



WIKIPEDIA
La enciclopedia libre

Navegación

[Portada](#)
[Portal de la comunidad](#)
[Actualidad](#)
[Cambios recientes](#)
[Páginas nuevas](#)
[Página aleatoria](#)
[Ayuda](#)
[Donaciones](#)
[Notificar un error](#)

Imprimir/exportar

[Crear un libro](#)
[Descargar como PDF](#)
[Versión para imprimir](#)

Herramientas

[Lo que enlaza aquí](#)
[Cambios en enlazadas](#)
[Subir archivo](#)
[Páginas especiales](#)
[Enlace permanente](#)
[Citar este artículo](#)

En otros idiomas

[Català](#)
[Česky](#)
[Deutsch](#)
[English](#)
[Suomi](#)
[Русский](#)
[Simple English](#)
[Slovenčina](#)
[Српски / Srpski](#)

Artículo

Discusión

Leer

Editar

Ver

Ajuste

Para otros usos de este término, véase *Ajuste (desambiguación)*.

Se denomina **ajuste** a la relación mecánica existente entre dos piezas que pertenecen a una **máquina** o equipo industrial, cuando una de ellas encaja o se acopla en la otra.¹

Las tareas relacionadas con esta actividad pertenecen al campo de la **mecánica de precisión**. En **mecánica**, el **ajuste mecánico** tiene que ver con la **tolerancia de fabricación** en las dimensiones de dos **piezas** que se han de ajustar la una a la otra. El ajuste mecánico se realiza entre un **eje** y un **orificio**. Si uno de ellos tiene una medida nominal por encima de esa tolerancia, ambas piezas sencillamente no ajustarán y será imposible encajarlas. Es por eso que existen las **normas ISO** que regulan las tolerancias aplicables en función de los diámetros del eje y del orificio. Para identificar cuándo el valor de una tolerancia responde a la de un eje o a la de un orificio, las letras iniciales son minúsculas para el primer caso y mayúsculas para el segundo caso.

Contenido [ocultar]
1 Tipos de ajuste 2 Piezas macho y piezas hembra 3 Intercambiabilidad de componentes 4 Tolerancia de mecanizado 5 Campos de tolerancia 6 Representación de las tolerancias 7 Juego máximo y mínimo de un ajuste 8 Sistemas de ajuste 9 Calidad de mecanizado. Rugosidad 10 Otros parámetros de ajustes 11 Verificación y control de calidad 12 Instrumentos de medida y verificación 13 Mecanizado de precisión 14 Perfil profesional del ajustador mecánico 15 Véase también 16 Referencias 17 Bibliografía 18 Enlaces externos

Tipos de ajuste

[\[editar\]](#)

Hay varios tipos de ajuste de componentes, según cómo funcione una pieza respecto de otra. Los tipos de ajuste más comunes son los siguientes:

- Forzado muy durote
- Forzado duro
- Forzado medio
- Forzado ligero
- Deslizante
- Giratorio
- Holgado medio
- Muy holgado



Se entiende por ajuste forzado en los diferentes grados que existen cuando una pieza se inserta en la otra mediante presión y que durante el funcionamiento futuro en la máquina, donde esté montada, no tiene que sufrir ninguna movilidad o giro.

Por ajuste deslizante o giratorio se entiende que una pieza se va a mover cuando esté insertada en la otra de forma suave, sin apenas [holgura](#).

Ajuste holgado es que una pieza se va a mover con respecto a la otra de forma totalmente libre.

En el ajuste forzado muy duro el acoplamiento de las piezas se produce por [dilatación o contracción](#), y las piezas no necesitan ningún seguro contra la [rotación](#) de una con respecto a la otra.

- En el ajuste forzado duro las piezas son montadas o desmontadas a presión pero necesitan un seguro contra giro, [chaveta](#) por ejemplo, que no permita el giro de una con respecto a la otra.
- En el ajuste forzado medio las piezas se montan y desmontan con gran [esfuerzo](#), y necesitan un seguro contra giro y deslizamiento.
- En el ajuste forzado ligero las piezas se montan y desmontan sin gran esfuerzo, con [mazos de madera](#), por ejemplo y necesitan seguro contra giro y [deslizamiento](#).
- Los ajustes de piezas deslizantes tienen que tener una buena [lubricación](#) y su deslizamiento o giro tiene que ser con presión o [fuerza manual](#).
- Las piezas con ajuste giratorio necesitan estar bien lubricadas y pueden girar con cierta holgura.
- Las piezas con ajuste holgado son piezas móviles que giran libremente y pueden estar o no lubricadas.
- Las piezas con ajustes muy holgados son piezas móviles con mucha tolerancia que tienen mucho juego y giran libremente.²

Piezas macho y piezas hembra

[\[editar\]](#)

Cuando se produce el acoplamiento o ajuste de una pieza con otra, una de ellas recibe el nombre de macho y la otra recibe el nombre de hembra. Las piezas macho corresponden a las que tienen dimensiones externas tales como [ejes](#), [árbol de transmisión](#), chavetas, [estrías](#), etc. Las piezas hembra son las que tienen las dimensiones donde se alojan las piezas macho, tales como [agujeros](#), [ranuras](#), etc. También guardan una estrecha relación de ajuste los elementos [roscados](#) y los [engranajes](#).

La relación de holgura que se establece entre [troqueles](#) y [matrices](#) está sujeta a [tolerancias](#) muy pequeñas de fabricación. También son objetos de tolerancia muy precisa las distancias que hay entre los centros de agujeros que tienen las [cajas de velocidades](#) y reductoras y aquellas que alojan en su seno [engranajes](#) u otros [mecanismos](#). Igualmente requieren a veces tolerancias muy precisas las posiciones angulares de determinados elementos de las máquinas

Intercambiabilidad de componentes

[\[editar\]](#)

El desarrollo de la producción industrial ha sido posible gracias a la [intercambiabilidad](#) que tienen los componentes cuando se acoplan unos a otros, lo que permite las grandes [producciones en series](#) y mecanizarlos en lugares diferentes, sin que sea necesario el ajuste individual de una pieza con su pareja. Este fenómeno de la intercambiabilidad se da gracias a que las piezas se producen dentro de una tolerancia adecuada que las permite acoplarse con su pareja y conseguir el ajuste predeterminado. La tolerancia de mecanizado la designa el creador de la máquina teniendo en cuenta sus [costes](#) y su funcionalidad. Conseguir tolerancias muy pequeñas



Escariador para conseguir agujeros de precisión. 

conllewa un coste muy considerable en el [mecanizado](#) y en el tipo de material que se utilice.

Tolerancia de mecanizado [editar]

Se denomina tolerancia de mecanizado a la diferencia que se permite que exista entre un valor máximo de una [cota](#) nominal y un valor mínimo para que la medida real de esa cota pueda ser considerada válida de acuerdo con la tolerancia que tenga la pieza donde se va a acoplar. Cuanto más pequeña sea la tolerancia exigida mayor será la dificultad de conseguir piezas aceptables. La tolerancia se hace necesaria porque en los procesos de mecanizado se producen interferencias entre las [herramientas de corte](#) y los [materiales](#) que hacen imposible conseguir una medida [exacta](#) de forma repetitiva.³

Campos de tolerancia [editar]

En la tabla que se adjunta, figuran los 18 grupos de calidades [ISO](#) de mecanizado que hay homologados y en cada casilla figura el valor en [micras](#) (0,001 mm) que existe entre la cota máxima y la cota mínima de cada valor nominal que se considere.

Medidas Nominales (en mm)	CALIDADES IT																	
	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
De 0 a 3	0.3	0.5	0.8	1.2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600
De 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
De 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
De 10 a 18	0.5	0.8	1.2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100
De 18 a 30	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300
De 30 a 50	0.6	1	0.8	2.5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600
De 50 a 80	0.8	1.2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900
De 80 a 120	1	1.5	2.4	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200
De 120 a 180	1.2	2	3.5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500
De 180 a 250	2	3	4.5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900
De 250 a 315	2.5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200
De 315 a 400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	150	230	360	570	890	1400	2300	3600
De 400 a 500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	

Las calidades IT1 a IT4 solamente son exigibles para la fabricación de [calibres](#) y [galgas](#) de alta precisión. Las IT5, IT6 y IT7 son exigibles para mecanizados de precisión que conlleven acabados en [rectificadoras](#). Las IT8 y IT9 son para fabricación mecánica fina en [tornos](#) y [fresadoras](#). Las IT10 IT11 se usan para mecanizados poco esmerados de desbaste en general. Por último, las calidades IT12 a IT18 son las que se exigen a piezas [forjadas](#), [fundidas](#) o laminadas.⁴

Representación de las tolerancias [editar]

Cuando en un [plano](#) aparece una cota con tolerancia es casi seguro que esa parte se tiene que acoplar con otra pieza formando un ajuste determinado. La cota de referencia se llama cota nominal, y el valor de la tolerancia se representa por una letra mayúscula si corresponde a un agujero o a una cota hembra o por una letra minúscula si corresponde a un [eje](#) o a una cota macho. También se puede señalar la tolerancia indicando en números el valor máximo y mínimo que se permite en torno al valor nominal.

Hay una línea de referencia sobre la que se sitúan las diferentes letras de las tolerancias de las piezas, así las letras mayúsculas de la A a la H, corresponde a tolerancias de hembras cuyo

valor está por encima de la cota nominal, siendo el valor mínimo de la letra H el que corresponde con el valor nominal de la cota. Las letras mayúsculas de la J a la Z, corresponde a tolerancias de hembras cuyo valor está por debajo de la cota nominal. Las letras de la tolerancia van acompañadas de un número que corresponde a la calidad de mecanizado que se trate de conseguir.

Por el contrario las cotas de los ejes que se representan con letras minúsculas acompañadas del grado de calidad IT, las letras de la a a la h corresponde a valores por debajo de la cota nominal siendo el valor máximo de la letra h el valor de la cota nominal y los valores de la j a la z corresponden a valores por encima de la cota nominal.

Ejemplo: 50H7--(50 + 25 + 0) - Valor máx admisible: 50,025; Valor mín admisible: 50,00

Ejemplo: 30 m6--(30 + 21 + 8) - Valor máx admisible: 30,021; Valor mín admisible: 30,008

La situación de la tolerancia con las respectivas letras de machos y hembras se encuentra en las Normas ISO de mecanizado y en prontuarios de mecanizado.⁵

Juego máximo y mínimo de un ajuste [editar]

El **juego máximo** de un ajuste se establece como la diferencia que existe entre el valor máximo real que corresponde a una cota hembra y el valor mínimo real que corresponde a una cota macho, y el **juego mínimo** se establece como la diferencia que existe entre el valor mínimo real que corresponde a una cota hembra y el valor máximo real que corresponde a una cota macho.

Juego máximo ajuste eje - agujero = Diámetro mayor agujero - Diámetro menor eje

El valor del juego mínimo en los ajustes holgados deslizantes y giratorios siempre tiene que ser positivo o sea superior a cero, por el contrario el juego máximo y mínimo en un ajuste forzado siempre tiene que ser negativo o sea inferior a cero.

Juego mínimo ajuste eje - agujero: Diámetro menor agujero - Diámetro mayor eje

Sistemas de ajuste [editar]

Se denomina sistema de ajuste a la forma sistemática que se utiliza para realizar la combinación del ajuste de dos piezas que deben acoplarse entre ellas, y tienen por objeto facilitar la interpretación de tipo de ajuste que compongan ya sea forzado, deslizante u holgado.

Existen dos sistemas para nominar los ajustes:

Sistema de agujero único o agujero base

- El sistema de agujero único o agujero base toma como elemento de referencia de la situación de tolerancia la que corresponde a la letra H, que en su valor mínimo coincide con la cota nominal. La letra de la tolerancia que corresponda a la letra del eje determinará fácilmente el tipo de ajuste correspondiente de tal forma que para ejes con la letra de la "a" a la "h", será un ajuste deslizante y para ejes con tolerancia de la j a la z será un ajuste forzado. En este sentido los escariadores comerciales se suelen fabricar adaptados para conseguir las tolerancias de agujeros H. Por esta razón es el sistema que más se utiliza.

Sistema de eje único o eje base

- El sistema de eje único o eje base, toma como referencia la letra h donde su valor máximo coincide con la cota nominal. En este sentido si el acoplamiento se produce entre un eje h y agujero de la A a la H se tratará de un ajuste deslizante u holgado y si el ajuste es entre un eje h y un agujero de la J a la Z se tratará de un ajuste forzado.

Calidad de mecanizado. Rugosidad [editar]

Artículo principal: *Rugosidad (mecánica)*

Se entiende por **rugosidad** las crestas y surcos que la acción de las herramientas de corte producen en las piezas mecanizadas según como sean las condiciones tecnológicas del mecanizado.

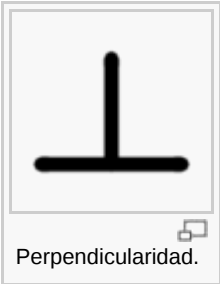
La rugosidad guarda una relación muy estrecha con las tolerancias dimensionales y la calidad de los ajustes, por ejemplo, para calidades de mecanizado inferiores a IT7, se requieren acabados muy finos que solo producen las rectificadoras, para calidades IT7 IT8 e IT9 se pueden conseguir rugosidades adecuadas con acabados finos de los mecanizados blandos de piezas.⁶

Otros parámetros de ajustes [editar]

- **Paralelismo:** a veces en determinados componentes se hace necesaria una gran precisión en el paralelismo que tengan determinadas superficies mecanizadas por lo que se indican en los planos constructivos los límites de paralelismo que deben tener dichas superficies.
- **Perpendicularidad:** la perpendicularidad entre una superficie cilíndrica refrentada y su eje axial también puede ser crítica en algunas ocasiones y también requiere procedimientos para su medición y control.



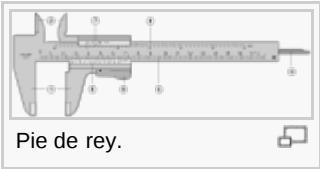
- **Redondez:** hay componentes que exigen una redondez muy precisa de sus superficies cilíndricas, porque en algunas máquinas que sean deficientes pueden producir óvalos en vez de circunferencias.
- **Conicidad:** Hay superficies cónicas y lo que es necesario controlar es la conicidad que tienen para que esté dentro de los datos previos de los planos.



- **Planitud:** es el nivel de horizontalidad que tiene una superficie que haya sido mecanizada previamente.
- **Curvas esféricas** es necesario verificar todo el perfil esférico de una pieza
- **Concentricidad:** concentricidad que deben tener varios diámetros de una pieza que tengan eje común.⁷

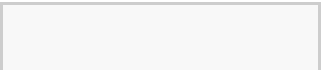
Verificación y control de calidad [editar]

Cuando se establece la producción en serie de componentes hay que asegurar que la calidad sea adecuada para que no se produzcan rechazos de componentes al final del proceso cuando se procede al ensamblaje de las máquinas. Con este fin existen en las empresas departamentos de **Control de calidad** que mediante las operaciones oportunas de mediciones y verificación de las piezas garantizan la calidad y pueden parar en cualquier momento la producción si detectan fallos en el proceso. Antes de iniciar la producción en serie se procede a la puesta a punto de cada **máquina-herramienta** en la operación de mecanizado que tenga asignada, y cuando se mecaniza la primera pieza se la somete a un control riguroso de todos los **parámetros** de calidad involucrados en esa fase. Si el resultado es positivo el control de calidad del proceso lo asume el **operario** de la máquina quien es responsable de mantener la calidad de la producción.



Para asegurar esta calidad, el operario de la máquina tiene que disponer de los **instrumentos de medición galgas** y **calibres** que sean necesarios.

Instrumentos de medida y verificación [editar]



A medida que aumenta la exigencia de precisión en el mecanizado de piezas, están surgiendo nuevos instrumentos muy sofisticados



Galga de medidas exteriores PASA- NO PASA.

para la medición y verificación de componentes. El equipo básico de medición de los mecanizados lo constituyen los calibres [pie de rey](#), [micrómetros](#), [gramiles](#), [relojes comparadores](#), galgas de tampón (pasa-no pasa) para verificar agujeros y galgas de herradura (pasa-no pasa) para verificar diámetros exteriores.

Un calibre tampón se caracteriza por lo siguiente: Los dos extremos mecanizados difieren en longitud siendo le cilindro más largo el PASA. Las dimensiones de cilindro PASA corresponden a la dimensión mínima real de la cota nominal, y el cilindro corto corresponde al lado NO PASA y tiene la dimensión

correspondiente al diámetro mayor de la cota nominal correspondiente.

Por su parte la herradura para verificar diámetros de ejes o exteriores de otras piezas, la apertura PASA y corresponde con la dimensión máxima de la cota nominal y el NO PASA corresponde con la dimensión mínima de la cota nominal.

Mecanizado de precisión

[\[editar\]](#)

Artículo principal: [Mecatrónica](#)

El mecanizado de precisión aparece como una evolución hacia una mayor precisión demandada y como una nueva respuesta a nuevas necesidades. Por otra parte, hay una tendencia generalizada hacia la [miniaturización](#) en muchos campos de actividad.

Cabe citar las aplicaciones de la industria [electrónica](#), los periféricos de [ordenadores](#), la miniaturización de los [sensores](#), las aplicaciones quirúrgicas y las relacionadas con la [biotecnología](#), las precisiones necesitadas en la industria [óptica](#), las [telecomunicaciones](#), la instrumentación científica y la sensorización del [automóvil](#) y de los [electrodomésticos](#). La precisión y ultraprecisión son elementos indispensables de la miniaturización.

Equipos que midan y posicionen con precisión son necesarios en múltiples aplicaciones.

Todas estas demandas conducen a máquinas más precisas, pequeñas, con arquitecturas especiales, diseñadas con principios de la [ingeniería](#) de precisión, trabajando a veces en atmósferas controladas, con compensaciones de deformaciones especialmente térmicas. Obligan al uso de materiales, herramientas, controles y accionamientos y de todo tipo de componentes especialmente diseñados para cumplir con las características del mecanizado de precisión.⁸



Rectificadora de precisión.

Perfil profesional del ajustador mecánico

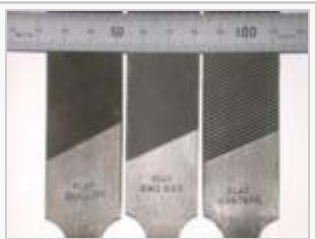
[\[editar\]](#)

Hay dos tipos de especialidades propias de los técnicos ajustadores mecánicos:

- **Ajustadores matriceros**
- **Ajustadores mecánicos montadores**

Las competencias profesionales de un ajustador matricero son:

Realizar la construcción de elementos mecánicos complejos, ajustes de precisión, útiles, [moldes](#) y [matrices](#), utilizando herramientas manuales y máquinas herramientas convencionales y especializadas, verificando piezas y conjuntos, empleando los equipos e instrumentos precisos y estableciendo la organización de los procesos de fabricación siguiendo las instrucciones



[Limas](#). Herramienta básica del ajustador mecánico.

indicadas en los documentos técnicos, en condiciones de calidad y seguridad idóneas.

1. Organizar, coordinar y determinar los procesos mecánicos.
2. Preparar y poner a punto máquinas herramientas y sistemas mecánicos.
3. Construir herramientas, útiles, moldes y matrices.
4. Montar moldes, matrices y otros conjuntos mecánicos.
5. Control del producto.⁹

Entre las competencias profesionales de un ajustador mecánico montador se encuentran realizar las operaciones que intervienen en el proceso de mecanización, tratamiento, montaje y verificación de piezas, componentes y conjuntos mecánicos industriales, empleando los equipos, máquinas, herramientas e instrumentos de medida y verificación necesarios, realizando mantenimiento de primer nivel, y estableciendo procesos de trabajo, siguiendo las instrucciones indicadas en los documentos técnicos, en condiciones de autonomía, calidad y seguridad.

1. Establecer los procesos de mecanizado de las piezas a fabricar.
2. Preparar y ajustar máquinas para el mecanizado.
3. Mecanizar por arranque de viruta.
4. Mecanizar por procedimientos especiales y aplicar tratamientos térmicos a los productos.
5. Montar conjuntos mecánicos.
6. Verificar las características del producto.¹⁰



Prensa mecánica equipada con matrices.

Véase también

[[editar](#)]

- [Tolerancia de fabricación](#)
- [Proceso de fabricación](#)

Referencias

[[editar](#)]

- ↑ * Larbáburu Arrizabalaga, Nicolás (2004). *Máquinas. Prontuario. Técnicas máquinas herramientas.*. Madrid: Thomson Editores. ISBN 84-283-1968-5.
- ↑ Tipos de ajuste fino [↗](#)
- ↑ Concepto de tolerancia mecánica [↗](#)
- ↑ * Millán Gómez, Simón (2006). *Procedimientos de Mecanizado*. Madrid: Editorial Paraninfo. ISBN 84-9732-428-5.
- ↑ Campo de tolerancias ISO [↗](#)
- ↑ Tabla de calidades superficiales [↗](#)
- ↑ Tolerancias generales [↗](#)
- ↑ Tendencias en los procesos de mecanizado [↗](#)
- ↑ Certificado de profesionalidad Matricero Moldista. Real Decreto 2067/1995 de 22 de diciembre [↗](#)
- ↑ Certificado de profesionalidad de ajustador mecánico montador Real Decreto 2063/1995 de 22 de diciembre [↗](#)

Bibliografía

[[editar](#)]

- Millán Gómez, Simón (2006). *Procedimientos de Mecanizado*. Madrid: Editorial Paraninfo. ISBN 84-9732-428-5.
- Sandvik Coromant (2006). *Guía Técnica de Mecanizado*. AB Sandvik Coromant 2005.10.
- Larburu Arrizabalaga, Nicolás (2004). *Máquinas. Prontuario. Técnicas máquinas*

herramientas. . Madrid: Thomson Editores. [ISBN 84-283-1968-5](#).

- Varios autores (1984). *Enciclopedia de Ciencia y Técnica*. Salvat Editores S.A. [ISBN 84-345-4490-3](#).
- Cruz Teruel, Francisco (2005). *Control numérico y programación*. Marcombo, Ediciones técnicas.

Enlaces externos

[[editar](#)]

-  [Wikimedia Commons](#) alberga contenido multimedia sobre **Ajuste**.

