+43	+65	+100	+134	+190	+228	+280	+340	+415	+535	+700	+900
$160 < m \leq 180$				+68	+108	+146	+210	+252	+310	+380	+465	+600	+780	+1000
$180 < m \leq 200$				+77	+122	+166	+236	+284	+350	+425	+520	+670	+880	+1150
$200 < m \leq 225$	+17	+31	+50	+80	+130	+180	+258	+310	+385	+470	+575	+740	+960	+1250
$225 < m \leq 250$				+84	+140	+196	+284	+340	+425	+520	+640	+820	+1050	+1350
$250 < m \leq 280$	+20	+34	+56	+94	+158	+218	+315	+385	+475	+580	+710	+920	+1200	+1550
$280 < m \leq 315$				+98	+170	+240	+350	+425	+525	+650	+790	+1000	+1300	+1700
$315 < m \leq 355$	+21	+37	+62	+108	+190	+268	+390	+475	+590	+730	+900	+1150	+1500	+1900
$355 < m \leq 400$				+114	+208	+294	+435	+530	+660	+820	+1000	+1300	+1650	+2100
$400 < m \leq 450$	+23	+40	+68	+126	+232	+330	+490	+595	+740	+920	+1100	+1450	+1850	+2400
$450 < m \leq 500$				+132	+252	+360	+540	+660	+820	+1000	+1250	+1600	+2100	+2600

Tabla 2. Diferencias fundamentales expresadas en micras aplicables a ejes (continuación de la tabla 1).

Posición	A	B	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H
Calidad	Todas las calidades										
Medida Nominal	Diferencia inferior Di										
$m \leq 3$	+270	+140	+60	+34	+20	+14	+10	+6	+4	+2	0
$3 < m \leq 6$	+270	+140	+70	+46	+30	+20	+14	+10	+6	+4	0
$6 < m \leq 10$	+280	+150	+80	+56	+40	+25	+18	+13	+8	+5	0
$10 < m \leq 18$	+290	+150	+95	-	+50	+32	-	+16	-	+6	0
$18 < m \leq 30$	+300	+160	+110	-	+65	+40	-	+20	-	+7	0
$30 < m \leq 40$	+310	+170	+120	-	+80	+50	-	+25	-	+9	0
$40 < m \leq 50$	+320	+180	+130								
$50 < m \leq 65$	+340	+190	+140	-	+100	+60	-	+30	-	+10	0
$65 < m \leq 80$	+360	+200	+150								
$80 < m \leq 100$	+380	+220	+170	-	+120	+72	-	+36	-	+12	0
$100 < m \leq 120$	+410	+240	+180								
$120 < m \leq 140$	+460	+260	+200								
$140 < m \leq 160$	+520	+280	+210	-	+145	+85	-	+43	-	+14	0
$160 < m \leq 180$	+580	+310	+230								
$180 < m \leq 200$	+660	+340	+240								
$200 < m \leq 225$	+740	+380	+260	-	+170	+100	-	+50	-	+15	0
$225 < m \leq 250$	+820	+420	+280								
$250 < m \leq 280$	+920	+480	+300	-	+190	+110	-	+56	-	+17	0
$280 < m \leq 315$	+1050	+540	+330								
$315 < m \leq 335$	+1200	+600	+360	-	+210	+125	-	+62	-	+18	0
$335 < m \leq 400$	+1350	+680	+400								
$400 < m \leq 450$	+1500	+760	+440	-	+230	+135	-	+68	-	+20	0
$450 < m \leq 500$	+1650	+840	+480								

Tabla 3. Diferencias fundamentales expresadas en micras aplicables a agujeros. La posición Js presenta una zona de tolerancia cuyo eje de simetría coincide con la línea cero.