Categoría: [Mecánica](#)

Esta página fue modificada por última vez el 13 mar 2011, a las 14:47.

El texto está disponible bajo la [Licencia Creative Commons Atribución Compartir Igual 3.0](#); podrían ser aplicables cláusulas adicionales. Lee los [términos de uso](#) para más información.

[Política de privacidad](#) [Acerca de Wikipedia](#) [Descargo de responsabilidad](#)



Ajustes y Tolerancias

Criterios fundamentales

El criterio fundamental sobre el que se basa la industria moderna es la producción en serie, es decir, la fabricación en grandes cantidades, de piezas de igual forma y dimensiones, con la característica adicional de su intercambiabilidad, esto es, que pueden intercambiarse entre si sin necesidad de retoque alguno.

Estrechamente ligada a la producción en serie, que permite grandes producciones con reducción del costo unitario, está la fabricación de piezas de recambio, o sea, de piezas que deberán sustituir en un conjunto, mecanismo o máquina dados, a los elementos originales rotos o desgastados.

Teóricamente, para alcanzar la intercambiabilidad sería necesario que los elementos homólogos tuvieran exactamente las mismas dimensiones. En la práctica esto no es posible, ya sea porque las elaboraciones no alcanzan nunca una precisión absoluta, o ya porque las mediciones de control varían entre los límites de aproximación e incertidumbre de los aparatos de medida.

Por dichos motivos se admite siempre un cierto campo de imprecisión. Para que las piezas sean realmente intercambiables, bastará que sus dimensiones estén comprendidas entre unos valores límites, máximo y mínimo, fijados en base a las condiciones de empleo, el grado de precisión requerido y las cotas nominales señaladas en los planos. Cuando no queden satisfechas estas condiciones, debe rechazarse la pieza.

La intercambiabilidad, en un sentido mas amplio, está basada además en la tipificación y normalización de materiales, tolerancias, tratamientos térmicos, controles de dimensión y de calidad, diseños, etc., permitiendo por todo ello la especialización estricta de las industrias modernas, posibilitando la fabricación en distintos talleres, de distintas ciudades y en distintos países, de piezas y mecanismos, que integrarán una máquina montada en otro u otros talleres independientes de los anteriores. El denominador común, es la normalización. Caso típico es el de la fabricación de automóviles con todas sus industrias derivadas y dependientes en su producción, de la industria central o madre.

Como corolario de todo lo expuesto, se puede decir que para preparar una producción determinada, el ingeniero mecánico debe conocer en todos sus detalles lo que sigue:

- Las materias primas, su normalización y racionalización (tamaños, formas y/o tipos disponibles).
- Los sistemas de dimensionamiento, ajustes y tolerancias requeridos en la técnica y su normalización para piezas y calibres.
- Las máquinas-herramientas en que deberá ejecutarse cada operación del proceso de fabricación.
- Las instalaciones complementarias necesarias.

El conocimiento de todas las posibilidades de medición con instrumentos y aparatos de metrología, y su uso racional en la preparación del utillaje y dispositivos auxiliares necesarios, y en la verificación de los calibres (pasa-no pasa) normales y especiales que se necesitan para la producción, deberán complementarse con conocimientos de estadística y control de calidad.

Tolerancia de fabricación

La tolerancia admisible referida principalmente a las dimensiones de un elemento dado que debe fabricarse, también puede incluir a la forma y posición de las superficies que lo limitan, puesto que según las razones ya expuestas, la forma de una superficie mecanizada no será nunca absolutamente plana, cilíndrica, circular o esférica.

Por otra parte, aún cuando el mecanizado sea muy preciso, no es posible conseguir superficies perfectamente paralelas, perpendiculares o coaxiales entre sí. Por ejemplo, no es posible conseguir perpendicularidad perfecta entre caras adyacentes de un cubo, ya sea mecanizado a mano o a máquina, ni paralelismo perfecto entre sus caras opuestas. Tampoco es posible obtener en un torno, y ni siquiera en una rectificadora, una pieza cilíndrica cuyas generatrices sean perfectamente paralelas entre sí. Por consiguiente deberán admitirse:

- Tolerancias dimensionales
- Tolerancias geométricas de forma y de posición

Teniendo en cuenta además los errores inevitables en la medición de las piezas, las tolerancias citadas deben disminuirse a efectos de poder garantizar que todas las piezas obtenidas cumplan con las cotas del plano, y de ese modo pueda esperarse que su funcionamiento responda según lo previsto.

Definiciones

Los símbolos, designaciones y definiciones que emplearemos son los de las normas UNE 4024, 4026 y 5023, basadas en el sistema de tolerancias de la norma ISO 286 universalmente aceptado. Las definiciones se refieren al acoplamiento de piezas cilíndricas (ejes y agujeros), pero pueden aplicarse a elementos de cualquier otra forma.

La temperatura de referencia de las dimensiones es de 20 °C.

Construcciones mecánicas. Ajustes (acoplamientos)

Las construcciones mecánicas están generalmente compuestas por una cadena más o menos compleja de elementos acoplados, móviles o no, cada uno con respecto al sucesivo. Dicha cadena se inicia en el bastidor, o sostén de todos los mecanismos, y finaliza cerrándose sobre el mismo.

Los elementos acoplados más simples y comunes, son: un eje trabajando y su correspondiente alojamiento, es decir, un agujero. El acoplamiento será móvil, cuando exista entre eje y agujero un cierto espacio radial (juego), destinado a consentir el movimiento relativo de rotación, traslación, y además a contener la película lubricante.

Será forzado cuando el eje queda fijado al agujero mediante una fuerza que suprime el movimiento relativo entre ambos, quedando solidarios entre sí. Para que ello ocurra, el diámetro del eje debe ser, antes de acoplarse, mayor que el del agujero (interferencia o aprieto). El montaje es posible en este caso, variando la temperatura de una o ambas piezas, o bien, debido a la deformación plástica y elástica de los dos elementos que se acoplan, y que sufren por consiguiente un engrane o trabazón mutua o permanente, creando en consecuencia un vínculo rígido.

Piezas ajustadas, son las acopladas entre sí, articuladas o no, formando ellas el llamado vínculo, y de acuerdo a las dimensiones de ambas piezas, habrá:

- **Ajustes con juego**, cuando el eje es menor que el agujero.
- **Ajustes con aprieto**, cuando el eje es mayor que el agujero, antes de ser montados.

El tipo de vinculación debe mantener sus características durante el trabajo variable del mecanismo que involucran, con cargas dinámicas variables o bruscas, variación en el número de revoluciones, variación en las propiedades del lubricante, cambios de temperatura, etc.

Los dos tipos de ajustes mencionados, se obtendrán estableciendo dos límites (máximo y mínimo) en las medidas de cada uno de los elementos a acoplarse, cuya magnitud debe prever el proyectista basándose en general en normas de ajuste o en ciertos casos en su propia experiencia. La diferencia entre esos límites es la ya citada tolerancia de fabricación de cada elemento.

Tolerancias y ajustes según ISO (International Standardization Organization)

Como ya se ha dicho, no existen máquinas que construyen piezas exactamente iguales entre sí. Instrumentos de medición que permitan asegurar la absoluta repetitividad y precisión de las medidas, tampoco existen. Medidas absolutas no se pueden obtener. Tanto la fabricación como la medición están pues sujetas a errores de muy distinta índole.

Todo lo enunciado obliga a establecer límites, ajustados a las necesidades, en la obtención de cada cota. Donde los límites pueden ser muy amplios, ellos no se fijan en el diseño, llamándose cotas libres. En general, se aclara en el plano, cuales son las tolerancias máximas para las dimensiones libres. Por ejemplo, así: todas las cotas sin tolerancia, admiten $\pm 0,5$ mm.

De acuerdo a lo expresado, habrá en consecuencia un máximo y un mínimo, entre los cuales puede variar la cota real de la pieza buena, que se llama tolerancia. Ella debe ajustarse lo más estrictamente a las necesidades, pues si bien cuanto más estrecha, hay más seguridad de intercambiabilidad, el costo crece muy rápidamente, según una ley hiperbólica expresada en la Figura 1, cuando el valor de la tolerancia disminuye.

Las Normas ISO 286 establecen:

- Un sistema de tolerancias
- Un sistema de ajustes
- Un sistema de calibres límites para la verificación y control de piezas.

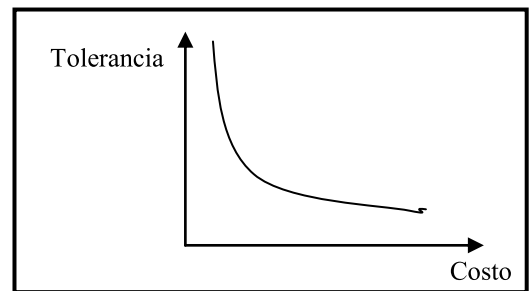


Figura 1

Dichas normas corresponden a las piezas más simples, es decir las cilíndricas (ejes o árboles y agujeros), pudiendo por extensión aplicarse a casos más complicados. A continuación se extractan definiciones de dichas normas (Ver normas fundamentales DIN 7182 en adelante). Cada medida recibe una tolerancia de acuerdo a su empleo.

Las tolerancias pueden referirse a dimensiones y formas (tolerancias macrogeométricas) ó a rugosidad superficial (tolerancias microgeométricas). Estas últimas no están normalizadas por ISO.

Factores que influyen en las diferencias de medida de las piezas respecto a los valores nominales

Las diferencias se derivan de imperfecciones: del operario, de la máquina, del dispositivo o montaje, de la herramienta, del calibre o instrumento de control, de la rigidez del material; y en cuanto a la pieza terminada, del tratamiento térmico, que puede afectar su forma y dimensiones.

Errores de primer grado, son los provenientes de la influencia de la máquina-herramienta, con sus defectos inherentes a ajustes de mesas y carros móviles en sus guías, con sus juegos inevitables, imperfecciones en el bastidor o en la bancada, juego con los husillos, que originan errores de ejecución.

Los errores de segundo grado, son variables e imprevisibles y se originan en deformaciones temporarias, bajo la acción de los esfuerzos de corte, vibraciones, temperatura, flexión de partes móviles y fijas, etc.

La distribución de los errores o discrepancias en las piezas maquinadas, definida con control estadístico, responde a una curva de Gauss cuyo máximo está ubicado en la zona de diámetros nominales (solo si los mismos equidistan de los límites). Para árboles, se desplaza generalmente hacia los valores positivos de las discrepancias, y en los agujeros hacia los negativos, provocado ese

desplazamiento por la influencia que pone en juego el operario o el preparador de máquinas, para evitar rechazos por defecto de material en la fabricación de la pieza.

Medidas y Tolerancias. Términos y definiciones

Nos referiremos a diámetros pudiendo aplicarse también a otras cotas, como longitudes, espesores, etc.

Eje: Es el término usado por convención, para describir una cota externa de la pieza, incluyendo las cotas de piezas no cilíndricas.

Agujero: Es el término usado por convención, para describir una cota interna de la pieza, incluyendo las cotas no cilíndricas.

Medida nominal: es el valor numérico de la dimensión lineal o cota consignada en el plano, y a él se refieren las diferencias o discrepancias (puede ser un valor entero o con decimales). Se designa como D_N , siendo común al agujero y al eje (figura 2).

Medida real: Es la encontrada por medición directa de la cota ($\approx$ al valor verdadero).

Medidas límites: Son las dos medidas extremas admisibles, entre las cuales puede variar la medida real de la cota (incluidas las extremas), y son consignadas en el plano.

Medida máxima: Es la mayor de las medidas límites. $D_{máx_A}$ y $D_{máx_E}$ (para agujero y eje respectivamente), en la Figura 2.

Medida mínima: Es la menor de las medidas límites. $D_{mín_A}$ y $D_{mín_E}$, (para agujero y eje respectivamente), en la Figura 2.

Línea de cero: En la representación gráfica, es la línea que pasa por la medida nominal D_N , y sirve de referencia para acotar las diferencias de las medidas límites con respecto a la nominal (Figura 2).

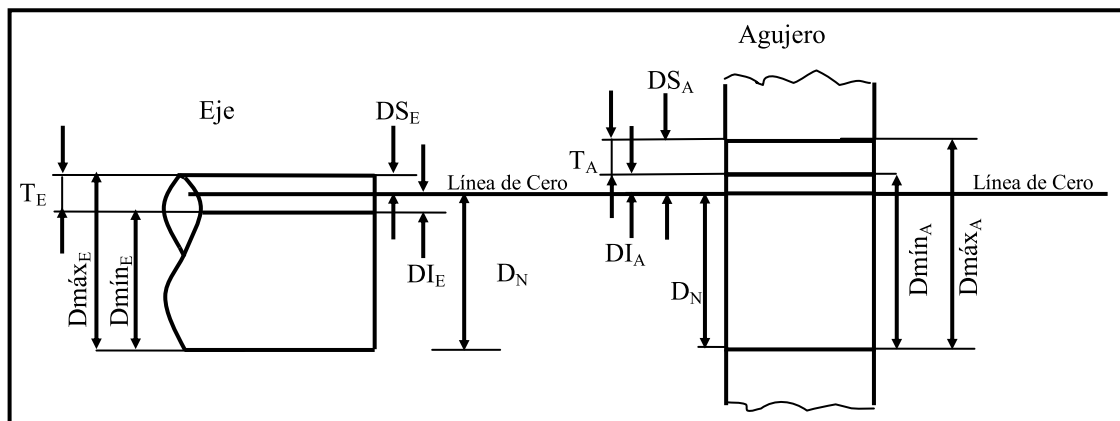


Figura 2

Aclaración: nótese que el cero de todas las cotas citadas hasta aquí es el borde inferior del agujero o eje, según corresponda.

Diferencia superior (DS): Es la diferencia (algebraica) entre la medida máxima y la medida nominal. (Figura 2)

$$DS = D_{máx} - D_N \quad (DS_A \text{ para el agujero, y } DS_E \text{ para el eje})$$

(La norma ISO 286 la llama “ES” para agujeros y “es” para ejes)

Diferencia inferior (DI): Es la diferencia (algebraica) entre la medida mínima y la medida nominal (Figura 2)

$$DI = D_{\min} - D_N \quad (DI_A \text{ para el agujero, y } DI_E \text{ para el eje})$$

(La norma ISO 286 la llama “EI” para agujeros y “ei” para ejes)

Tolerancia (T): Es la diferencia entre las medidas límites máxima y mínima, siendo por consiguiente siempre positiva.

$$T = D_{\max} - D_{\min} \quad (T_A \text{ para agujeros, y } T_E \text{ para ejes})$$

Medida tolerada: Es la informada en el plano, y está compuesta por la medida nominal y las diferencias límites admisibles (tolerancia). Ejemplo: $D = 30,8 \pm 0,05$ mm. Las diferencias pueden tener distintos valores, y también distinto signo. Ejemplos:

$$25^{+0.1}_0 \quad 42^{+0.15}_{-0.05} \quad 16^0_{-0.03}$$

Ajuste o Asiento:

Es la denominación general de la relación entre dos piezas encajadas, consecuencia de las diferencias de medida entre ellas antes del encaje. Por ejemplo: árbol-cojinete, tornillo-tuerca, calibre-verificador.

Según el tipo de superficies, se tendrán ajustes cilíndricos, planos, roscados, etc, y según el número de piezas se tendrán: ajuste sencillo o múltiple (Figura 3).

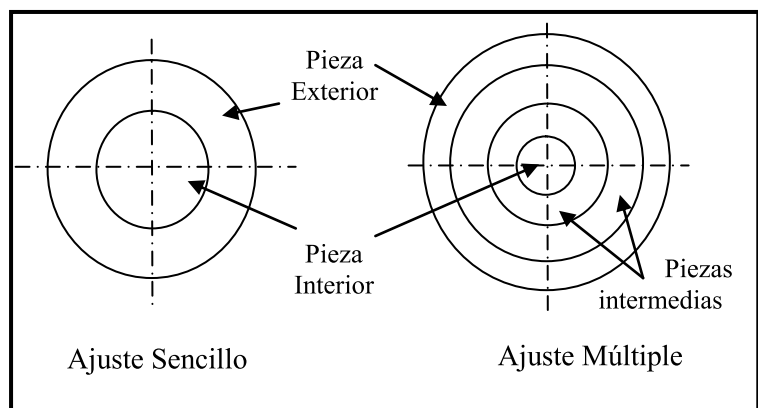


Figura 3

Pieza Exterior (agujero): Envuelve a una o más piezas (Figura 3)

Pieza Interior (eje): Envuelta por una o más piezas.(Figura 3)

Juego (J): Es la diferencia entre la medida (real) interior de la pieza exterior (por ejemplo: agujero) y la medida (real) exterior de la pieza interior (eje), cuando dicha diferencia es positiva. (Figura 4).

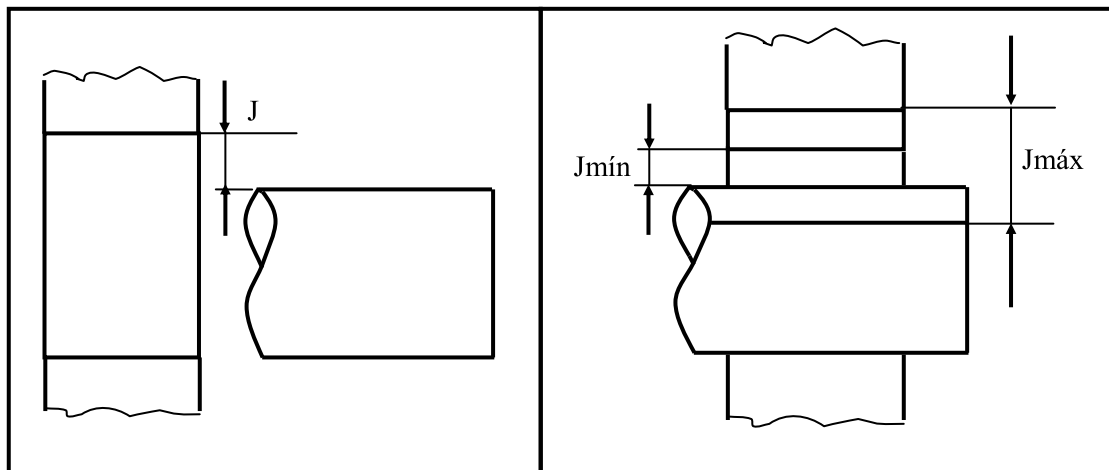


Figura 4

Figura 5

Dado que existen dos medidas límites para cada pieza, el juego fluctuará entre los dos valores extremos $J_{\text{máx}}$ y $J_{\text{mín}}$. (Figura 5).

Juego máximo ($J_{\text{máx}}$): Es la diferencia entre la medida máxima del agujero y la medida mínima del eje, cuando dicha diferencia es positiva. (Figura 5)

$$J_{\text{máx}} = D_{\text{máx}_A} - D_{\text{mín}_E}$$

Juego mínimo ($J_{\text{mín}}$): Es la diferencia entre la medida mínima del agujero y la medida máxima del eje, cuando dicha diferencia es positiva. (Figura 5)

$$J_{\text{mín}} = D_{\text{mín}_A} - D_{\text{máx}_E}$$

Ejemplo:

$$\begin{array}{l} \text{Agujero} \left\{ \begin{array}{l} D_N = 80,000 \text{ mm} \\ D_{\text{máx}} = 80,030 \text{ mm} \\ D_{\text{mín}} = 80,000 \text{ mm} \end{array} \right. \quad \text{Eje} \left\{ \begin{array}{l} D_N = 80,000 \text{ mm} \\ D_{\text{máx}} = 79,990 \text{ mm} \\ D_{\text{mín}} = 79,971 \text{ mm} \end{array} \right. \end{array}$$

$$J_{\text{máx}} = 80,030 - 79,971 = 59 \mu\text{m}$$

$$J_{\text{mín}} = 80,000 - 79,990 = 10 \mu\text{m}$$

Aprieto: Puede suceder, de acuerdo al destino o finalidad que ha de cumplir el ajuste que, por ejemplo en el caso del ajuste cilíndrico la medida máxima del agujero sea menor que la medida mínima del eje antes del encaje. Por ello el montaje deberá realizarse a presión, o por temperatura (calentando la pieza exterior o enfriando la interior), dando lugar a una presión radial entre las dos piezas, luego de producirse el encaje. En este caso, se dice que hay aprieto entre ambas piezas.

Aprieto, entonces, es la diferencia entre las medidas (reales) interior de la pieza exterior y exterior de la pieza interior cuando dicha diferencia es negativa. (Figura 6).

$$\text{Puede expresarse como: } A = -J$$

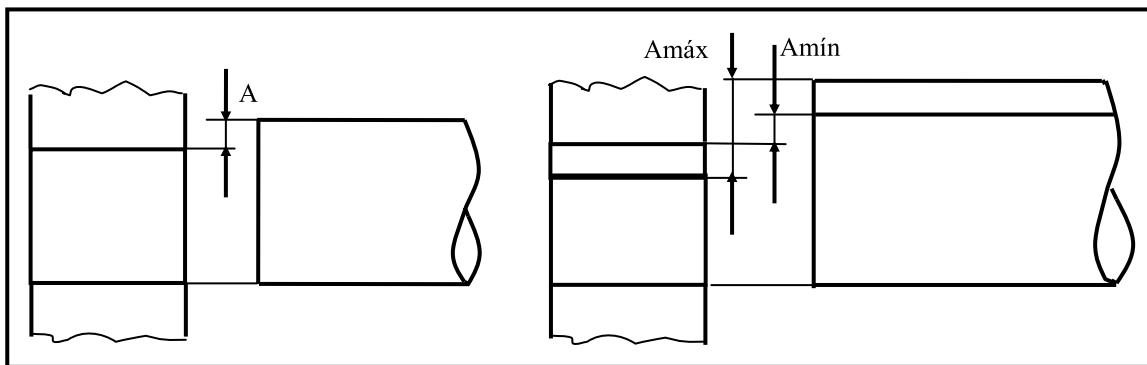


Figura 6

Figura 7

Dadas las dos medidas límites para cada una de las piezas, el aprieto oscilará entre dos valores extremos.

Aprieto máximo ($A_{\text{máx}}$): Es la diferencia entre la medida mínima del agujero y la medida máxima del eje, cuando dicha diferencia es negativa (figura 7)

$$A_{\text{máx}} = D_{\text{mín}_A} - D_{\text{máx}_E} = -J_{\text{mín}}$$

Aprieto mínimo (Amín): Es la diferencia entre la medida máxima del agujero y la medida mínima del eje, cuando dicha diferencia es negativa. (figura 7)

$$Amín = Dmáx_A - Dmín_E = - Jmáx$$

Ejemplo: Dados:

$$\begin{array}{l} \text{Pieza Exterior (agujero)} \left\{ \begin{array}{l} Dmáx = 80,030 \text{ mm} \\ Dmín = 80,000 \text{ mm} \end{array} \right. \quad \text{Pieza Interior (eje)} \left\{ \begin{array}{l} Dmáx = 80,078 \text{ mm} \\ Dmín = 80,059 \end{array} \right. \end{array}$$

$$Amáx = 80,000 - 80,078 = - 78 \mu\text{m}$$

$$Amín = 80,030 - 80,059 = - 29 \mu\text{m}$$

Tipos de Ajustes

Una primera clasificación, reconoce tres tipos de ajustes:

Ajuste móvil: Es aquel que siempre presenta juego después del encaje (Se incluye el caso particular del ajuste con $Jmín = 0$)

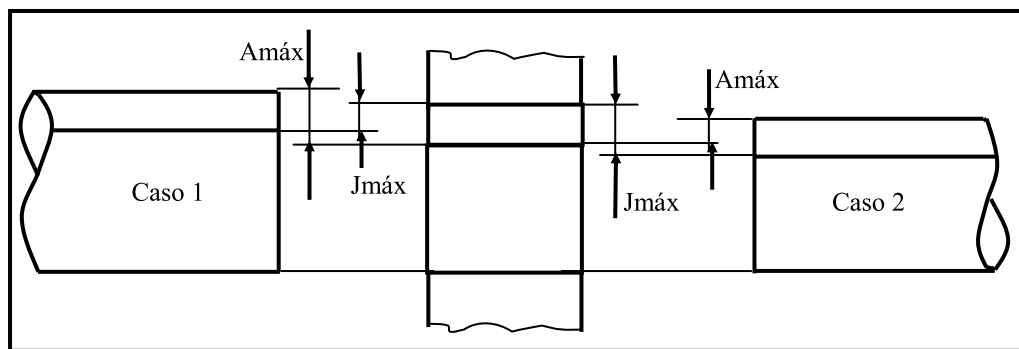


Figura 8

Ajuste indeterminado: Es aquel en que las piezas antes del encaje, según la posición de la medida real dentro de la zona de tolerancia, puede dar lugar a juego o aprieto (figura 8). Los casos 1 y 2 presentan respectivamente $Amáx > Jmáx$ y $Amáx < Jmáx$.

Ajuste prensado: Es aquel en que las piezas, antes del encaje, presentan siempre un aprieto.

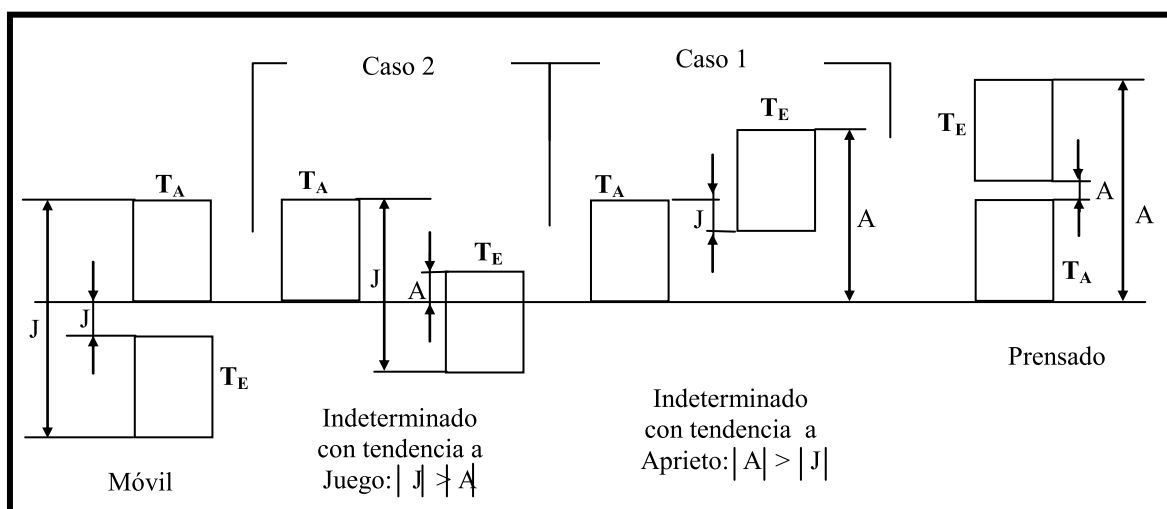


Figura 9

T_A : Tolerancia del Agujero T_E : Tolerancia del Eje

En la Figura 9 se grafican ajustes móviles, indeterminados (con tendencia a juego y a aprieto) y prensados.

Unidad de tolerancia ISO

Definidos los conceptos de tolerancia, diferencias, ajuste, etc., la normalización encara el problema de fijar valores para cada caso particular de dimensión de medidas nominales, fijando un valor de la unidad de tolerancia internacional “ i ”, en función de los mismos dado por la expresión:

$$i[\mu m] = 0,45\sqrt[3]{D} + 0,001 \times D \quad (1)$$

D: diámetro nominal en milímetros.(*)
i queda expresada en micrones.

El valor de **i** varía con **D** según una parábola cúbica, como se aprecia en el gráfico de la figura 10.

Se fija 20°C como temperatura de referencia para todas las mediciones y dimensionamientos.

A fin de restringir el número de unidades de tolerancia en su aplicación práctica, en la técnica del dimensionamiento se considera:

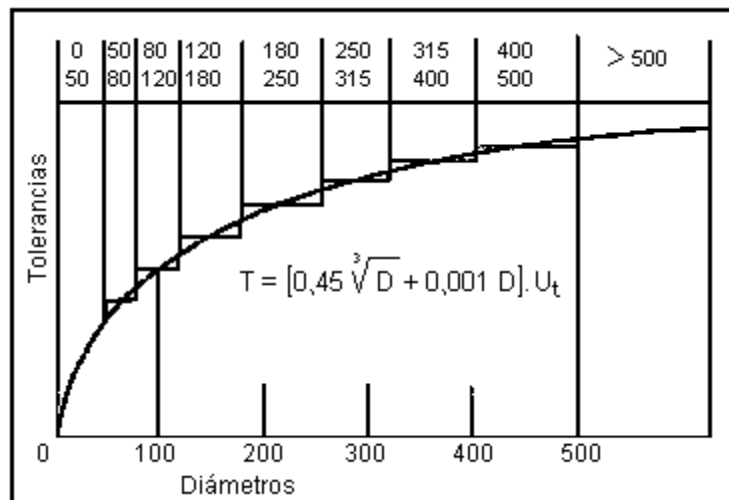


Figura 10

1. Un campo de diámetros comprendido entre 1 y 500 mm, hoy extendido a 10 m.
2. Una subdivisión de ese campo total en grupos, dentro de cada cual la unidad de tolerancia es la misma, resultando su valor, de tomar el **D**, para aplicar en (1), como la media geométrica de los diámetros extremos del grupo **D1** y **D2**, o sea:

$$(*) \quad D = \sqrt{D1 \times D2}$$

Por ejemplo, para el segundo grupo de medidas nominales (más de 3 hasta 6 mm), tenemos:

$$D = \sqrt{3 \times 6} = 4,25$$

De donde: $i = 0,45 \times 1,62 + 0,001 \times 4,25 = 0,73 + 0,00425 = 0,73425 \mu m$

Los grupos de dimensiones son: 1 a 3; más de 3 hasta 6; más de 6 hasta 10; más de 10 hasta 16; etc.

Nota: Las Tablas de Ajustes y Tolerancias adjuntas, contienen los datos normalizados de las Diferencias, y Tolerancias para todas las medidas nominales, correspondientes a las diferentes calidades que se describen a continuación y posiciones de tolerancia que se verán posteriormente.

Calidad o precisión del trabajo. Tolerancias fundamentales

Las diferentes construcciones mecánicas requieren diversos grados de precisión. Así por ejemplo, los instrumentos de medición, los calibres destinados a la verificación y control de las fabricaciones en serie, los mecanismos que deben funcionar a velocidades muy elevadas, etc., requieren una gran precisión y por consiguiente tolerancias de fabricación muy pequeñas. En cambio, para máquinas agrícolas, aparejos, grúas, piezas fundidas, etc., la precisión puede ser muy baja. La gran diversidad de mecanismos que pueden presentarse en el universo de la mecánica requiere tener a disposición un rango amplio de variantes de precisión, que ofrezca al proyectista suficientes opciones para elegir la mas apropiada para el caso a resolver. Ello dio origen a que la ISO estableciera 19 grados de precisión llamados “calidades”. La norma DIN, divide todos esos grados de precisión en cuatro grupos, que son: extrapreciso, preciso, mediano y basto.

Los 19 grados de ISO que van de IT 01, IT 0, IT 1 IT17, desde el más preciso al más basto, establecen una amplia gama para aplicar la más adecuada para cada uno de los trabajos de la industria mecánica moderna.

A cada una de esas 19 calidades, le corresponde un cierto número U_i de unidades de tolerancia que son múltiplos enteros de i , a partir de la calidad 5, a la que se le asigna $U_i = 7$ unidades de tolerancia, y desde la cual, las U_i se escalonan en progresión geométrica de razón $1,6 \cong \sqrt[3]{10}$. La cantidad de unidades asignadas a cada calidad IT figuran en la Tabla 1.

Calidad IT	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Tolerancia	7i	10i	16i	25i	40i	64i	100i	160i	250i	400i	640i	1000i	1600i

Tabla 1

De acuerdo a esto, la tolerancia resultaría:

$$T = U_i \cdot i$$

Donde U_i , es igual al número de unidades de tolerancia, que corresponden a la calidad prescrita.

Para las calidades IT1 hasta IT4 se establece la fórmula:

$$T = k (1 + 0,1 D[\text{mm}]) [\mu\text{m}]$$

Donde:

IT1:	k = 1,5	IT3:	k = 2,8
IT2:	k = 2	IT4:	k = 4

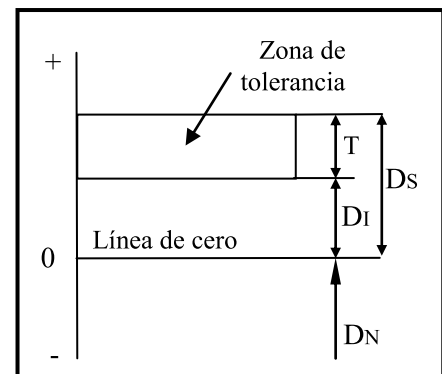


Figura 11

Las calidades IT01 a IT1 están previstas para pequeña mecánica de precisión, óptica y relojería; IT1 a IT4 para calibres y piezas mecánicas de precisiones extremas; las calidades IT5 a IT11 para piezas acopladas entre sí, reservándose las 5 y 6 para fabricaciones precisas con rectificados finos, las 7 para precisiones normales obtenidas con rectificado, escariado o brochado y torneado fino, la 8 obtenible con buenas herramientas y máquinas-herramientas de corte (no aplicada a acoplamientos fijos o forzados); la 9 para mecánica corriente, la 10 para mecánica ordinaria y la 11 para operaciones de desbastado en máquinas muy bastas y en general donde las mismas no trabajan acopladas. Por ejemplo, piezas forjadas, estampadas, fundidas.

Zona de Tolerancia: Es el espacio comprendido entre las líneas que representan los límites máximo y mínimo admisibles para la cota. Está definido por la magnitud de la tolerancia T y su posición relativa a la Línea de Cero. En la figura 11 se representan esquemáticamente la zona de tolerancia y las diferencias superior e inferior.

Posición de la tolerancia: Para cada grupo de medidas y cada calidad hay que fijar la posición de la zona de tolerancia respecto a la medida nominal (Línea de Cero), que puede estar localizada por encima o debajo de la misma. Queda determinada dicha posición por una de las diferencias, la superior o la inferior, obteniéndose la otra mediante el valor de la tolerancia correspondiente. La diferencia empleada para definir la posición es la más cercana a la línea de cero.

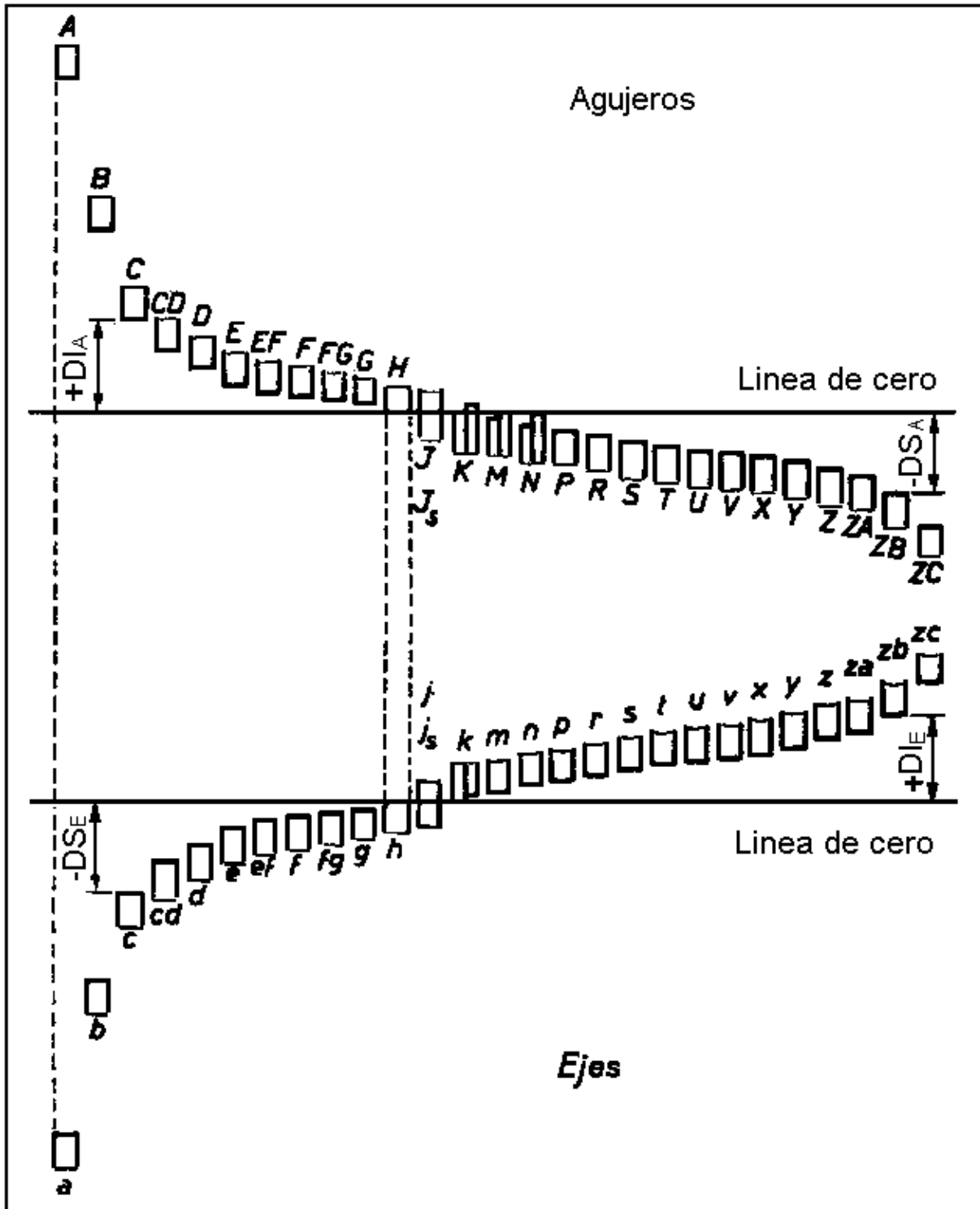


Figura 12

La posición de la zona de tolerancia, se representa con letras mayúsculas para medidas interiores (agujeros **A, B, C,...**) y con letras minúsculas para medidas exteriores (ejes **a, b, c,...**). La amplitud de la tolerancia queda precisada por el número que da la calidad IT (tabla 1).

La norma ISO 286 utiliza las 28 posiciones indicadas en la figura 12, desde **A** hasta **ZC** (mayúsculas) para agujeros, y desde **a** hasta **zc** (minúsculas) para ejes.

En la Figura 12 se puede ver que las letras **A** hasta **G** corresponden a posiciones encima de la línea de Cero para los agujeros, siendo las **DI** positivas. Las respectivas dimensiones y tolerancias están todas por encima de la medida nominal. Las posiciones de los agujeros de letras **K** a **ZC**, quedan ubicadas por debajo de la Línea de Cero.

A diferencia con las posiciones de los agujeros, las posiciones de los ejes **a** hasta **g** están por debajo de la línea de cero, siendo sus **DS** negativas. En tanto, los ejes **k** hasta **zc** tienen su tolerancia encima de la línea de cero y sus **DI** positivas.

Las letras **H** para agujeros y **h** para ejes, ocupan posiciones adyacentes a la línea de cero, en las que DI_A (para **H**) y DS_E (para **h**) valen respectivamente 0.

Una tolerancia queda por consiguiente perfectamente determinada, mediante una letra (mayúscula o minúscula y un número). La primera, indica la posición de la tolerancia y define si se trata de un agujero o un eje, y el segundo la calidad.

Por ejemplo: **H8**, indica un agujero, cuya posición está justo sobre la línea de Cero ($DI_A=0$) con una calidad **8**. Aquí es $T=DS_A$. Mientras que **g7**, indica un eje con tolerancia de posición **g** y calidad **7**, y **h11** es un eje adyacente a la Línea de Cero por debajo, cuya amplitud de tolerancia es la correspondiente a la calidad **11**, tiene $DS_E=0$ y $T=|DI_E|$.

En la figura 13 se muestran, como ejemplo, una tolerancia **H** para agujero y otra **h** para eje. También se muestran otras posiciones de zonas de tolerancia (genéricas), y los respectivos signos que toman las diferencias superiores e inferiores.

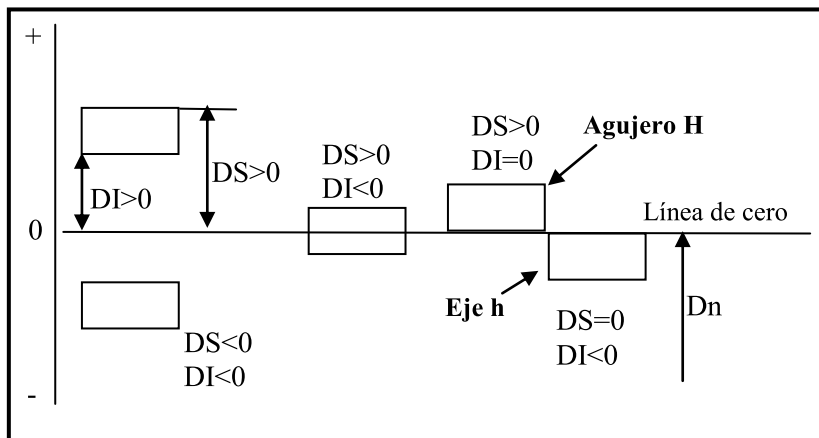


Figura 13

Diferencias (DS, DI)

Todos los ejes de una de las letras **a** hasta **h**, dentro de una zona de medidas nominales, tienen igual diferencia superior DS_E , cualquiera sea su calidad, y por lo tanto igual distancia a la Línea de Cero.

Todos los ejes de una de las letras **k** hasta **zc**, dentro de una zona de medidas nominales, tienen igual diferencia inferior DI_E , cualquiera sea su calidad, y por lo tanto, igual distancia a la Línea de Cero.

La misma regla se aplica a los agujeros de las letras **A** hasta **H**. Por el contrario, la posición de los agujeros de **K** a **ZC** está regida por otras reglas, que se explicarán más adelante.

Juego y aprieto medios

Consideremos un ajuste móvil **70 H9 / f 8**, constituido por un agujero de diámetro 70 mm y diferencias $DI_A = 0$ y $DS_A = +0,074\text{mm}$ y un eje de diámetro 70 mm y diferencias $DS_E = -0,030$ y $DI_E = -0,076\text{mm}$. (los datos fueron extraídos de las tablas de ajustes ISO normalizados).

Siendo las medidas límites 70,000 y 70,074 mm para el agujero, y 69,924 y 69,970 mm para el eje. Las respectivas medidas medias son:

$$\begin{aligned}\text{Diámetro medio (Agujero):} & 70,037 \text{ mm} \\ \text{Diámetro medio (Eje):} & 69,947 \text{ mm}\end{aligned}$$

El juego medio entre piezas, será la diferencia entre esos diámetros medios, o sea:

$$\text{Juego Medio} = 70,037 - 69,947 = 0,090\text{mm} = 90 \mu\text{m}$$

Generalizando, se tiene:

$$\text{Juego medio} = \frac{(D_N + DS_A) + (D_N + DI_A)}{2} - \frac{(D_N + DS_E) + (D_N + DI_E)}{2}$$

Por lo tanto:

$$\text{Juego medio} = \frac{(DS + DI)_A - (DS + DI)_E}{2} \quad (1)$$

Dado que por definición se cumple que: $J_{\text{máx}} = (DS_A - DI_E)$
 $J_{\text{mín}} = (DI_A - DS_E)$

Entonces el juego medio puede calcularse como la media de los juegos límites:

$$\text{Juego medio} = J_{\text{medio}} = \frac{J_{\text{máx}} + J_{\text{mín}}}{2} \quad (2)$$

Reemplazando en (2) se obtiene la misma igualdad dada en (1)

El conocimiento del juego medio presenta un interés indiscutible, pues da una idea del orden de magnitud del juego real que será obtenido con más frecuencia. Los operarios, en aras de evitar el rechazo de piezas, en general se esfuerzan en mecanizar a diámetros equidistantes de los diámetros límites (diámetros medios). Se verá la importancia de los valores del juego medio en la elección o asignación de la zona de tolerancia aplicados a casos reales.