Posición	J			K				M					N					P			
Calidad	6	7	8	5	6	7	8	5	6	7	8	≥9	5	6	7	8	≥9	5	6	7	≥8
Medida Nominal	Diferencia superior Ds																				
m ≤ 3	+2	+4	+6	0	0	0	0	-2	-2	-2	-2	-2	-4	-4	-4	-4	-4	-6	-6	-6	-6
3 < m ≤ 6	+5	+6	+10	0	+2	+3	+5	-3	-1	0	+2	-4	-7	-5	-4	-2	0	-11	-9	-8	-12
6 < m ≤ 10	+5	+8	+12	+1	+2	+5	+6	-4	-3	0	+1	-6	-8	-7	-4	-3	0	-13	-12	-9	-15
10 < m ≤ 18	+6	+10	+15	+2	+2	+6	+8	-4	-4	0	+2	-7	-9	-9	-5	-3	0	-15	-15	-11	-18
18 < m ≤ 30	+8	+12	+20	+1	+2	+6	+10	-5	-4	0	+4	-8	-12	-11	-7	-3	0	-19	-18	-14	-22
30 < m ≤ 40	+10	+14	+24	+2	+3	+7	+12	-5	-4	0	+5	-9	-13	-12	-8	-3	0	-22	-21	-17	-26
40 < m ≤ 50																					
50 < m ≤ 65	+13	+18	+28	+3	+4	+9	+14	-6	-5	0	+5	-11	-15	-14	-9	-4	0	-27	-26	-21	-32
65 < m ≤ 80																					
80 < m ≤ 100	+16	+22	+34	+2	+4	+10	+16	-8	-6	0	+6	-13	-18	-16	-10	-4	0	-32	-30	-24	-37
100 < m ≤ 120																					
120 < m ≤ 140																					
140 < m ≤ 160	+18	+26	+41	+3	+4	+12	+20	-9	-8	0	+8	-15	-21	-20	-12	-4	0	-37	-36	-28	-43
160 < m ≤ 180																					
180 < m ≤ 200																					
200 < m ≤ 225	+22	+30	+47	+2	+5	+13	+22	-11	-8	0	+9	-17	-25	-22	-14	-5	0	-44	-41	-33	-50
225 < m ≤ 250																					
250 < m ≤ 280	+25	+36	+55	+3	+5	+16	+25	-13	-9	0	+9	-20	-27	-25	-14	-5	0	-49	-47	-36	-56
280 < m ≤ 315																					
315 < m ≤ 335	+29	+39	+60	+3	+7	+17	+28	-14	-10	0	+11	-21	-30	-26	-16	-5	0	-55	-51	-41	-62
335 < m ≤ 400																					
400 < m ≤ 450	+33	+43	+66	+2	+8	+18	+29	-16	-10	0	+11	-23	-33	-27	-17	-6	0	-61	-55	-45	-68
450 < m ≤ 500																					

Tabla 4. Diferencias fundamentales expresadas en micras aplicables a agujeros (continuación de la tabla 3).

Posición	R				S				T				U			
	5	6	7	≥ 8	5	6	7	≥ 8	5	6	7	≥ 8	5	6	7	≥ 8
Medida Nominal	Diferencia superior Ds															
$m \leq 3$	-10	-10	-10	-10	-14	-14	-14	-14	-	-	-	-	-18	-18	-18	-18
$3 < m \leq 6$	-14	-12	-11	-15	-18	-16	-15	-19	-	-	-	-	-22	-20	-19	-23
$6 < m \leq 10$	-17	-16	-13	-19	-21	-20	-17	-23	-	-	-	-	-26	-25	-22	-28
$10 < m \leq 14$	-20	-20	-16	-23	-25	-25	-21	-28	-	-	-	-	-30	-30	-26	-33
$14 < m \leq 18$																
$18 < m \leq 24$	-25	-24	-20	-28	-32	-31	-27	-35	-	-	-	-	-38	-37	-33	-41
$24 < m \leq 30$									-38	-37	-33	-41	-45	-44	-40	-48
$30 < m \leq 40$	-30	-29	-25	-34	-39	-38	-34	-43	-44	-43	-39	-48	-56	-55	-51	-60
$40 < m \leq 50$									-50	-49	-45	-54	-66	-65	-61	-70
$50 < m \leq 65$	-36	-35	-30	-41	-48	-47	-42	-53	-61	-60	-55	-66	-82	-81	-76	-87
$65 < m \leq 80$	-38	-37	-32	-43	-54	-53	-48	-59	-70	-69	-64	-75	-97	-96	-91	-102
$80 < m \leq 100$	-46	-44	-38	-51	-66	-64	-58	-71	-86	-84	-78	-91	-119	-117	-111	-124
$100 < m \leq 120$	-49	-47	-41	-54	-74	-72	-66	-79	-99	-97	-91	-104	-139	-137	-131	-144
$120 < m \leq 140$	-57	-56	-48	-63	-86	-85	-77	-92	-116	-115	-107	-122	-164	-163	-155	-170
$140 < m \leq 160$	-59	-58	-50	-65	-94	-93	-85	-100	-128	-127	-119	-134	-184	-183	-175	-190
$160 < m \leq 180$	-62	-61	-53	-68	-102	-101	-93	-108	-140	-139	-131	-146	-204	-203	-195	-210
$180 < m \leq 200$	-71	-68	-60	-77	-116	-113	-105	-122	-160	-157	-149	-166	-230	-227	-219	-236
$200 < m \leq 225$	-74	-71	-63	-80	-124	-121	-113	-130	-174	-171	-163	-180	-252	-249	-241	-258
$225 < m \leq 250$	-78	-75	-67	-84	-134	-131	-123	-140	-190	-187	-179	-196	-278	-275	-267	-284
$250 < m \leq 280$	-87	-85	-74	-94	-151	-149	-138	-158	-211	-209	-198	-218	-308	-306	-295	-315
$280 < m \leq 315$	-91	-89	-78	-98	-163	-161	-150	-170	-233	-231	-220	-240	-343	-341	-330	-350
$315 < m \leq 355$	-101	-97	-87	-108	-183	-179	-169	-190	-261	-257	-247	-268	-383	-379	-369	-390
$355 < m \leq 400$	-107	-103	-93	-114	-201	-197	-187	-208	-287	-283	-273	-294	-428	-424	-414	-435
$400 < m \leq 450$	-119	-113	-103	-126	-225	-219	-208	-232	-323	-317	-307	-330	-483	-477	-467	-490
$450 < m \leq 500$	-125	-119	-109	-132	-245	-239	-229	-252	-353	-347	-337	-360	-533	-527	-517	-540

Tabla 5. Diferencias fundamentales expresadas en micras aplicables a agujeros (continuación de las tablas 3 y 4).