Analogamente, el aprieto medio, resulta ser la media de los aprietos límites, y se calcula mediante:

$$\text{Aprieto medio} = A_{\text{medio}} = \frac{A_{\text{máx}} + A_{\text{mín}}}{2} \quad (3)$$

El J_{medio} se determinó suponiendo un ajuste móvil, es decir, un ajuste en el que existen $J_{\text{máx}}$ y $J_{\text{mín}}$.

El A_{medio} se determinó suponiendo un ajuste prensado, en el que existen $A_{\text{máx}}$ y $A_{\text{mín}}$.

Pero si el ajuste fuera indeterminado, será posible la existencia tanto de juego como de aprieto, y las posibilidades extremas serán los máximos de ambos, es decir $J_{\text{máx}}$ y $A_{\text{máx}}$. En ese caso, el valor

medio podrá dar juego o aprieto, lo que dependerá de los valores absolutos de $J_{\max}$ y $A_{\max}$. Cuando es mayor el $J_{\max}$ habrá J_{medio} , y cuando es mayor el $A_{\max}$ habrá A_{medio} .

A efectos de realizar el cálculo puede emplearse la expresión (2) reemplazando ($J_{\min}$) por ($-A_{\max}$), quedando:

$$\frac{(J_{\max} - A_{\max})}{2} \begin{cases} > 0 \\ < 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} J_{\text{medio}} \\ A_{\text{medio}} \end{cases}$$

Nótese que si un ajuste indeterminado está compuesto por posiciones de eje y agujero que dan lugar a J_{medio} , en una producción seriada de piezas, la probabilidad de existencia de conjuntos con juego será mayor que la de conjuntos con aprieto. Si por el contrario, las posiciones dan lugar a A_{medio} , la tendencia predominante será el aprieto.

Tolerancia de Ajuste

Se denomina así (**TA**), a la suma de las tolerancias del agujero y del eje. Es también la diferencia entre los juegos límites o entre los aprietos límites:

$$TA = T_A + T_E = (DS - DI)_A + (DS - DI)_E \quad (4)$$

$$TA = J_{\max} - J_{\min} = (D_{\max A} - D_{\min E}) - (D_{\min A} - D_{\max E}) = (D_{\max A} - D_{\min A}) + (D_{\max E} - D_{\min E})$$

$$TA = (DS_A - DI_E) - (DI_A - DS_E) = (DS - DI)_A - (DS - DI)_E = T_A + T_E$$

También resulta interesante presentar la **TA** de la siguiente manera:

$$TA = (DS_A + DS_E) - (DI_A + DI_E)$$

Por lo tanto, la tolerancia de ajuste **TA** puede calcularse sin determinar las tolerancias de las piezas ni los juegos límites, empleando solo las diferencias, que son justamente los valores que figuran en todas las tablas de datos correspondientes a los ajustes.

Teniendo en cuenta que por definición:

$$J_{\max} = -A_{\min} \quad J_{\min} = -A_{\max}$$

Cuando se trata de un ajuste prensado, **TA** será:

$$TA = J_{\max} - J_{\min} = -A_{\min} - (-A_{\max}) \quad \text{Entonces:} \quad TA = A_{\max} - A_{\min} = T_A + T_E$$

Para un ajuste indeterminado (ver figuras 8 y 9), se tendrá:

$$J_{\max} \quad y \quad J_{\min} = -A_{\max} \quad \text{Luego:} \quad TA = J_{\max} - (-A_{\max})$$

$$TA = J_{\max} + A_{\max}$$

Nota: La tolerancia de ajuste resulta de igual valor para todos los ajustes que reúnen iguales calidades, aunque las posiciones de sus tolerancias sean diferentes. Algunos ejemplos son los siguientes: ($TA=101\mu\text{m}$ para 50 H9*/f8 y 50J8/js9; $TA=64\mu\text{m}$ para 50F8/u7, 50H8/f7 y 50 H8/h7). Cualesquiera sean las posiciones de las tolerancias del eje y del agujero, se cumple que **TA** depende solamente de las calidades de ambas piezas. (Consultar Tabla ISO de Ajustes y tolerancias, y verificar los valores de **TA** para los ejemplos dados).

El valor de TA da una idea de la precisión del ajuste, por ser la suma de las tolerancias de ambas piezas. Además, cuando se debe establecer un ajuste, habiéndose fijado de antemano los juegos límites a respetar, se calcula la tolerancia del ajuste y pueden determinarse las tolerancias de las dos piezas a ajustar y escogerse sus respectivas posiciones, nombradas con los símbolos normalizados que resulten de la adopción.

Sistemas de Ajuste

Cada sector de industria elige los acoplamientos más convenientes para el tipo de piezas y función que las mismas deben cumplir en las máquinas que construye, y por su parte ISO ha realizado una selección que incluye aquellos de aplicación mas generalizada y los recomienda para su uso. Con ello las posibles combinaciones se reducen notablemente, facilitando la elección adecuada. No obstante, cualquier combinación para ajustes eje-agujero puede ser adoptada. La técnica moderna hace que cada industria elija el número mínimo de variantes en cuanto a asientos o ajustes, a fin de disminuir la cantidad de calibres y herramientas, tratando de optar por las tolerancias más amplias compatibles con su tipo de producción y para disminuir sus costos.

Un sistema de Ajuste está compuesto por una serie de ajustes con juegos y aprietos de distinto valor, fijados según un plan orgánico. Al formar una serie sistemática de acoplamientos, es preferible tomar como referencia a uno de los elementos: el eje o el agujero, con una posición constante de su tolerancia, obteniéndose las distintas clases principales de acoplamientos: móvil, indeterminado o fijo, variando la posición del otro elemento acoplado. Quedan así definidos los sistemas: Agujero único y Eje único.

Sistema Agujero Unico (AU)

Es aquel en que se toma como línea de referencia o Línea de Cero la medida mínima del agujero o límite inferior de la tolerancia del agujero. De ahí resulta $DI_A = 0$ (figura 14). El elemento tomado como base o referencia, es entonces el agujero cuya posición de tolerancia es H.

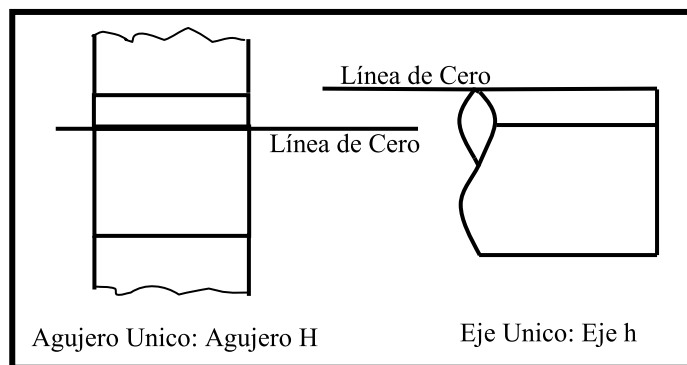


Figura 14

Figura 15

Sistema Eje Unico (EU)

Es aquel en que se toma como Línea de Cero la medida máxima del eje o límite superior de la tolerancia del eje. De ahí resulta $DS_E = 0$ (figura 15). El elemento de referencia es el eje h.

En los planos se indica a veces la nomenclatura del ajuste utilizado, dando después de la medida nominal del acoplamiento, las letras y números que lo identifican. En primer término va la letra que indica la posición y el número correspondiente a la calidad del agujero y luego los datos del eje.

Por ejemplo, sean los ajustes: $\phi 51 H6/m5$ ó $\phi 23,5 H7/g6$; los dos corresponden a un sistema de agujero único, el primero de calidad 6 para el agujero y 5 para el eje, y el segundo 7 y 6 respectivamente.

Para el sistema eje único, un ejemplo sería: $\phi 40 G6/h5$, con calidad 6 para el agujero y 5 para el eje. Si no se indica la nomenclatura, no deberá faltar el dato de la medida nominal acompañado de los valores de las diferencias superior e inferior de ambas piezas, dado que resultan imprescindibles para poder construirlas.

Elección de la calidad y posición de la zona de tolerancia

Para elegir las tolerancias de eje y agujero, por razones de economía, conviene pensar en principio, en tolerancias lo más amplias posibles. Solo después de haber deducido por vía analítica o comprobación experimental que su aplicación es técnicamente inapropiada, se pasará a tolerancias mas estrechas.

La tolerancia es la inexactitud admitida en la fabricación, y las medidas reales varían dentro de esa tolerancia. Verificando lotes de piezas de fabricación normal, pueden determinarse los valores reales que se repiten mas a menudo; en general, como veremos mas adelante, el valor más frecuente se encuentra hacia la mitad del campo de tolerancia.

Lo mismo que las medidas reales, los juegos y aprietos de los acoplamientos presentan dispersión debido a las tolerancias, pero el valor más frecuente se ubica generalmente cerca de los valores medios de las diferencias fijadas, es decir el Juego medio o el Aprieto medio anteriormente definidos en las expresiones (2) y (3).

La calidad individual de las piezas y la posición relativa entre las tolerancias debe tratarse en conjunto. Lo fundamental es la tolerancia de ajuste T_A , que tiene incidencia directa en el funcionamiento del ajuste, y de ella derivan T_A , T_E , y los juegos o aprietos límites. Por lo tanto debe partirse por seleccionar acertadamente el valor de T_A .

Para ello puede seguirse uno de los siguientes procedimientos:

- a) **Búsqueda de Información:** basada en recomendaciones y antecedentes confiables acerca del ajuste apropiado para el mecanismo en estudio. Las fuentes son: Ajustes recomendados en las normas ISO, DIN e ISA enlistados para muchas aplicaciones conocidas, Extrapolación de casos análogos, Antecedentes propios o ajenos de resultado comprobado en mecanismos iguales o similares.
- b) **Evaluación experimental:** ensayo de prototipos bajo las condiciones de funcionamiento previstas en el diseño.

Seguidamente se da un ejemplo para cada procedimiento.

Ejemplo 1: Determinar el ajuste eje-cojinete de una bomba de engranajes, para $D_N = 60\text{mm}$.

Por tratarse de un mecanismo que figura como ejemplo de aplicación en las normas dentro de los ajustes recomendados (ver Tablas de Ajustes, fin de esta sección) se adopta directamente. Es el **60 H9/e8** cuyas diferencias superior e inferior son respectivamente $+74\mu\text{m}$ y 0 para el agujero **H9**, y $-60\mu\text{m}$ y $-106\mu\text{m}$ para el eje **e8**. Los juegos son: $J_{\text{máx}}=180\mu\text{m}$, $J_{\text{mín}}=60\mu\text{m}$ y $J_{\text{medio}}=120\mu\text{m}$.

Ejemplo 2: Se debe seleccionar un ajuste móvil para un eje y un cojinete que deben funcionar en condiciones de servicio no equiparables con antecedentes conocidos. Luego de un análisis previo se decide ensayar prototipos con juegos de distinto valor, dentro de un rango que se estima adecuado para evaluar el comportamiento. Se determina finalmente que el ajuste debe tener $J_{\text{máx}}=80\mu\text{m}$ y $J_{\text{mín}}=20\mu\text{m}$. Con esos datos se calcula la tolerancia de ajuste aplicando la expresión (4), que representa también la suma de tolerancias de las piezas:

$$J_{\text{máx}} - J_{\text{mín}} = T_A = T_A + T_E$$

Ahora se cuenta con el dato de T_A , y dos incógnitas, T_A y T_E a determinar. Un criterio consiste en repartir T_A en partes iguales para eje y agujero, pero teniendo en cuenta que el grado de dificultad en el proceso de fabricación y control, generalmente es mayor para superficies interiores, otro criterio es asignarle una tolerancia mayor al agujero (generalmente una calidad IT, 1 grado más basta, y a veces hasta 2). De modo que, atendiendo a los dos criterios, puede plantearse que: $T_A \geq T_E$.

Adoptando sistema AU, y tomando $T_A = T_E$ será:

$$T_A = T_E = \frac{J_{\text{máx}} - J_{\text{mín}}}{2} = \frac{0,080 - 0,020}{2} = 0,030 \text{ mm} = 30 \mu\text{m}$$

Si $D_N = 40\text{mm}$, de las tablas ISO de ajustes y tolerancias, para el campo de medidas nominales “Más de 30, hasta 40 mm”, agujero H, se elige:

H7, con límites: +0 y +25 μm

Resulta $T_A = 25 \mu\text{m}$, que es aceptable porque es menor que el valor calculado de 30 μm (Se descarta la calidad mas basta siguiente, H8, porque tiene límites +0 y +39 (tolerancia > que la $T_A = 30\mu\text{m}$)

De las tablas para ejes, surge que todas las posiciones desde **a** hasta **g** dan juego con el agujero H. En el mismo grado de calidad, se elige el eje f7 (-25, -50 μm), verificándose que los valores límites del juego ($J_{\text{máx}} = 75\mu\text{m}$ y $J_{\text{mín}} = 25\mu\text{m}$) para el ajuste elegido 35 H7/f7 son menor y mayor a los $J_{\text{máx}}$ y $J_{\text{mín}}$ admisibles (80 y 20 μm), respectivamente, satisfaciendo los requisitos del problema.

En este caso, si se quisiera aplicar $T_A > T_E$ debería pasarse al agujero H8 que proporciona $J_{\text{máx}} = 89\mu\text{m}$ y $J_{\text{mín}} = 25 \mu\text{m}$, no aceptable el primero de ellos.

Si hubiera dificultad en el mecanizado para lograr H7 en el agujero, podría adoptarse H8, pero habría que afinar la calidad del eje tomando f6 (-25, -41 μm), resultando $J_{\text{máx}} = 80\mu\text{m}$ y $J_{\text{mín}} = 25\mu\text{m}$ que caen dentro de los juegos límites del problema. Pero la tolerancia del eje f6 sería de 16 μm , quizás factible de cumplir, pero aumentan el costo y la probabilidad de rechazos.

Si se comparan los ajustes H7/f7 y H8/f6 recién citados, mientras el $J_{\text{máx}}$ del último coincide con el valor especificado (80 μm), el primero provee 75 μm , o sea un margen de 5 μm a favor, que ampliaría la vida útil de aquellos conjuntos eje-agujero que tengan J_{real} cercano al máximo (ver párrafo siguiente).

Al elegir la calidad de un ajuste móvil debe tenerse en cuenta, además de la precisión requerida, el posible desgaste que sufren las piezas en servicio o trabajo continuado, que afecta su duración. En la mayoría de las ocasiones, se acepta como límite de utilidad o desgaste admisible para el agujero, la cota de la diferencia superior de la misma letra, pero de la calidad siguiente mas basta, y para el eje la cota de la diferencia inferior de la calidad siguiente mas basta. La justificación para ello es que un par eje-agujero (nuevos) que tenga el valor $J_{\text{máx}}$ se acepta sin reparos y se le adjudica cierta vida útil; no habría razón entonces para no conceder una extensión de vida útil a piezas que ya han “hermanado” en servicio sus superficies de asiento. Por otra parte es lógico suponer que al elegir el ajuste, se han elegido $J_{\text{máx}}$ y $J_{\text{mín}}$ con suficiente margen de resguardo para cubrirse de posibles imprevisiones.

Entonces, el ajuste H8/e9 del ejemplo 1, tendría utilidad hasta llegar al $J_{\text{máx}}$ del ajuste H9/e10, mientras que los ajustes del ejemplo 2, H7/f7 ó H8/f6, podrían utilizarse respectivamente hasta llegar a H8/f8 y H9/f7.

Al elegir las tolerancias individuales conviene tener en cuenta las disponibilidades del taller en calibres pasa-no pasa y herramientas; por ello para cualquier tipo de fabricación conviene hacer una selección de las zonas de tolerancia y de las medidas nominales que con mayor frecuencia deban utilizarse, con el objeto de reducir al mínimo el número de calibres y en consecuencia los gastos de fabricación.

Una vez encontrada una opción disponible, es conveniente adaptarse a ella, aún, en pequeño perjuicio del ajuste deseado, evitando el aumento de herramental de trabajo y de medición en aquellos ajustes que se presentan con poca frecuencia. Mas aún teniendo en cuenta que pueden realizarse múltiples combinaciones que permiten con distintas tolerancias individuales obtener la misma (o muy

aproximada) tolerancia de ajuste. Como ejemplo de ello, si contamos con calibres para las seis zonas de tolerancia dadas en la figura 16, para $D_N=25$ mm, son posibles las siguientes opciones:

Dos ajustes del sistema AU: H8/d9 y H8/s7.

Dos ajustes del sistema EU: E9/h8 y J8/h8.

Un ajuste común a ambos sistemas: H8 / h8.

Con estas tolerancias, apartándonos de los sistemas AU y EU, existen las siguientes posibilidades de acoplamiento:

E9/s7, corresponde aproximadamente a: H9/j7, y también a J8/h8

E9/d9, “ “ “: H9/c9

J8/d9, “ “ “: H9/e8

J8/s7, “ “ “: H8/u7

Cabe aclarar que esas combinaciones tal vez no se verifican para otras medidas nominales; las presentadas solo se cumplen para el campo “más de 18 hasta 30 mm”.

A continuación se da un listado de las calidades adecuadas para algunos tipos de fabricación importantes, enumeradas en sentido decreciente de la frecuencia de su empleo dentro de cada especialidad.

Transmisiones: 8, 9, 11, 10, 7, 6.

Maquinaria textil: 8, 10, 9, 7, 11, 6.

Mecánica grande: 10, 8, 7, 9, 11, 6.

Pequeña mecánica: 7, 6, 8, 5, 9.

Maquinaria eléctrica: 7, 8, 6, 10, 9.

Máquinas-herramientas: 7, 6, 5, 8.

Construcciones navales: 9, 11, 7, 6, 8, 10.

Maquinaria agrícola: 11, 9, 10, 8, 7, 13.

Rodamientos a bolas y a rodillos, y sus ejes y soportes: 6, 7, 5, 8, 9, 10, 11, 13.

Motores: 7, 6, 8, 10, 5, 9, 11.

Automóviles: 8, 7, 10, 6, 11, 5, 9.

Aviación: 8, 7, 11, 6, 5.

Locomotoras: 9, 11, 8, 10, 7, 6.

Vagones: 9, 11, 8, 10, 7, 6.

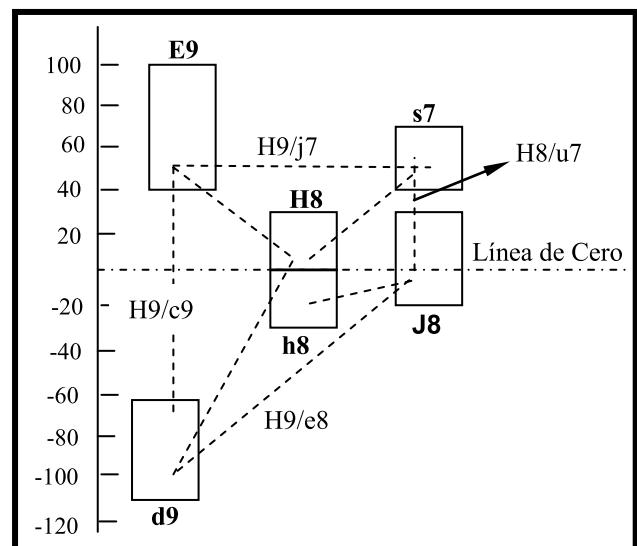


Figura 16

En fabricaciones muy precisas (tolerancias muy pequeñas), se podrán reducir los rechazos clasificando las piezas por grupos de medidas y aplicando un montaje selectivo entre ellas (este tema se verá más adelante con el título “Ajuste Selectivo”).

Elección del sistema

En principio, en general resulta preferible utilizar el sistema agujero único (AU) puesto que generalmente es más fácil ajustar a la medida un eje, que un agujero. (Cabe aclarar que la confección de agujeros, en la producción en serie, si se realiza abriendo la cavidad con broca y calibrando la medida mediante escariador, la citada dificultad se reduce. Pero debe tenerse en cuenta que los escariadores, si bien se fabrican hasta diámetros $\cong 100$ mm, no resultan económicos por encima de 50mm y son poco versátiles en comparación con alesadores regulables).

Los factores que rigen la elección del sistema son algo complejos como para poder sintetizarlos brevemente y aún más para dar reglas de aplicación general. No obstante, intentaremos analizar cada uno de los elementos intervinientes.

Básicamente, son dos los factores que rigen la elección:

1. La funcionalidad del ajuste.
2. La economía.

Aunque los dos se consideran en general en forma simultánea, en algunos casos el primero podría excluir al segundo.

Para una mayor comprensión de los conceptos que siguen, es menester analizar un ejemplo de los que se presentan con cierta frecuencia en la práctica.

El acoplamiento que muestra la figura 17 representa un eje A rodando dentro de un cojinete C (sobre el soporte D) con un cubo B fijo en su extremo. Las posiciones y las calidades han sido elegidas previamente, analizándose aquí solo la elección del sistema. Este doble asiento puede resolverse por tres procedimientos distintos, empleando los sistemas de Agujero Unico, Eje Unico y combinado:

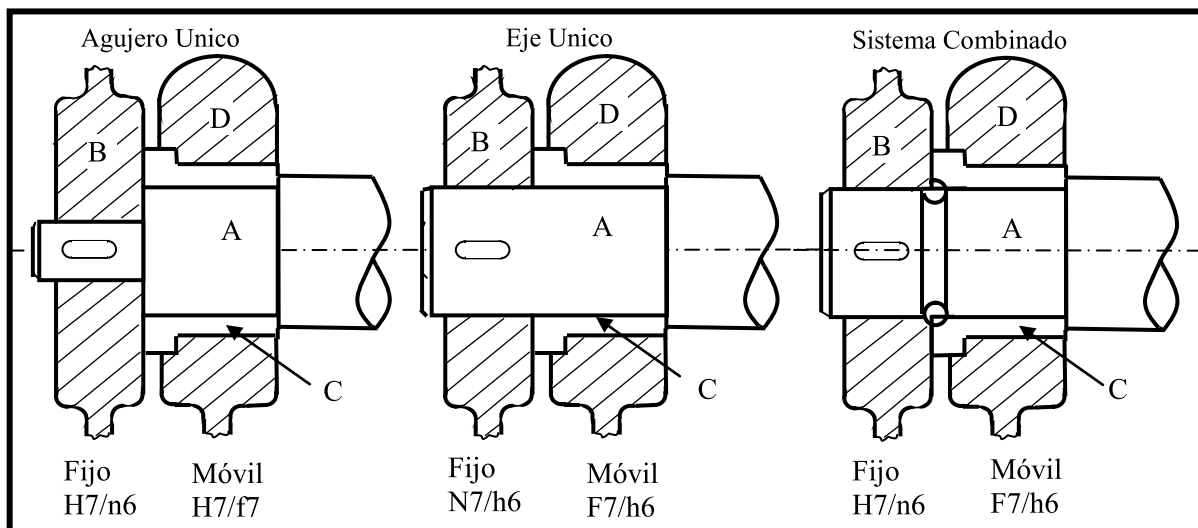


Figura 17

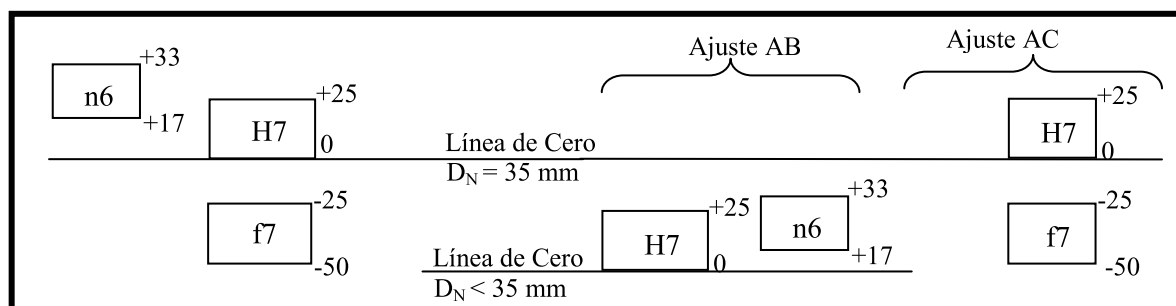


Figura 18

1. Empleando el sistema de agujero único:

En la figura 18 (izq.) se muestran esquemáticamente las posiciones de tolerancia H7 para el agujero (cubo B y casquillo C) y para el eje (A), n6 y f7 respectivamente para $D_N = 35 \text{ mm}$. En este caso, pudiendo ser la medida real del eje n6 mayor que la del agujero H7, sería imposible montar y

desmontar el cojinete sin deterioro, por lo tanto habrá que rebajar el extremo del eje destinado al asiento fijo, obteniéndose así dos medidas nominales (figura 17a y 18 derecha).

El mecanizado resulta algo laborioso (eje con dos medidas) y si el control se hace con calibres de límites (pasa-no pasa) hay que tener cuatro calibres distintos (dos calibres machos y dos hembras). También son necesarias dos brocas y dos escariadores.

2. Empleando el sistema de eje único:

Según este procedimiento, el eje puede conservar un mismo diámetro nominal en todas su longitud, aplicándole una tolerancia única (h6) (figuras 17b y 19). Puesto que la medida real resultante de F7 para el casquillo (C) será mayor que la medida real resultante de h6, es posible introducir fácilmente el casquillo. La operación de mecanizado se simplifica. Se requiere solo tres calibres (dos machos y uno hembra), una sola broca (diámetros casi iguales) y dos escariadores.

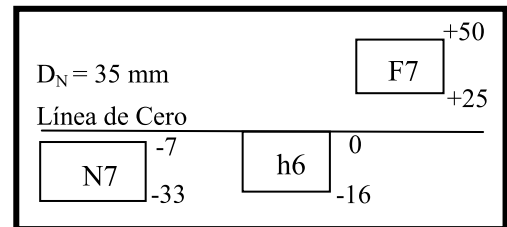


Figura 19

3. Empleando el sistema combinado:

Se emplea AU en la zona del cubo y EU en el casquillo. Con ello es posible mantener un diámetro nominal único en toda la longitud del eje, pero como las tolerancias son distintas para cada asiento, debe efectuarse una entrada con muela (ranura) sobre el eje, para separar las zonas (Figuras 17c y 20). Entonces tenemos: la medida real que proporciona n6 es mayor que la dada por h6; no obstante, como F7 produce una medida real superior a la n6, nada impide sacar y meter el casquillo sin perjudicar la superficie del eje, en su parte destinada a la fijación del cubo. El mecanizado es más económico que en el primer procedimiento, pero se requieren igualmente cuatro calibres, dos escariadores y una broca.

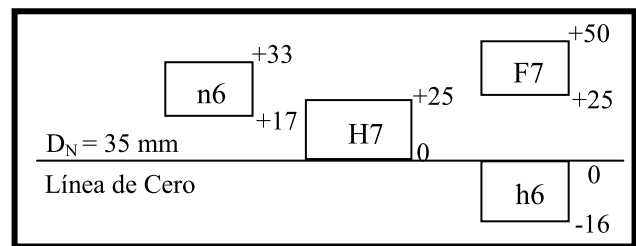


Figura 20

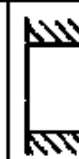
	Agujero único				Eje único			
	Agujero	1	2	3	Eje	1	2	3
Diámetro Nominal								
Herramientas								
Calibres para Herramientas							Idem	Idem
Calibres			Idem	Idem				

Figura 21

Comparando los tres procedimientos, se llega indudablemente a la conclusión que para este caso, desde el punto de vista económico el más conveniente es el que utiliza el sistema eje único. En la figura 21 se muestra para un caso genérico (con 3 ajustes diferentes), el número de herramientas y calibres necesarios para la fabricación y control de medidas, según los sistemas AU y EU, respectivamente, donde puede observarse la conveniencia del sistema AU, pues es menor la cantidad de herramientas y calibres.

Consideremos ahora el mismo acoplamiento del ejemplo pero con los asientos invertidos (Figura 22), es decir, el cojinete C montado en el extremo del eje A, quedando dentro el cubo fijo B.

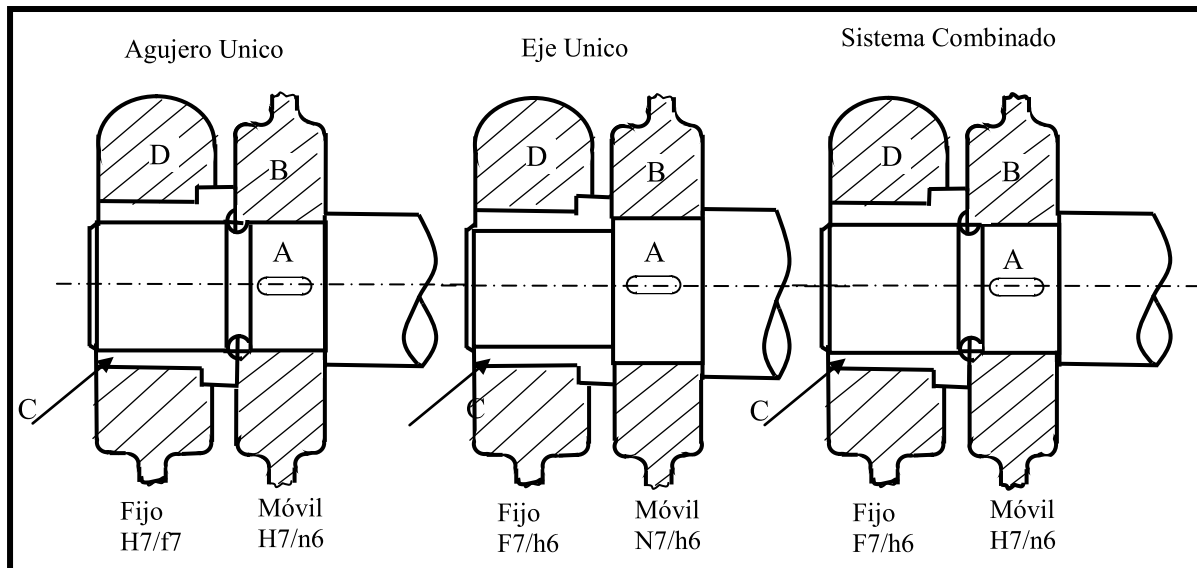


Figura 22

Sistema Agujero Unico:

Permite conservar la misma medida nominal en toda la longitud del eje con solo una entrada de muela, pues siendo la medida real proporcionada por n6 mayor que la que nos da f7, el cubo (B) puede ser montado y desmontado sin perjudicar la superficie de rodamiento del eje (figuras 22 y 23). El mecanizado es sencillo y bastan tres calibres distintos, una broca y un escariador.

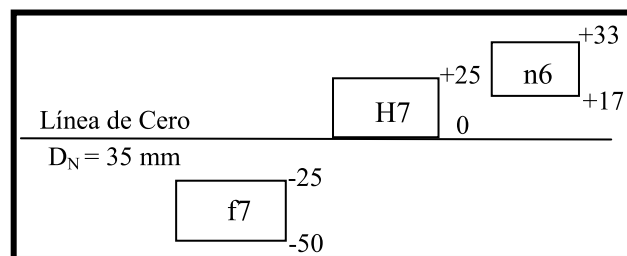


Figura 23

Sistema Eje Unico:

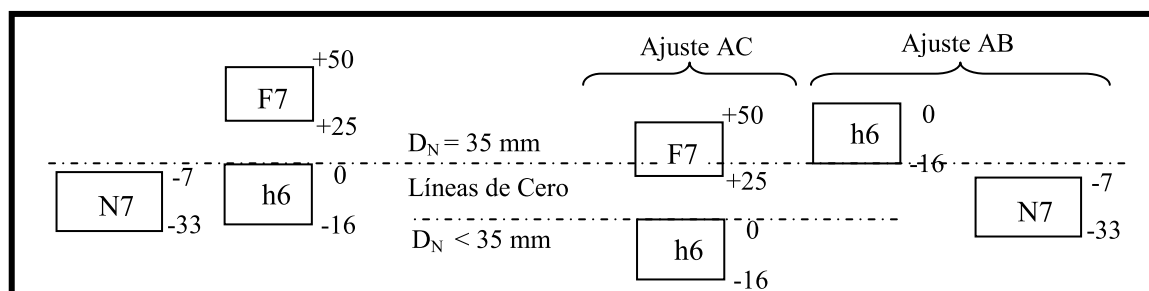


Figura 24

Es necesario rebajar la parte del eje correspondiente al asiento móvil, ya que si mantuviéramos un D_N único, pudiendo ser la medida real dada por N7 menor que la dada por h6, no sería posible la entrada del cubo sin deteriorar el eje en su zona destinada al asiento con el cojinete (figura 24). Hacen falta cuatro calibres, dos brocas, dos escariadores y, además el mecanizado requiere más trabajo.

Sistema Combinado:

Con este sistema basta también una entrada de muela (rebaje) en el eje por ser la medida real correspondiente a H7 para (B), mayor que la que proporciona h6, con lo cual el montaje del cubo (B) no ofrece dificultad (figura 25). El mecanizado del eje se mantiene en iguales condiciones que con la aplicación del sistema agujero único, pero en cambio son necesarios cuatro calibres distintos. Además se requieren dos escariadores.

En síntesis, en cada caso, para determinar el acoplamiento y la elección del sistema que se ajusten a las exigencias de funcionalidad impuestas, en una producción en gran serie debe realizarse un análisis exhaustivo, teniendo en cuenta todo lo relacionado con elección de los materiales, mecanizado, montaje, control metrológico y explotación del mismo.

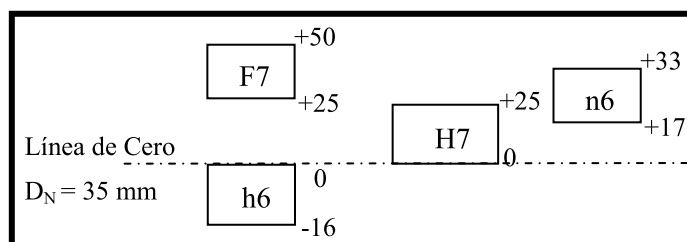


Figura 25

Antes del lanzamiento de la producción debe evaluarse si será necesario efectuar ensayos en diferentes condiciones de exigencia, en bancos de pruebas o laboratorios, para retocar todo lo susceptible de ser mejorado en lo que hace al comportamiento del asiento.

En el sistema EU se mecaniza la barra con una tolerancia definida, en la posición “h”, y se le dan a los agujeros las tolerancias y posiciones para cada ajuste buscado. Se requiere para cada diámetro nominal, un calibre de tolerancias para ejes (hembra) y tantos calibres de tolerancias para agujeros (machos), brocas y escariadores, para las clases de ajustes trabajados en el taller (ver figura 21). En el sistema AU se mecaniza el agujero con la tolerancia prescrita, en la posición “H”, y se le dan a los ejes las tolerancias y posiciones para cada ajuste. Requiere para cada diámetro un calibre de tolerancia macho para el agujero, una broca y un escariador, y tantos calibres de tolerancias hembras, como sean las clases de ajustes empleadas.

De ahí, que el sistema AU presenta las siguientes ventajas:

1. Se evita la complicada medición de agujeros con distintas clases de ajustes. Los ejes son más fáciles de medir.
2. La pérdida por piezas mal mecanizadas es menor. En el sistema EU, en caso de un taladrado excedido, resulta dificultoso retrabajar las piezas, a lo que se agrega que éstas, son en general de mayor peso que los ejes. En el sistema AU, también pueden estropearse los ejes, pero las pérdidas de material y mano de obra son generalmente menores.
3. Se requiere un solo juego de herramientas de taladrar y escariar. En cambio, con el sistema EU hace falta un juego de brocas y escariadores para cada ajuste.
4. Se requieren un calibre macho y tantos calibres hembras como ajustes diferentes tengan que emplearse, y según el sistema EU: un calibre hembra y tantos machos como ajustes diferentes. Cabe tener en cuenta que los calibres hembras desgastados, pueden seguir empleándose después de reajustarlos y rectificarlos, lo que es imposible con los calibres machos (Si se rectifican, solo podrán utilizarse para diámetros menores).

Como ejemplos de construcciones indicadas para aplicar el sistema AU, pueden ser la fabricación de martillos neumáticos, cuyo émbolo percutor se desliza a lo largo del distribuidor y del cilindro, guiado

por ambos. Los émbolos más largos deben trabajar con mayor juego que los émbolos cortos, mientras que los distribuidores deben ser intercambiables.

También se adapta mejor el sistema AU en la fabricación de rodamientos, debido a razones económicas. Según el tipo de ajuste para los cuales se fabrican los diferentes rodamientos, los ejes correspondientes deben rectificarse a mayor o menor diámetro. Esto es con respecto al diámetro interior del aro interior. En cambio el diámetro exterior del aro exterior, es conveniente dimensionarlo en el sistema eje único.

Las industrias del automovilismo, de máquinas-herramientas y locomotoras, adoptan generalmente el sistema AU.

También existen argumentos a favor del sistema eje único en determinadas circunstancias, según el tipo de piezas y las máquinas e instalaciones de las fábricas. Se recomienda, en términos generales para la fabricación de transmisiones, ascensores, máquinas agrícolas y textiles. Con el sistema EU disminuye la cantidad de ejes que contienen sectores rebajados, disminuyéndose las operaciones de torneado y rectificado. Este sistema tiene ventaja apreciable cuando el desarrollo de una construcción determinada requiere gran número de árboles calibrados de medidas comerciales.

La elección de uno u otro sistema depende fundamentalmente de su influencia en el costo de fabricación o del tipo de fabricación más conveniente para el número de piezas involucradas en cada caso.

Tipos de asientos en los sistemas AU y EU.

Las clases de ajustes que proveen toda la variedad de juegos y aprietos necesarios para responder a cualquier necesidad, pueden ser libremente obtenidos combinando ejes y agujeros de cualquier posición, pero es siempre más conveniente utilizar uno de los sistemas AU o EU. Los sistemas (AU y EU) comprenden tres clases de asientos: móviles, indeterminados y prensados.

Para los asientos móviles están previstos en el sistema Agujero único los ejes **a** hasta **g**, y en el sistema Eje único los agujeros **A** hasta **G**. (Ver Tablas ISO de Ajustes y tolerancias, adjuntas).

Para los asientos indeterminados y fijos (entre los que no existe separación definida, porque dependen también de la tolerancia de la otra pieza que compone el asiento), se tendrán los ejes **j** hasta **zc** para el sistema AU, y los agujeros **J** hasta **ZC** en el sistema EU.

En la figura 26 se presenta un esquema de posiciones de ejes en AU y de agujeros en EU, correspondientes a ajustes móviles (1), indeterminados (2 y 3), y a presión (4).

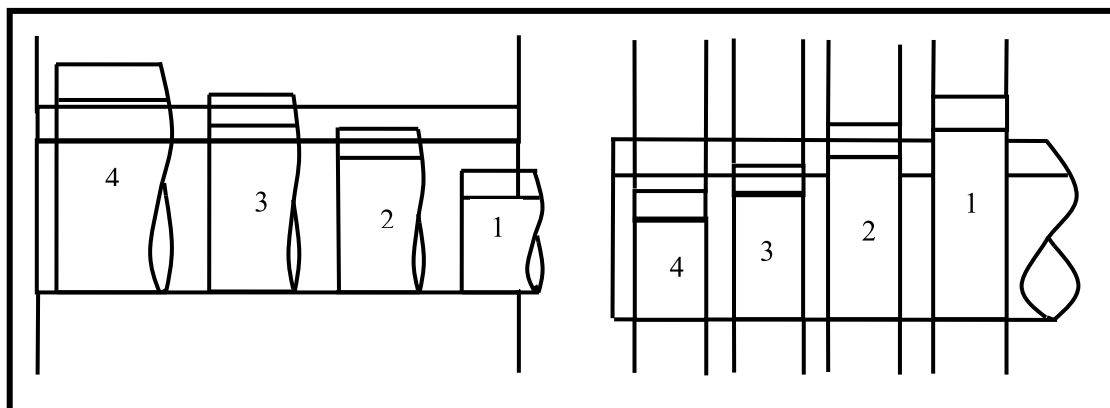


Figura 26

En adelante para cada clase de ajuste se estudiarán los factores que influyen en su selección para distintas aplicaciones y los valores que establecen las normas para las diferencias inferiores y superiores.

Asientos móviles:

Letras **A** hasta **G** (Sistema EU)

Letras **a** hasta **g** (Sistema AU)

Los juegos mínimos, que también representan las diferencias más próximas a la línea de cero, fueron establecidos mediante las fórmulas siguientes:

Ejes (DS)	Agujeros (DI)	Jmín [μm] ($DI_A = -DS_E$)
a	A	265 + 1,3 D (hasta 120 mm) 3,5 D (más de 120 mm)
b	B	140 + 0,85 D (hasta 160 mm) 1,8 D (más de 160 mm)
c	C	52 $D^{0,2}$ (hasta 40 mm) 95 + 0,8 D (mas de 40 mm)
d	D	16 $D^{0,44}$
e	E	11 $D^{0,41}$
f	F	5,5 $D^{0,41}$
g	G	2,5 $D^{0,34}$

D se expresa en milímetros, e igual que en casos anteriores representa la media geométrica entre los dos valores límites de una zona de diámetros nominales.

El juego mínimo con signo negativo es, a la vez, la diferencia superior del eje, y con signo positivo, la diferencia inferior del agujero (figura 27 y tabla, para igual posición de ambas piezas, o sea, igual letra). Las fórmulas expuestas en la tabla se muestran con el único fin de esclarecer acerca del criterio tenido en cuenta para establecer el juego que corresponde a cada posición de tolerancia, pues el cálculo se

evita extrayendo directamente los valores de las tablas de datos normalizados.

Estas leyes que relacionan el juego al diámetro, tienen por objeto obtener, en mecanismos análogos de diversos diámetros, iguales resultados y comportamientos en lo que respecta al juego.

Las normas redondean los valores calculados de acuerdo a determinadas reglas.

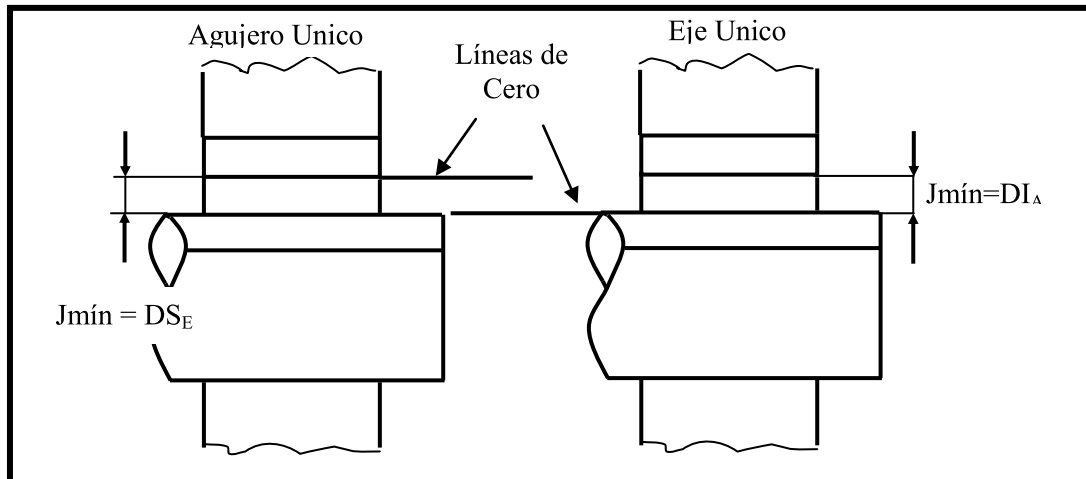


Figura 27

Vemos que, para asientos móviles de la misma letra, dentro de una zona de medidas, se obtiene el mismo juego mínimo en los dos sistemas, eje único y agujero único.

Los asientos móviles previstos tienen en cuenta la existencia de lubricación. Comprenden:

- Asientos en los cuales, para conseguir un guiado más exacto del eje, el juego crece poco con el diámetro ($D^{0,34}$). Por ejemplo eje **g** en agujero **H** ó eje **h** en agujero **G**.