Posición	V				X				Y			Z			ZA		ZB	ZC
	5	6	7	≥ 8	5	6	7	≥ 8	6	7	≥ 8	6	7	≥ 8	7	≥ 8	≥ 8	≥ 8
Medida Nominal	Diferencia superior Ds																	
m ≤ 3	-	-	-	-	-20	-20	-20	-20	-	-	-	-26	-26	-26	-32	-32	-40	-60
3 < m ≤ 6	-	-	-	-	-27	-25	-24	-28	-	-	-	-32	-31	-35	-38	-42	-50	-80
6 < m ≤ 10	-	-	-	-	-32	-31	-28	-34	-	-	-	-39	-36	-42	-46	-52	-67	-97
10 < m ≤ 14	-	-	-	-	-37	-37	-33	-40	-	-	-	-47	-43	-50	-57	-64	-90	-130
14 < m ≤ 18	-36	-36	-32	-39	-42	-42	-38	-45	-	-	-	-57	-53	-60	-70	-77	-108	-150
18 < m ≤ 24	-44	-43	-39	-47	-51	-50	-46	-54	-59	-55	-63	-69	-65	-73	-90	-98	-136	-188
24 < m ≤ 30	-52	-51	-47	-55	-61	-60	-56	-64	-71	-67	-75	-84	-80	-88	-110	-118	-160	-218
30 < m ≤ 40	-64	-63	-59	-68	-76	-75	-71	-80	-89	-85	-94	-107	-103	-112	-139	-148	-200	-274
40 < m ≤ 50	-77	-76	-72	-81	-93	-92	-88	-97	-109	-105	-114	-131	-127	-136	-171	-180	-242	-325
50 < m ≤ 65	-97	-96	-91	-102	-117	-116	-111	-122	-138	-133	-144	-166	-161	-172	-215	-226	-300	-405
65 < m ≤ 80	-115	-114	-109	-120	-141	-140	-135	-146	-168	-163	-174	-204	-199	-210	-263	-274	-360	-480
80 < m ≤ 100	-141	-139	-133	-146	-173	-171	-165	-178	-207	-201	-214	-251	-245	-258	-322	-335	-445	-585
100 < m ≤ 120	-167	-165	-159	-172	-205	-203	-197	-210	-247	-241	-254	-303	-297	-310	-387	-400	-525	-690
120 < m ≤ 140	-196	-195	-187	-202	-242	-241	-233	-248	-293	-285	-300	-358	-350	-365	-455	-470	-620	-800
140 < m ≤ 160	-222	-221	-213	-228	-274	-273	-265	-280	-333	-325	-340	-408	-400	-415	-520	-535	-700	-900
160 < m ≤ 180	-246	-245	-237	-252	-304	-303	-295	-310	-373	-365	-380	-458	-450	-465	-585	-600	-780	-1000
180 < m ≤ 200	-278	-275	-267	-284	-344	-341	-333	-350	-416	-408	-425	-511	-503	-520	-653	-670	-880	-1150
200 < m ≤ 225	-304	-301	-293	-310	-379	-376	-368	-385	-461	-453	-470	-566	-558	-575	-723	-740	-960	-1250
225 < m ≤ 250	-334	-331	-323	-340	-419	-416	-408	-425	-511	-503	-520	-631	-623	-640	-803	-820	-1050	-1350
250 < m ≤ 280	-378	-376	-365	-385	-468	-466	-455	-475	-571	-560	-580	-701	-690	-710	-900	-920	-1200	-1550
280 < m ≤ 315	-418	-416	-405	-425	-518	-516	-505	-525	-641	-630	-650	-781	-770	-790	-980	-1000	-1300	-1700
315 < m ≤ 355	-468	-464	-454	-475	-583	-579	-569	-590	-719	-709	-730	-889	-879	-900	-1129	-1150	-1500	-1900
355 < m ≤ 400	-523	-519	-509	-530	-653	-649	-639	-660	-809	-799	-820	-989	-979	-1000	-1279	-1300	-1650	-2100
400 < m ≤ 450	-588	-582	-572	-595	-733	-727	-717	-740	-907	-897	-920	-1087	-1077	-1100	-1427	-1450	-1850	-2400
450 < m ≤ 500	-653	-647	-637	-660	-813	-807	-797	-820	-987	-977	-1000	-1237	-1227	-1250	-1577	-1600	-2100	-2600

Tabla 6. Diferencias fundamentales expresadas en micras aplicables a agujeros (continuación de las tablas 3, 4 y 5).