- b) Asientos cuyo juego (juego medio), para conseguir menos pérdida por rozamiento y mayor capacidad de carga, crece mas con el diámetro, respecto al caso anterior (con un exponente mayor). Se ha supuesto que las temperaturas en marcha y en la fabricación difieren poco. Por ejemplo: ejes f, e, d en agujeros H; eje h en agujeros F, E y D. Ejemplos de aplicación: Cojinetes y árboles con apoyos múltiples, cojinetes de fricción, manijas de quita y pon, etc.
- c) Asientos cuyo juego, para conseguir una marcha suave y mínimas pérdidas por rozamiento, en máquinas rápidas, crecen aproximadamente en proporción directa con el diámetro; además, se considera que entre las condiciones de funcionamiento y de fabricación existen considerables diferencias de temperatura. Por ejemplo ejes c, b, a en agujeros H; eje h en agujeros C, B, A. Ejemplos de aplicación: contramarchas de máquinas muy rápidas, etc.
- d) Ajuste deslizante para piezas que, con o sin engrase, deban poder desplazarse ajustadamente una dentro de la otra a mano o mecánicamente, por ejemplo: eje h en agujero H (H/h no debe emplearse como ajuste móvil, si por ello se entiende que hay giro permanente). Ejemplos: el plato del torno en el husillo, fresas de disco en el mandril portafresas, engranajes de recambio en máquinas-herramientas, acoplamientos de fricción o embragues sobre sus ejes, etc.

Es necesario destacar que los ajustes ISO normalizados, corresponden a condiciones preestablecidas. Así, en el caso de los asientos móviles se supone:

- 1. Que las piezas acopladas trabajan en ambientes con temperatura normal.
- 2. Que los coeficientes de dilatación son los mismos para ambas piezas.
- 3. Que la magnitud de las superficies de contacto, responde a valores definidos: por ejemplo: el largo del cojinete no excede 1,5 veces el diámetro.

Si estas condiciones básicas se alteran, el proyectista deberá tenerlas en cuenta, modificando valores de acuerdo a las necesidades del acoplamiento. Como ejemplo, en el caso de un motor a explosión, cuya temperatura de régimen es elevada, con coeficientes de dilatación diferentes en los dos elementos acoplados, y que debe mantener su condición a la temperatura ambiente, se complicará la elección del ajuste.

Así también, en el caso de los cojinetes de fricción, teniendo en cuenta la teoría hidrodinámica, deberá establecerse el valor óptimo del ajuste, considerando una diversidad de factores:

- 1. Juego óptimo para que el rozamiento líquido sea mínimo.
- 2. Espesor de la película de aceite apropiado, para cubrir las rugosidades superficiales.
- 3. Presión específica admitida en el cojinete.

Para ello, antes de efectuar el dimensionamiento definitivo del ajuste, se deberá conocer:

- a) El D_N del cojinete
- b) Número de revoluciones
- c) Largo del cojinete
- d) Lubricante utilizado, su viscosidad y la variación de la misma con la temperatura
- e) Presión específica y temperatura del régimen.
- f) Tipo de soporte del mismo: Sellers a rótula, con casquillo fijo, con cuña de aceite , etc.
- g) Sistema de lubricación y/o refrigeración
- h) Materiales del cojinete y del eje
- i) Rugosidad
- j) Tipo de carga (constante, variable o brusca) y la flexión del eje

En síntesis, y reiterando lo antes comentado, cada caso particular requiere un análisis exhaustivo teniendo en cuenta todo lo relacionado con la elección de materiales, el mecanizado, el montaje, el control metrológico y la explotación del mecanismo.

Particularmente, en el caso de los ajustes móviles el desempeño de las piezas se aprecia poniéndolas en funcionamiento, y es muy valedero reiterar que antes de lanzar la producción debe tenerse la certeza de que el ajuste adoptado es correcto. En muchas ocasiones se despejan las dudas ensayando prototipos, y en base a los resultados efectuar las correcciones pertinentes.

Asientos indeterminados

Son los comprendidos entre los móviles y los prensados, y donde el posible juego puede convertirse en aprieto.

Las DI para los ejes están dadas por las fórmulas:

$$\text{Eje k: } 0,6 \sqrt[3]{D}$$

$$\text{Eje m: } 2,8 \sqrt[3]{D}$$

$$\text{Eje n: } 5D^{0,34}$$

También aquí las diferencias se redondean de acuerdo a determinadas reglas.

De modo análogo a lo dicho para las DI de los ajustes móviles, las fórmulas se exponen con el único fin de informar sobre el criterio seguido para establecer el J_{máx} y A_{máx} correspondiente a cada posición de tolerancia. El cálculo se evita tomando directamente los valores de las tablas de ajustes normalizados.

Para los ejes j de las calidades 5, 6, y 7 se han determinado las DI de acuerdo a la experiencia, sin fórmulas.

A partir de las DI y mediante las tolerancias fundamentales se han calculado las DS de los ejes.

La elección de los ajustes indeterminados, requiere un cuidado muy especial y mucha experiencia, para que pueda lograrse un ajuste con el funcionamiento deseado. Debe recordarse que un ajuste indeterminado no debe adoptarse cuando las piezas deben tener movimiento relativo, ni cuando debe transmitirse potencia sin emplear medios que impidan el giro relativo. Estos ajustes se adoptan cuando se prevé realizar desmontajes, que los mismos se realicen sin deterioro, y a la vez cuando la excentricidad admisible es pequeña, pues se requiere buen centrado. La excentricidad decrece al alejarse de la línea de cero, yendo en el sentido de J hacia N. En orden creciente para el A_{máx} y decreciente para el J_{máx}, los ajustes indeterminados son los siguientes:

- a) **Ajuste fijo ligero:** se recomienda para piezas que deban montarse o desmontarse a menudo, ya sea a mano o bajo una ligera presión. No son considerados para piezas que en funcionamiento deben desplazarse una dentro de la otra. Ejemplo: eje j en agujero H, eje h en agujero J (ambos asientos presentan los mismos juegos y aprietos). Aplicados a anillos exteriores de cojinetes dentro de sus cajas, manubrios de desmontaje muy frecuente, anillos interiores de cojinetes de bolillas sobre ejes para cargas muy ligeras, retenes de grasa, etc..
- b) **Ajuste fijo medio:** Se recomienda para piezas inmóviles una dentro de otra, pudiendo, no obstante, ser montadas o desmontadas sin gran esfuerzo y debiendo asegurarse contra la rotación, mediante chavetas, tornillos, pasadores, etc.. Ejemplo: eje k en agujero H; eje h en agujero K. Aplicaciones: piezas fijadas con chavetas que se desacoplan raramente, engranajes fijos de cajas de velocidades de máquinas-herramientas, anillos interiores de cojinetes, volantes, manubrios, volantes sobre árboles, poleas, engranajes, anillos interiores de cojinetes para ejes giratorios, etc.

- c) **Ajuste fijo duro:** Se recomienda para piezas inmóviles una dentro de la otra que puedan ser montadas y ocasionalmente montadas bajo cierto esfuerzo, debiendo asegurarse contra la rotación. Ejemplo: ejes m, n en agujero H; eje h en agujero M, N. Utilizados en poleas fijas, casquillos de máquinas-herramientas, gorrones de cilindros de laminación, etc.

Asientos prensados

Son aquellos en los que el diámetro del eje antes del acoplamiento es mayor que el del agujero. (No habrá juego).

Las piezas han de montarse mediante alguno de los siguientes procedimientos:

- Por prensado. Requiere gran precisión y tolerancias mínimas. Se utiliza en grandes máquinas, para ajustes de calidad mas fina.
- Por calentamiento de la pieza exterior, de modo que se consiga la fijación por contracción de la misma al enfriarse.
- Por enfriamiento de la pieza interior por debajo de la temperatura ambiente, de modo de conseguir la fijación por dilatación al calentarse.
- Mediante la aplicación simultánea de los procedimientos indicados: ab, bc, ac, abc.

El desacople deteriora generalmente las dos piezas.

Para la normalización de los asientos a presión, únicamente han podido tenerse en consideración los aprietos existentes entre eje y agujero, y no los demás factores que influyen en la fuerza de adherencia, como por ejemplo: largo y espesor del cubo (agujero); eje macizo o hueco; módulo de elasticidad y límite de estricción de los materiales del eje y del cubo; calidad superficial de las piezas; lubricación durante el montaje; temperatura de funcionamiento.

Por esta razón la normalización se ha limitado a estudiar una serie de zonas toleradas bien ordenadas y numerosas que permitan al proyectista, teniendo en cuenta todos los factores enumerados, elegir en cada caso un asiento a presión adecuado.

En cada caso habrá que comprobar tanto el aprieto máximo como el mínimo.

El Aprieto Máximo deberá ser tal que no se excedan las tensiones admisibles del material.

El Aprieto Mínimo deberá proporcionar la interferencia que garantice el esfuerzo a transmitir.

Con frecuencia será necesario, aún en construcciones análogas, elegir asientos diferentes para los distintos diámetros, con objeto de conseguir el ajuste requerido.

La DI del eje para asientos prensados con el agujero H7 es:

Eje p: $5,6 D^{0,41}$	Eje v: $1,25 D + IT7$
Eje s: $0,4 D + IT7$	Eje x: $1,6 D + IT7$
Eje t: $0,63 D + IT7$	Eje y: $2,0 D + IT7$
Eje u: $1,0 D + IT7$	Eje z: $2,5 D + IT7$

La DI para el eje “r” es la media geométrica entre los ejes “p” y “s”. Los valores se redondean de acuerdo a determinadas reglas.

Los valores de DI obtenidos por las fórmulas se aumentan ligeramente en las zonas de diámetros pequeños por un lado para que no se junten excesivamente los ajustes, y por otra para tener en cuenta las irregularidades superficiales que conducen a que el aprieto real sea menor que el correspondiente a la diferencia de diámetros, error que tiene tanto mayor influencia cuanto menor sea el diámetro.

Como las diferencias se mantienen constantes dentro de cada grupo de diámetros, se produce una reducción del aprieto relativos, por consiguiente de las tensiones de aprieto al pasar del diámetro menor al mayor del grupo. En consecuencia se han subdividido más los grupos.

Las diferencias superiores se calculan sumando a las diferencias inferiores de los ejes, las tolerancias fundamentales correspondientes.

Las diferencias para los agujeros se calcularon, de manera que en los sistemas AU y EU, tengan los mismos aprietos límites. Por ejemplo H7 con s6 y S7 con h6 (verificar consultando las tablas de ajustes).

Los valores de las DS y DI pueden extraerse de las tablas, pero con igual propósito que para los ajustes móviles e indeterminados, se han mostrado las fórmulas a efectos de que pueda analizarse conceptualmente el criterio aplicado para fijar esos valores.

Grupos de asientos

Todos los ajustes con agujero único “H” o con eje único “h”, se denominan grupos de asientos. Se utilizan para la construcción de máquinas y aparatos en general, los grupos H6, H7, H8 y H11 en el sistema agujero único, y los h5, h6, h8, h9 y h11, en el sistema eje único, indicando cada uno de ellos la tolerancia o clase de precisión en el sistema respectivo.

Aún cuando la norma ISO no restringe el uso de cualquier agujero con cualquier eje, el constructor debe utilizar preferentemente los recomendados por la norma, que salvo excepciones resultan suficientes para cubrir un vasto campo de aplicación.

En distintas fuentes bibliográficas pueden encontrarse tablas que contienen cierta cantidad de dichos ajustes recomendados donde se informa además los mecanismos para los cuales se aplican.

En esta sección se dan 4 tablas de ajustes (R.T.Rufino) de calidades entre IT5 e IT12, con una breve descripción de sus características y algunas de las posibles aplicaciones. Incluyen ajustes empleados para Construcción grosera, Media precisión y Precisión.

A continuación se agrega otra tabla (García Mateos) con menos ejemplos, cuyas calidades ISO van desde IT6 a IT11. Las mismas sirven como orientación inicial para la elección de los ajustes.

Observando detenidamente las tablas es posible detectar que la calidad está siempre relacionada con la posición de la tolerancia, apreciándose las siguientes tendencias y conclusiones:

- En los ajustes móviles, a medida que aumenta el juego (yendo de G hacia A) las tolerancias son mayores (calidad mas basta). Sería injustificable una calidad muy precisa para juegos grandes pues las características del ajuste no variarían sensiblemente con la precisión, y a su vez sería mas costosa la fabricación. Si por el contrario se emplea para juego pequeño una calidad muy basta, las características buscadas para el ajuste resultarían notoriamente afectadas.
- Los ajustes indeterminados no admiten calidades bastas porque perderían sus ventajas de permitir desmontaje y proveer buena concentricidad, debido a que las calidades bastas darían $A_{máx}$ y $J_{máx}$ de mayor valor.
- Los ajustes prensados tampoco admiten calidades bastas pues $A_{máx}$ podría ser muy alto y comprometer la integridad estructural de las piezas. A su vez disminuiría el $A_{mín}$ resultando menor la capacidad para transmitir potencia.

Influencia de la macro geometría y de la micro geometría en piezas vinculadas

En la práctica ocurre que el comportamiento real obtenido se diferencia del esperado, por la existencia de factores que influyen desfavorablemente en el acoplamiento. Ellos pueden ser: la no coincidencia de los ejes del árbol y del agujero y/o el apartamiento de las piezas de su forma cilíndrica ideal, que

son parte de su macrogeometría. Problemas comunes en las piezas cilíndricas son los defectos de posición y de forma geométrica, pues como consecuencia del proceso de fabricación, las piezas pueden resultar cónicas, elípticas, facetadas, bombeadas, etc.

Los defectos macrogeométricos influirán en el apartamiento de los juegos o aprietos reales, en relación a los previstos en el proyecto. Ello puede dar origen a que se establezcan, para casos de alta precisión, tolerancias de forma para las piezas acopladas, que generalmente son tolerancias de conicidad o de ovalización.

Asimismo, la calidad en la terminación superficial de las piezas, o sea la microgeometría, influye modificando la magnitud de los juegos o aprietos efectivos que se obtienen, por cuanto los mismos son afectados por las alturas de las crestas y los valles de la rugosidad. Así por ejemplo, un eje se medirá apoyando sobre las crestas de las rugosidades y un agujero en la misma forma. El ajuste que así se obtenga quedará definido inicialmente por esas dos medidas. Pero como las crestas se aplastan, se rompen o se irán desgastando, en caso de haber juego, este irá aumentando rápidamente hasta estabilizarse, lo que debe tenerse muy en cuenta para evitar consecuencias no previstas, pudiendo llegar a exceder el juego deseado. En el caso de haber aprieto y efectuar montaje en prensa, habrá un barrido de las crestas con reducción del aprieto efectivo. Si se montará por dilatación o por contracción, aunque las crestas sufren aplastamiento, el aprieto final estaría menos afectado.

Las piezas acabadas por rectificado pueden sufrir calentamiento capaz de reducir en parte la dureza y resistencia de una delgada capa superficial adquiridas previamente por tratamiento térmico. Esa capa, denominada capa de Beilby, en los ajustes que requieren extrema precisión, debe eliminarse mediante superacabado o lapidado, procesos de abrasión de baja energía caracterizados por velocidades de corte bajas y poco calentamiento. También se pueden utilizar ataques químicos de tipo electrolítico, que hacen desaparecer las crestas sin modificar las características tecnológicas del material.

Tablas de selección de ajustes

Construcción grosera

Furo-base	Eixo-base	Tipo de ajuste	Aplicações
H11 e s12	h11 A12	Peças móveis com grande tolerância e muito jogo	
H11 c11	h11 C11	Peças móveis com grande tolerância e jogo	acoplamentos em máquinas agrícolas eixo de acionamento de freio de automóveis eixos interruptores giratórios limitadores de curso
H11 s11 H10 d10 H10 d9	h11/D9 D10 h10 D10 h9	Peças móveis, ajustes muito livres correspondentes a pequena precisão. Assento giratório folgado	peças de freio ferroviário órgãos de máquinas com deslizamento sem lubrificação eixo de êmbolos
H11 h11	h11 H11	Fácil montagem Grande tolerância com pequeno jogo	peças de máquinas agrícolas com eixos de pino de trava; parafusadas espaçadores de distância

Tabela 2.38 Tolerâncias de média precisão

Furo-base	Eixo-base	Tipos de ajustes	Aplicações
$H8/e8$ $H9/e8$	$E8/h8$ $E8/h8$ $F8/h8$	Peças móveis com jogo, desde perceptíveis até amplo. Utilizados em condições pouco severas, permitindo funcionamento sem lubrificação	eixos de manivelas eixos de bombas centrífugas e de engrenagens eixos de ventiladores eixos de ecrãs
$H8/d10$	$D10/h8$	Peças móveis com jogo muito amplo	suportes para eixos grandes (árvores de transmissão) de acionamento em guias suportes para transmissão eixos de ecrãs suportes em máquinas agrícolas
$H8/e7$	$E8/h7$	Precisão média para peças móveis que giram ou deslizam em mancais de deslizamento	suportes para máquinas-ferramentas suportes para Alavancas suportes para Varões
$H8/f8$	$F8/h8$	Precisão bastante grande. Ajustes de rotação de órgãos que se efetuam em baixas condições de velocidade e pressão, porém não necessitam de usinagem cuidadosa	suportes de árvores de comando de válvulas eixos de bomba de óleo suportes dos porta-escovas nos motores elétricos
$H8/h8$ $H8/h8$	$H8/h8$	Peças que devem ser montadas sem esforço e deslizam em funcionamento. Casos em que é preciso boa precisão de rotação	suportes em transmissão eixos fixos e intermédios engrenagens, engrenagens, acoplamentos que deslizam sobre seus eixos

Tabela 2.39 Ajustes de precisão

Furo-base	Eixo-base	Tipo de ajuste	Aplicação
H7 d8	D8 h7	Peças móveis com grande jogo. Assento giratório folgado	efuros rosqueados em suporte eixos sobre suportes múltiplos em máquina operatriz
H7 f7	F7 h7	Peças móveis com jogo apreciável. Assento giratório. Provocam jogos de funcionamento pouco importantes	suporte de fusos em afiadoras engrenagens corredeiras em caixas de câmbio enrolamentos de bialas acoplamentos com discos deslucáveis peças giratórias ou deslizantes em rolamentos ou mancais, correspondentes a uma rotação de menos de 600 rpm e pressão do serviço menor que 40 kgf/cm ² fusos com roscaitos divisores
H7 g6	G7 h6	Ajuste de peças móveis sem jogo. Assento giratório justo	peças deslizantes de máquinas ferramentas
H6 f6	G6 h6	Ajuste de grande precisão para peças móveis entre si que exigem guias precisas e somente deslizamento preferencial à rotação	anéis exteriores de rolamentos e esferas
H6 g5	G6 h5		ajuste para rolamentos de cilindros secadores acoplamento de discos deslucáveis ou desacopláveis encaixe de centragem de tubulações e válvulas
H7 h6	H7/h6	Assento deslizante em peças lubrificadas, com deslizamento à mão	eixos de contra ponto extração por chavetas montagem de escanórios em torre de torno revólver mancais de furadeiras colunas-guia de furadeiras radiais montagem de rolamentos de esferas e rolos eifrasas em mandris, cabeçote brocador
H7 j6	J7 h6	Assento forçado leve. Podem ser montados ou desmontados à mão ou com martelo de madeira. Não são suficientes para transmitir esforço, sendo necessário fixação das peças. Empregadas também para os casos em que há necessidade de grande precisão de giro, com carga leve com direção indeterminada	peças de máquinas operatrizes desmontadas com frequência e com fixação contra o giro como mancais, capas externas de rolamentos de esferas, buchas em engrenagens de câmbio eajustes em máquinas elétricas (rolamentos, polias, alojamentos de chapas do extator) enrolamentos em vlrabrequins epilhões em pontas do eixo ediscos, engrenagens, cubos, etc., que devem deslucar-se facilmente por uma chaveta
H7 k6	h6 k7	Assento forçado médio montados ou desmontados com martelo. Não permite rotação ou deslocamento	engrenagens em fusos de torno anel interior de rolamento de esferas ediscos de excêntricos epolias fixas e volantes em eixos emanivelas para pequenos esforços

H8 m7	M8 h7	Assentos forçados com aperto	em máquinas ferramentas, engrenagens que se montam e desmontam com frequência, mas que não devem ter jogo apreciável
H7 m8	M7 h8	Montagem e desmontagem com martelo, sem estregar o ajuste	epólicas de corneias
H6 m5	M6 h5		epinhões e engrenagens com assento prensado ou forçado com lingüetas para 200 rpm
			emancala ($\varnothing$ externo) nos suportes correspondentes

Tabela 2.40 Ajustes de precisão

Furo-base	Eixo-base	Tipo de ajuste	Aplicações
H7 n8	N7 h8	Montado e desmontado com grande esforço, com esforço. Assento forçado duro	anéis externos em centros emancala de bronze no cubo anéis sobre eixos com interferência epinhões em eixos motores reduzidos em dinamos
H7 p8 H8 p5	P7 h8 P8 h5	Ajustes com grandes interferências, para peças onde deve-se garantir que não haja gló relativo entre uma peça e outra Montagem e desmontagem somente com prensa a frio, ou com esquentamento de uma das peças óleo quente Não podem ser desmontadas sem prejudicar a fixação	ecubos de induzidos em eixos de motores elétricos erutores sobre eixos até 50 mm de diâmetro emontagem de polias e engrenagens de grande diâmetro acoplamento para trans de laminação emancala de bronze em cubos (com trabalho forçado) ecorras de bronze em rodas de parafuso sem-fim ecorras de bronze para engrenagens acoplamento em pontas de eixo sujeitas a severas condições de trabalho
H7 x8 H8 u7 H8 x7	S7 h8 U8 h7 X8 h7	Ajustes com prensagem a quente com prensas, com desmontagem impossível sem prejudicar a superfície. Possível transmitir esforços pelo ajuste	ajustes para máquinas elétricas com furos acima de $\varnothing$ 336 mm anéis isoladores com furos acima de 50 mm
H7 h9	H7 h9	Ajustes deslizantes para peças que se soltam com facilidade	epinhões e engrenagens com n 200 rpm, presos com chavetas de cunha acoplamentos e polias de freios montados sobre eixos refrigerados a frio aplicação em trans de laminação
H7 h8	R7 h8	Ajustes prensados	acoplamento elástico e rígido para n 200 rpm com chavetas epólicas de freios com chavetas n 200 rpm emancala de aço emancala de bronze interiores em cânteres e cubos
H8 h9	H8 F9	Ajustes deslizantes	engrenagens deslocáveis sobre eixos ajuste giratório de rolamentos presos com anéis ajustes de rolamentos em cânter de engrenagens, lubrificadas com graxa grossa

Ajustes ISO			
Ejemplos de aplicación para elementos de máquinas por orden alfabético			
Aplicación	Ajuste	Eje único	Agujero único
Acoplamientos en extremos de ejes (no necesita seguro contra giro).	A presión.	H7/r6	h6/R7
Acoplamientos de platos desembragables (piezas móviles sin juego apreciable).	Asiento giratorio estrecho.	H7/g6	h6/G7
Acoplamientos de discos desplazables (piezas móviles con juego apreciable).	Asiento giratorio.	H7/f7	h6/F7
Bandajes en los centros de ruedas (montado y desmontado con gran esfuerzo, necesita seguro contra giro).	Asiento forzado prieto.	H7/m8	h6/M7
Bridas encaje para centrar tuberías y válvulas.	Asiento giratorio estrecho.	H7/g6	h6/G7
Casquillos de bronce (enteros) en cárteres o cubos, bielas, etc. (sin seguro contra giro).	A presión.	H7/r6	h6/R7
Casquillos de bronce (en dos mitades) en cárteres.	Asiento forzado prieto.	H7/m6	h6/M7
Cojinetes corrientes de precisión, de cigüeñal, de árboles, de levas, de bielas, de cardan.	Asiento giratorio ligero.	H7/e8	h6/E8
Collares de retención	Asiento giratorio estrecho.	H7/g6	h6/G7
Collares de retención en ejes de transmisión.	Asiento deslizante.	H8/h9	
Cojinetes corrientes para cigüeñales, bielas, para ejes sobre tres cojinetes, bombas centrífugas, bombas de engranajes.	Asiento giratorio.	H8/e9	h9/E9
Cojinetes para ejes de transmisión. (engrase por grasa consistente).		C11/h9	
Cojinetes de engrase por anillos o por grasa consistente en cárteres o soportes.		E8/h9	
Coronas de bronce de ruedas de sin fin y engranajes, en el centro de la rueda (necesitan seguro contra giro).	Asiento forzado prieto.	H7/m6	h6/M7
Engranajes, cubos en los ejes, ajuste con lengüeta $n > 200$ r.p.m.	A presión.	H7/r6	
Engranajes de fácil desmontaje, con lengüeta $n > 200$ r.p.m.	Asiento forzado prieto.	H7/m6	
Engranajes de fácil desmontaje, con chaveta de cuña $n < 200$ r.p.m.	Asiento forzado ligero	H7/j6	
Engranajes montados en ejes calibrados con chaveta $n < 200$ r.p.m.	Asiento deslizante.	H7/h9	
Engranajes deslizantes en el eje, para cambios de velocidad.	Asiento giratorio.	E8/h9	

Ajuste Selectivo

Para ciertas aplicaciones se requieren ajustes de calidad muy precisa, que involucren la aplicación de tolerancias muy estrechas, imposibles de satisfacer empleando las máquinas disponibles en la Planta, o cuyo cumplimiento encarecería demasiado los costos.

Antes de avanzar, es importante aclarar que cuando se habla de calidad muy precisa, se está haciendo referencia, más al monto de la tolerancia que al número que la identifica. Vale aclarar que las calidades 5 y 6 son muy precisas, mientras que 8 y 9 se consideran corrientes, y 11 es basta. Pero si se las aplica a diferentes medidas nominales, consultando las tablas de ajustes se podrá ver que pueden darse casos en que una tolerancia de calidad 5 puede ser mas amplia que otra de calidad 11. Eso se comprueba rápidamente con un ejemplo extrayendo los datos de las tablas ISO. Compararemos las calidades 5 y 8 para los campos de medidas nominales hasta 3 mm y más de 180 hasta 250 mm, colocando los datos en la siguiente tabla:

Campo de medida [mm]	IT5 [μm]	IT8 [μm]
Hasta 3	4	14
Más de 180 hasta 250	20	72

Si admitimos que en el torno pueden lograrse piezas con $T=20$ [μm] podría emplearse esa máquina para una pieza de $D_N=250$ mm con calidad IT5 mientras que para satisfacer IT8 en una pieza de $D_N=3$ mm deberá usarse como mínimo una rectificadora u otra máquina mas precisa que el torno.

El ejemplo sirve como base para que se tome en cuenta que antes de definir la IT que se va adoptar para determinada cota de una pieza, debe haberse analizado antes la factibilidad técnica de adoptar calidades mas bastas teniendo presente siempre los costos de fabricación.

Un método que puede adoptarse en los casos planteados en el comienzo de este tema consiste en asignar tolerancias de fabricación más amplias, procediendo luego a seleccionar las piezas (ejes y agujeros), clasificándolas por grupos de dimensiones antes del montaje, de manera que entre las piezas de cada grupo se logren las características del ajuste deseado a costos aceptables. La selección puede efectuarse controlando las piezas mediante calibres pasa-no pasa.

Como ejemplo, para un ajuste cilíndrico de precisión, con calidad 5 y medida nominal de 100 mm; la tolerancia requerida $t=15\mu\text{m}$. Por otra parte, la precisión del proceso de fabricación disponible permite asegurar una tolerancia $T=45\mu\text{m}$. (figura 1)

Adoptando el proceso de fabricación disponible y aplicando la selección por medición, se separan las piezas en 3 grupos de medidas. Se tendrán agujeros (y los respectivos ejes), de tamaños relativos: grande, medio y pequeño, todos ubicados dentro de la nueva tolerancia asignada ($45\mu\text{m}$). Para que el nuevo ajuste obtenido resulte con las características deseadas, es decir que cumplan con los valores límites admisibles para el juego (o aprieto), en todos los conjuntos que se montan, estos deberán estar compuestos por ejes y agujeros provenientes de grupos del mismo tamaño relativo. Quiere decir que a los agujeros del grupo I le corresponderán ejes del grupo I, idem con el resto.

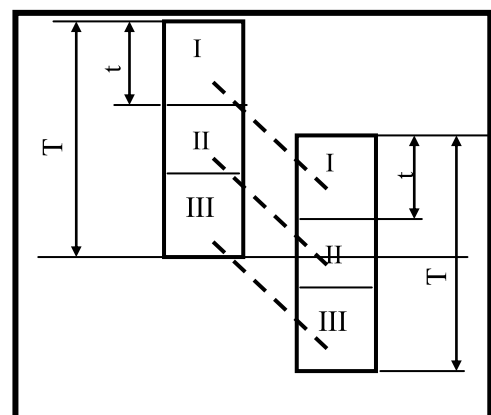


Figura 1

El ajuste selectivo puede aplicarse para todos los diferentes tipos de ajustes (móviles, indeterminados y prensados). Teniendo como datos los valores de juego y/o aprieto máximo y mínimo deseados en el

ajuste, se pueden determinar las nuevas tolerancias a adoptar, las que subdivididas en grupos, dan solución al problema. A tal efecto, siendo:

M: Juego máximo deseado (+), ó Aprieto mínimo deseado (-).

m: Juego mínimo deseado (+), ó Aprieto máximo deseado (-)

T: Magnitud de los Nuevos Campos de Tolerancia a elegirse (deben tomarse iguales para agujero y eje)

n: Número de grupos de selección

S: Separación mínima (cuando es positiva) ó Solapado máximo (cuando es negativo) entre los nuevos Campos de Tolerancia buscados para las piezas.

Estas cantidades están vinculadas entre sí por las siguientes expresiones:

$$T = (M - m) n / 2 \quad (1) \quad \text{siendo: } M - m = TA \quad (\text{tolerancia de ajuste})$$

$$S = m - T (n-1) / n$$

En la figura 2 se muestran gráficamente los parámetros definidos.

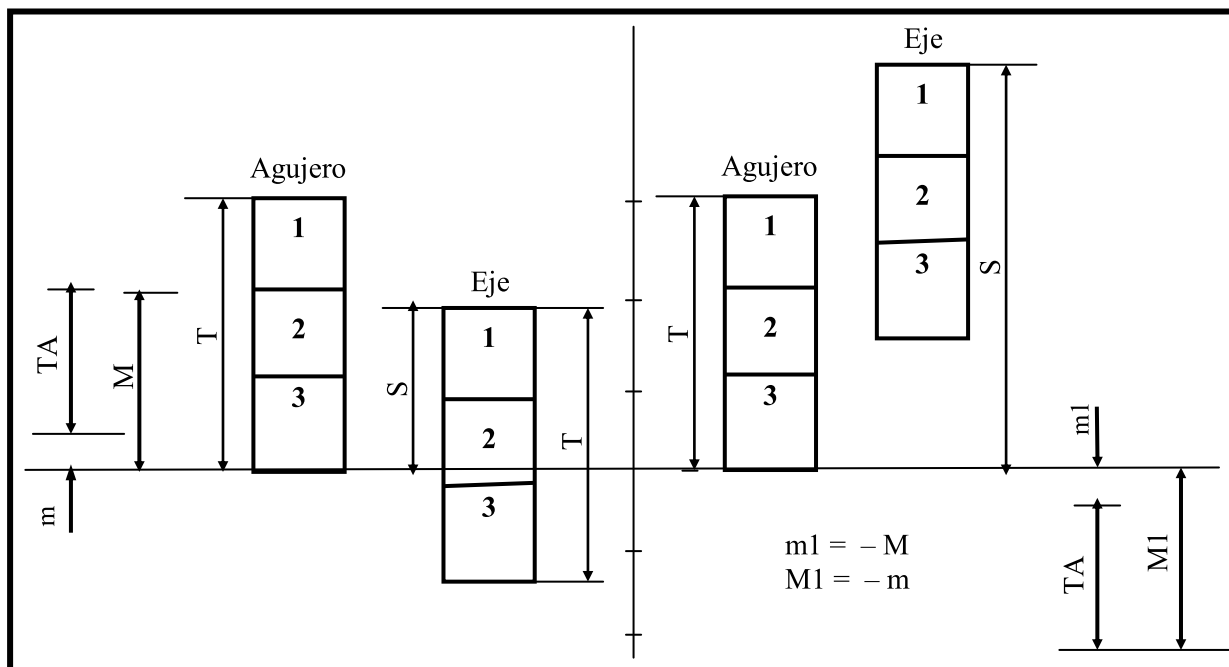


Figura 2

Nótese que:

Para Ajustes Móviles:	$M - m = J_{\text{máx}} - J_{\text{mín}}$
“ “ Indeterminados:	$M - m = J_{\text{máx}} - A_{\text{máx}}$
“ “ Prensados:	$M - m = A_{\text{máx}} - A_{\text{mín}}$

Con los datos M y m, se obtiene TA. Como $TA = T_A + T_E$, y como ya se anticipó, T_A y T_E no pueden satisfacerse con los medios de fabricación disponibles o no son económicamente convenientes, se elige entonces una nueva tolerancia T más amplia, para aplicar a la fabricación. Se elige para ambas piezas igual valor $T = TA/2$, con el propósito de que las cantidades en los grupos sean similares. Con ello se evitará que queden muchas piezas sin compañera, y que las TA sean diferentes entre los grupos.

Con T, M y m, aplicando (1), surge:

$$n = 2T / (M - m) = 2T / TA$$

Ejemplo: Para una medida nominal de 6 mm, se necesita obtener un ajuste móvil con $J_{\text{máx}} = +25 \mu\text{m}$ y $J_{\text{mín}} = +5 \mu\text{m}$. Buscar una alternativa más económica de fabricación con montaje selectivo que permita lograr el ajuste deseado. Con la tecnología que se dispone no pueden garantizarse dimensiones con variación inferior a $\pm 15 \mu\text{m}$.

Se adopta como nueva tolerancia, posible de satisfacer:

$$T = 30 \mu\text{m}$$

$$n = 2 \times 30 / 20 = 3 \text{ grupos}$$

$$S = 5 - 30(3-1) / 3 = -15 \mu\text{m} \text{ (solapado máximo)}$$

Se busca un ajuste normalizado que cumpla con estos valores de T y S. Para este ejemplo, tanto 6H9/j9 del SAU como 6J9/h9 del SEU responden adecuadamente (figura 3).

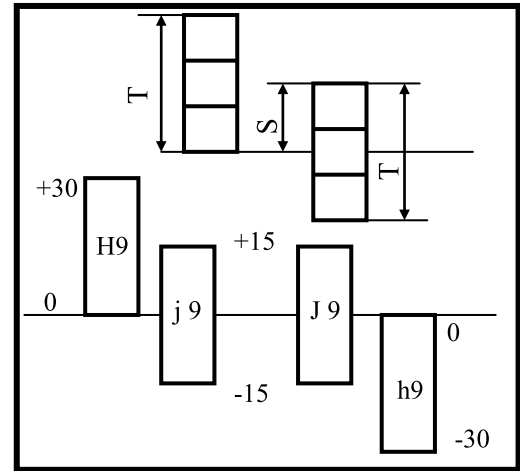


Figura 3

Condiciones para la aplicación de Ajuste selectivo

- Las tolerancias de ambas piezas deben ser iguales, de lo contrario serían de distinto valor las TA de cada grupo, afectando las características de sus ajustes, y la paridad de cantidades de ejes y agujeros de un mismo grupo.
- Las curvas de frecuencia de ambas piezas, que permiten conocer el porcentaje esperado para cualquier medida ubicada entre los límites del campo de tolerancia, deberían diferir mínimamente en sus formas, para posibilitar que los grupos intercambiables entre si, tengan diferencias mínimas de cantidad reduciendo el sobrante de piezas. También es importante mantener la simetría de las curvas.

Nota: El ajuste seleccionado para emplear en la fabricación no necesariamente debe estar normalizado.

En la figura 4 se muestran las posibles distribuciones de frecuencia con que se presentan las medidas de las piezas (Agujeros y ejes)

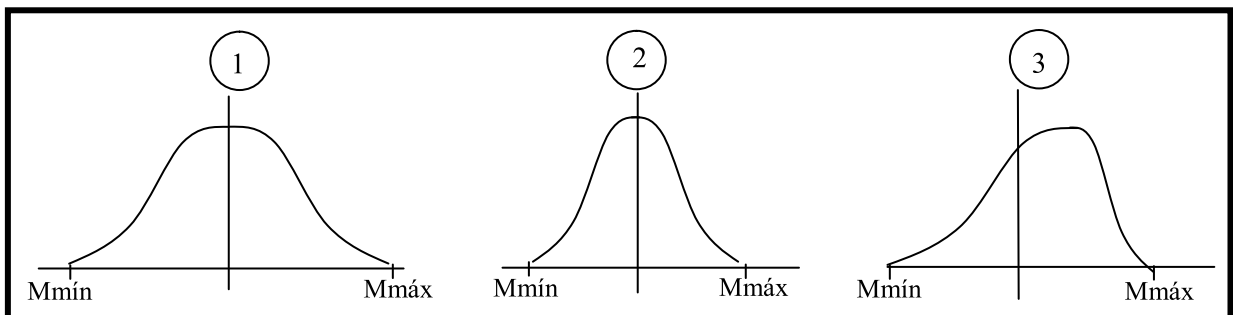


Figura 4

Combinaciones aptas: 1-1, 2-2

Combinaciones no aptas: 1-3, 2-3, 1-2, 3-3

Inconvenientes del Ajuste selectivo

- Medición más costosa, ante la necesidad de clasificar las piezas en grupos.
- Menor grado de intercambiabilidad, solo posible entre los grupos correspondientes.
- Necesidad de fabricar mayor cantidad de piezas para equilibrar los grupos
- Se requiere un riguroso control de los procesos de producción de ambas piezas, para corregir a tiempo los desvíos de tendencia que originen curvas de frecuencia asimétricas o de dispersiones

diferentes entre sí, conducentes a un aumento de piezas sobrantes. Pese a todas las precauciones que se tomen, al final de la fabricación habrá un sobrante de piezas que, deberá tratarse de reducir al mínimo.

Ajustes para rodamientos

Este elemento de máquina de extraordinaria aplicación en la mecánica moderna, es un tipo característico de fabricación en serie, de intercambiabilidad absoluta. Es decir, intercambiables los rodamientos completos, y en ciertos casos algunos de los elementos constitutivos del mismo.

Las tolerancias de fabricación, tanto de las pistas como de los elementos rodantes, son muy estrechas. Se puede hacer montaje selectivo mediante el agrupamiento por medidas, para obtener mejores condiciones de trabajo y menores juegos. Las ventajas e inconvenientes de los ajustes selectivos, son citadas y analizadas en el apartado correspondiente a ese tema.

La medición de las bolas, rodillos, agujas, pistas, etc., se efectúa por medio de instrumentos que acusan discrepancias reales con respecto al valor nominal, o que clasifican las piezas por rangos de medida, lo que permite formar grupos dentro de valores muy estrechos de discrepancias. La influencia de los juegos es mucho mayor que en los cojinetes de deslizamiento. Para cargas mayores o velocidades mayores, convienen juegos menores.

El tipo de encaje del aro interior sobre el eje y del aro exterior dentro del alojamiento o soporte, debe ser seleccionado con el mayor cuidado para evitar que, como consecuencia de deformaciones que puedan sufrir los aros por los aprietos de la vinculación, se modifiquen los juegos entre pistas y elementos rodantes, disminuyéndolos a valores inaceptables. Se puede calcular con bastante precisión el juego que resultará después de efectuado el montaje.

En general, para ejes giratorios, entre el eje y el agujero del aro interior, los ajustes para cargas ligeras varían entre las posiciones g6, h6, h5, j6, k6, m6, y para cargas normales y pesadas ajustes mas estrechos de los tipos j5, k5, m5, n6, p6, r6, r7. Para cargas muy pesadas y de choque, se aconseja m6, p6, r6, r7, debiendo tener las bolas (o rodillos, o agujas) un juego mayor que el normal.

El agujero donde se aloja el aro exterior, corresponde a posiciones P7, N7, M7, cuando el aro exterior no debe deslizarse axialmente. Para aros deslizables, J7, H7, H8, G7, en orden creciente de facilidad para deslizarse. Estos son los valores aproximadamente normales extractados del catálogo de rodamientos de la marca SKF, que contempla otros más que no fueron aquí citados. Esta fábrica dimensiona el diámetro interior y exterior con tolerancias mas estrechas que las correspondientes a las normas ISO, y que a su vez no corresponden exactamente a las letras H y h, de los sistemas AU y EU de ISO. Las diferencias inferiores son negativas, tanto para el diámetro interior del aro interior como para el diámetro exterior del aro exterior, y las superiores son nulas. En la figura 5 se muestran esquemáticamente las posiciones de las tolerancias de los aros, que son ambas adyacentes a la línea de cero por debajo, y las recomendadas para los ejes y alojamientos con sus respectivas calidades.

De todas maneras los ejes se ajustan a los aros interiores con el sistema agujero único (nótese que es un AU muy particular, la posición no es H), y los aros exteriores con los agujeros del alojamiento, según eje único. Las características de los ajustes se modifican cuando la pista exterior es rotatoria y la interior fija. En el caso de eje giratorio, el ajuste puede ir desde g6, ligeramente forzado, hasta m5 por medio de prensado, llegando a prensado fuerte para medidas de 280mm de diámetro del eje en adelante y siempre que las condiciones de trabajo lo requieran. Las tolerancias para los agujeros de los soportes, van desde un ajuste giratorio estrecho G7 hasta un juego ligero con prensa en casos especiales. Cuando debe existir deslizamiento para cubrirse de los desplazamientos provocados por dilataciones, se utilizan los ajustes deslizantes H8 o H7.

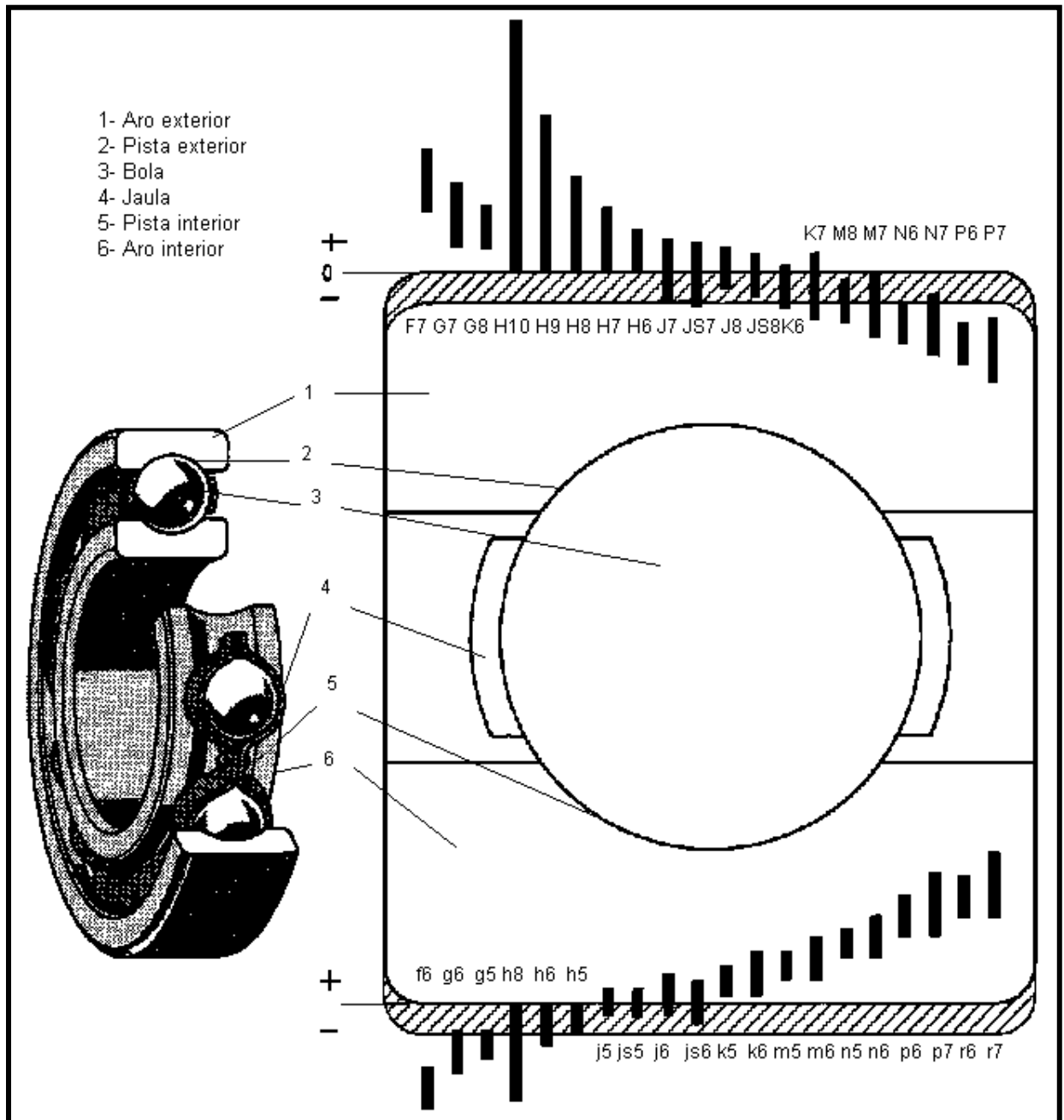


Figura 5

Los ajustes recomendados por SKF para ejes macizos de acero y alojamientos enterizos o partidos de fundición y acero, para rodamientos radiales y axiales, con distintos tipo de carga, se ofrecen en las tablas adjuntas, que indican además algunos ejemplos de aplicación. Analizando el ajuste recomendado y conociendo el funcionamiento de la correspondiente máquina o mecanismo citado como ejemplo, pueden encontrarse los fundamentos que han conducido a recomendar ese ajuste. El análisis debe hacerse considerando todas las variables del caso, que están incluidas como “condiciones de aplicación”, a saber:

- Magnitud de la carga.
- Dirección de la carga: radial, axial o combinada
- Carga fija o rotativa.

Como surge de observar las letras que se emplean para los ajustes de rodamientos, predominan los casos de ajuste indeterminado, porque responden a la doble condición de proporcionar buen centrado y

posibilidad de desmontaje, condiciones que obligan a adoptar un ajuste de ese tipo. Aunque son menos empleados, también están previstos algunos ajustes móviles de juego pequeño, por ejemplo para permitir deslizamiento axial o cuando no se exige centrado muy preciso. Para situaciones opuestas, están previstos unos pocos ajustes a presión, reservados para casos de cargas elevadas o de choque.

Tabla 1 (continuación)

Condiciones de la aplicación	Condiciones de la aplicación	Diámetro del eje, en mm	Tolerancia
Rodamientos axiales			
Cargas axiales puras			
Rodamientos axiales de bolas			h6
Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos			h6 (h8)
Coronas axiales de rodillos cilíndricos			h8
Cargas radiales y axiales combinadas sobre rodamientos axiales de rodillos a rótula			
Carga fija sobre la arandela de eje		≤ 250	j6
		> 250	js6
Carga rotativa sobre la arandela de eje o dirección indeterminada de la carga		≤ 200	h6
		(200) a 400	m6
		> 400	n6

Las desviaciones del eje y del alojamiento son conformes a ISO/R 286-1962 cuando esta norma es aplicable y conforme a DIN 7160, DIN 7161 y DIN 7172, parte 2. Los valores que difieren de éstos en ISO 286-1:1988 e ISO 286-2:1988 han sido incluidos por ISO solamente a título experimental y no han sido considerados en las tablas.

En la tabla, se muestran las tolerancias normales para el agujero y el diámetro exterior (Δ_{imp} y Δ_{dmp}) para las cuales se han calculado los valores límite y que son válidas para todos los rodamientos métricos, a excepción de los rodamientos de rodillos cónicos con $d \leq 30$ mm y $D \leq 150$ mm, y los rodamientos axiales con $D \leq 150$ mm. Las tolerancias del diámetro para estos rodamientos se desvían de las tolerancias normales (ver tablas de tolerancias, páginas 77 a 82). Los límites probables cubren el 99 % de todas las combinaciones de aprietes y holguras teóricas.

Tabla 1 Ajustes para ejes macizos de acero

Condiciones de la aplicación	Ejemplos	Diámetro del eje en mm	Rodamientos de rodillos a rótula	Tolerancia
		Rodamientos ¹⁾ de bolas	Rodamientos de rodillos cilíndricos a rótula	
Carga rotativa sobre el aro interior o dirección indeterminada de la carga				
Cargas ligeras o variables ($P \leq 0,06 C$)	Transportadores, rodamientos poco cargados en reductores	(18) a 100 (100) a 140	≤ 40 (40) a 100	j6 k6
Cargas normales y elevadas ($P > 0,06 C$)	Aplicaciones en general, motores eléctricos, turbinas, bombas, motores de combustión interna, engranajes, máquinas para trabajar la madera	≤ 18 (18) a 100 (100) a 140 (140) a 200 (200) a 250	≤ 40 (40) a 100 (100) a 140 (140) a 200 (200) a 250	js5 k5 (k6) ³⁾ m5 (m6) ³⁾ h6 p6 p6 r6 ⁴⁾ r7 ⁴⁾
Cargas muy elevadas o cargas de choque en condiciones de trabajo difíciles ($P > 0,12 C$)	Cajas de grasa para material ferroviario pesado, motores tracción, trenes de laminación	—	(50) a 140 (140) a 200 > 200	n6 ⁴⁾ p6 ⁴⁾ r6 ⁴⁾
Es necesaria gran exactitud giro con cargas ligeras ($P \leq 0,06 C$)	Máquinas-herramienta	≤ 18 (18) a 100 (100) a 200	≤ 40 (40) a 140 (140) a 200	h5 ⁵⁾ js5 ⁵⁾ k5 ⁵⁾ m5 ⁵⁾
Carga fija sobre el aro interior				
El aro interior debe poder desplazarse fácilmente sobre el eje	Ruedas sobre ejes fijos (ruedas locales)	—	—	g6 ⁶⁾
No es necesario que el aro interior pueda desplazarse fácilmente sobre el eje	Poleas tensoras, Poleas para cable	—	—	h6
Cargas puramente axiales				
Aplicaciones de toda clase		≤ 250 > 250	≤ 250 > 250	j6 js6

- 1) Para los rodamientos Y, ver página 566
- 2) Válido para rodamientos de agujas con aro interior. Los ajustes para rodamientos de agujas sin aro interior podrán encontrarse en la sección "Rodamientos de agujas", página 429
- 3) Las tolerancias entre paréntesis se emplean generalmente para rodamientos de rodillos cónicos y de una hilera de bolas con contacto angular. También pueden emplearse para otros tipos de rodamientos si la velocidad es moderada y la influencia de la variación del juego interno no es de consideración
- 4) Pueden usarse rodamientos con juego mayor que el Normal
- 5) Para rodamientos de gran precisión, se aplican otras recomendaciones, ver el catálogo SKF "Rodamientos de precisión"
- 6) Para rodamientos grandes se puede adoptar la tolerancia f6, a fin de asegurar que puedan desplazarse fácilmente sobre el eje

Tabla 3 Ajustes para alojamientos de fundición y acero

Rodamientos radiales – ejemplares enterizos	Ejemplos	Tolerancia	Desplazamiento del aro exterior
Condiciones de la aplicación			
Carga rotativa sobre el aro exterior			
Cargas pesadas sobre rodamientos en alojamientos de paredes delgadas, cargas de choque elevadas ($p > 0,12 C$)	Cubos de rueda con rodamientos de rodillos, cabezas de biela	F7	no es posible
Cargas normales o elevadas ($p > 0,06 C$)	Cubos de rueda con rodamientos de bolas, cabezas de biela, ruedas de transmisión en guías	N7	no es posible
Cargas ligeras o variables ($p \leq 0,06 C$)	Rodillos transportadores, poleas para cable, poleas (tensores)	M7	no es posible
Dirección indeterminada de la carga			
Cargas de choque elevadas	Motores eléctricos de tracción	M7	no es posible
Cargas normales o elevadas ($p > 0,06 C$), no es necesario que pueda desplazarse el aro exterior	Motores eléctricos, bombas, rodamientos de soporte para cigüeñales	K7	no es posible en general
Giro exacto o silencioso¹⁾	Motores eléctricos pequeños	J6 ²⁾	es posible

¹⁾ Para rodamientos de gran precisión se aplican otras recomendaciones, ver el catálogo SKF "Rodamientos de precisión".
²⁾ Cuando se precise que el aro exterior pueda desplazarse fácilmente, usar H6 en lugar de J6

Tabla 3 (continuación)

Rodamientos radiales – ejemplares partidos o enterizos	Ejemplos	Tolerancia	Desplazamiento del aro exterior
Condiciones de la aplicación			
Dirección indeterminada de la carga			
Cargas ligeras y normales ($p \leq 0,12 C$), es deseable que el aro exterior pueda desplazarse axialmente	Máquinas eléctricas de tamaño mediano, bombas, rodamientos de soporte para cigüeñales	J7	es posible en general
Carga fija sobre el aro exterior			
Cargas de todas clases	Aplicaciones en general, cajas de grasa para material ferroviario	H7/1	es posible
Cargas ligeras y normales ($p \leq 0,12 C$)	Construcciones mecánicas en general	H8	es posible
Transmisión de calor a través del eje	Cilindros secadores, grandes máquinas eléctricas con rodamientos de rodillos a rótula	G7/2	es posible

¹⁾ Para rodamientos grandes ($D > 250$ mm) y diferencias de temperatura $> 10^\circ C$ entre aro exterior y soporte, debe usarse G7 en lugar de H7.
²⁾ Para rodamientos grandes ($D > 250$ mm) y diferencias de temperatura $> 10^\circ C$ entre aro exterior y soporte, debe usarse F7 en lugar de G7.

Tabla 3 (continuación)

Rodamientos axiales	Tolerancia	Observaciones
Condiciones de la aplicación		
Cargas axiales puras		
Rodamientos axiales de bolas	H8	En las aplicaciones de menor precisión, puede haber hasta 0,001 D de holgura radial
Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos	H7 (H9)	
Coronas axiales de rodillos cilíndricos	H10	
Rodamientos axiales de rodillos a rótula cuando se usa otro rodamiento para fijación radial	-	La arandela de soporte se monta con una holgura radial de hasta 0,001 D ver también página 645
Cargas radiales y axiales combinadas en rodamientos axiales de rodillos a rótula		
Carga fija sobre la arandela de alojamiento	H7	Ver también página 645
Carga rotativa sobre la arandela de alojamiento	M7	Ver también página 645

AVISO! Esta web utiliza cookies de terceros para mostrarte publicidad relacionada. Al continuar navegando, se considera que aceptas su uso. Puedes encontrar más información, y cambiar tus preferencias, en la [política de cookies](#).

Me gusta 65

Compartir

Twittear

Buscar

[Inicio](#)[Proyectos](#)[Tutoriales](#)[Directorios](#)[Legislación](#)[Contacto](#)

- Tutorial nº 19 -

Ajustes y Tolerancias en los Procesos de Mecanizado

Tabla de contenidos:

1- Introducción

1.1- Generalidades

1.2- Principio de intercambiabilidad

2- Tolerancia dimensional

2.1- Definiciones

2.2- Representación normalizada ISO de las tolerancias

2.3- Calidad de las tolerancias

2.4- Posiciones de la zona de tolerancia

2.5- Zonas de tolerancia preferentes

Programa de Colaboración

colabora en el sostenimiento de esta web...

[\[+info\]](#)

3- Sistemas de ajustes

3.1- Definiciones y tipos de ajustes

3.2- Representación ISO de los ajustes

3.3- Sistema de ajuste de agujero único o agujero base

3.4- Sistema de ajuste de eje único o eje base

3.5- Sistema de ajuste mixto

3.6- Sistemas de ajustes recomendados

4- Procedimiento para la verificación de las tolerancias

5- Tolerancias dimensionales generales

ANEXO:

Anexo nº 1: Aplicaciones de Ajustes I.S.A.

DESARROLLO DEL CONTENIDO

1- Introducción

1.1- Generalidades

En todo proceso de fabricación mecánica, es imprescindible el uso de planos y representaciones gráficas de las piezas y componentes que se deseen fabricar. En estos casos, la mayor parte de las piezas que se representan en planos no quedan totalmente definidas con su dibujo y acotación, debido a que existirá siempre una discrepancia entre las medidas teóricas o exactas que aparecen en los planos y las medidas reales de las piezas.

Estas discrepancias pueden ser debidas a un gran número de factores, entre los que destacan:

- La existencia de juegos y holguras en las herramientas o máquinas herramientas.
- Errores de los instrumentos de medida o de los operarios que miden.
- La dilatación o deformación de las piezas como consecuencia de las temperaturas que adquieren durante los procesos de mecanizado y fabricación.
- Deformaciones producidas por las tensiones internas que se originan en las piezas.

Una muestra de los errores habituales que se pueden cometer con distintos tipos de máquinas durante el proceso de fabricación de piezas es la siguiente tabla que a continuación se muestra, donde los datos sirven también para dar una aproximación de la precisión que se puede conseguir con dichas máquinas.

Tipo de Máquina Herramienta	Errores (μm)
Cepilladora	100
Fresadora	50
Torno paralelo	20
Rectificadora	1 a 5
Superacabado y lapeado	0,5

Resulta evidente que cuanto más esmerada sea la fabricación, con herramientas de mayor precisión, controlando la temperatura que alcanza la pieza durante su mecanizado, y con un operario de gran experiencia, tanto menor será la diferencia entre la medida real de la pieza y el valor teórico de la misma, es decir, el que aparece acotado en el plano.

No obstante, siempre existirá cierta discrepancia, por pequeña que sea, a la hora de obtener cualquier pieza con una determinada cota o medida. En función de la importancia o influencia final que tenga esta medida en el resultado final, se distingue entre:

- Cota funcional: es la cota que posee una valía esencial en el funcionamiento de la pieza, es decir, es aquella que afecta al funcionamiento del mecanismo, y que pueden originar, si el error cometido es excesivo, que las piezas sean inservibles.
- Cotas auxiliares o no funcionales: son aquellas en las que las discrepancias entre las medidas reales y la teóricas o nominales no tienen importancia.

1.2- Principio de intercambiabilidad

La fabricación en serie de máquinas precisa que las piezas de las que se componen, en caso de desgaste o rotura, puedan sustituirse por otras de fabricación normalizada, considerando que esta sustitución pueda efectuarse lejos del lugar de fabricación de la máquina, al igual que las piezas desgastadas o deterioradas. Esto se conoce como el *Principio de intercambiabilidad*.

Para conseguir este principio surge el concepto de tolerancia aplicado a los procesos de fabricación, siendo necesario definir las llamadas normas de tolerancias, que son normas complementarias a las de representación y acotación.

En este sentido, se puede definir la *tolerancia* al error admisible dentro de unos límites en la fabricación de cualquier pieza o componente. En general, estos límites pueden ser aplicados a medidas, acabado superficial, formas geométricas, resistencia, composición, dureza, etc.

En la práctica se distinguen dos tipos de tolerancias:

- Tolerancias dimensionales: afectan a las medidas de una cota de la pieza.
- Tolerancias geométricas: afectan a la forma y posición de la geometría de la pieza.

2- Tolerancia dimensional

2.1- Definiciones

- *Eje*: es cualquier pieza en forma cilíndrica o prismática que debe ser acoplada dentro de otra. En este sentido, se define el Prisma como un poliedro formado por dos polígonos paralelos e iguales, llamados bases, y por tantos paralelogramos como lados tengan las bases, denominados caras.

- *Agujero*: es el alojamiento del eje.

(*) En general, se usan los términos eje y agujero, cuando se trata de una pareja de elementos que encajan entre sí, independientemente de la forma de la sección, aunque la mayoría está formada por elementos cilíndricos, pero no tienen por qué ser de revolución.

(*) Por convenio, las variables y definiciones relativas a ejes se representan con minúsculas y todas las relativas a agujeros con mayúsculas.

- *Medida o cota nominal (ejes: d / agujeros: D):* es el valor que se indica en planos o especificaciones para una medida (cota) determinada.

- *Cota efectiva (o real):* es la que tiene la pieza terminada.

- *Tolerancia dimensional (ejes: t / agujeros: T):* es la diferencia existente entre la medida máxima y la mínima admisible para la fabricación de la pieza real. En todo proceso de fabricación se producen siempre discrepancias entre cotas nominales y efectivas. En este sentido, la tolerancia dimensional es el margen de error permitido.

- Para un eje, la tolerancia dimensional, $t = d_{máx} - d_{mín}$, siendo $(d_{máx})$, $(d_{mín})$ las medidas máximas y mínimas permisibles en el diámetro del eje.

- Para el agujero, la tolerancia dimensional, $T = D_{máx} - D_{mín}$, siendo $(D_{máx})$, $(D_{mín})$ las medidas máximas y mínimas permisibles en el diámetro del agujero.

(*) Ejemplo: $30 \pm 0,1$, la tolerancia sería la diferencia entre 30,1 y 29,9, es decir 0,2. Por tanto, el rango o campo de tolerancia incluye cualquier medida comprendida entre los límites máximo y mínimo anteriores.

- *Cotas máxima y mínima:* son las medidas máxima y mínima permisibles en una pieza determinada.

- Por ejemplo, para el caso de diámetros permisibles del agujero, $D_{máx} = D + T_{sup}$; $D_{mín} = D - T_{inf}$, siendo (D) la cota o medida nominal del diámetro del agujero.

- *Diferencia o Desviación superior (T_{sup}):* representa la diferencia entre la cota máxima y la nominal.

- *Diferencia o Desviación inferior (T_{inf}):* es la diferencia entre la cota nominal y la mínima.

Cota nominal $\Rightarrow 40 \begin{matrix} +0,2 \\ -0,1 \end{matrix} \begin{matrix} \leftarrow \text{desviación superior} \\ \leftarrow \text{desviación inferior} \end{matrix}$

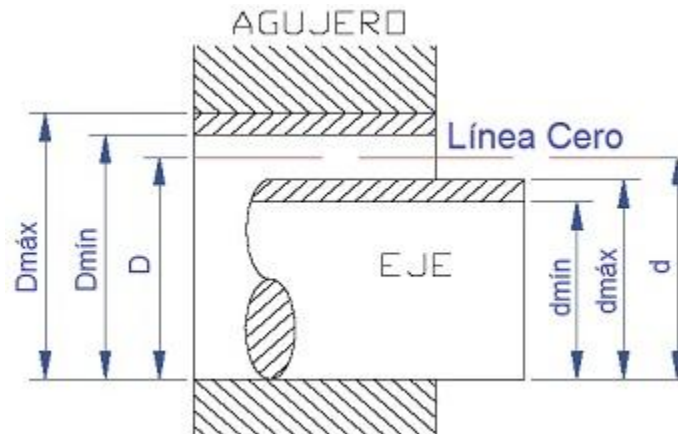
Para comprender mejor lo explicado, se tiene el ejemplo de la figura anterior, donde las cotas máximas, mínimas y el valor de la tolerancia valdrán:

Cota máxima = $40 + 0,2 = 40,2$ mm.

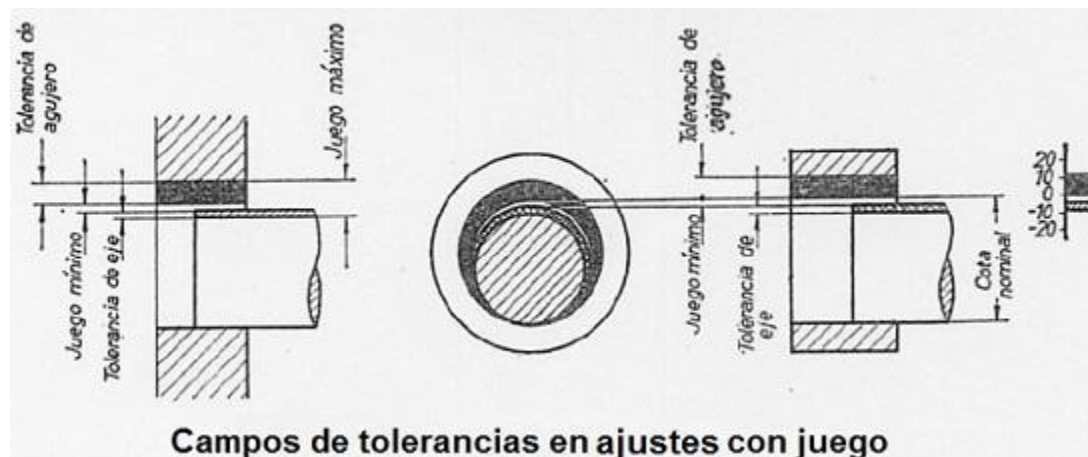
Cota mínima = $40 - 0,1 = 39,9$ mm.

Tolerancia (t) = $40,2 - 39,9 = 0,3$ mm. ó también $t = 0,2 - (-0,1) = 0,3$ mm.

(*) Cuando falta algunas desviaciones se sobreentiende que es cero. Así, $30^{+0,2}$ es una cota nominal de 30 mm con desviación superior de +0,2 mm, desviación inferior 0 y tolerancia 0,2 mm.



- **Ajuste:** se emplea para designar el conjunto de dos piezas, acopladas entre sí, formado por eje y agujero.
- **Juego (J):** es la diferencia entre el diámetro del agujero y el del eje. Sólo existirá juego cuando el eje sea menor que el agujero en todo el campo de tolerancia.



- *Juego máximo* ($J_{m\acute{a}x}$): es la holgura máxima que puede haber entre el eje y el agujero, es decir, la diferencia entre el diámetro máximo del agujero y el diámetro mínimo del eje.

$$J_{m\acute{a}x} = D_{m\acute{a}x} - d_{m\acute{i}n}$$

- *Juego mínimo* ($J_{m\acute{i}n}$): es la holgura mínima que puede haber entre el agujero y el eje, es decir, la diferencia entre el diámetro mínimo del agujero y el diámetro máximo del eje.

$$J_{m\acute{i}n} = D_{m\acute{i}n} - d_{m\acute{a}x}$$

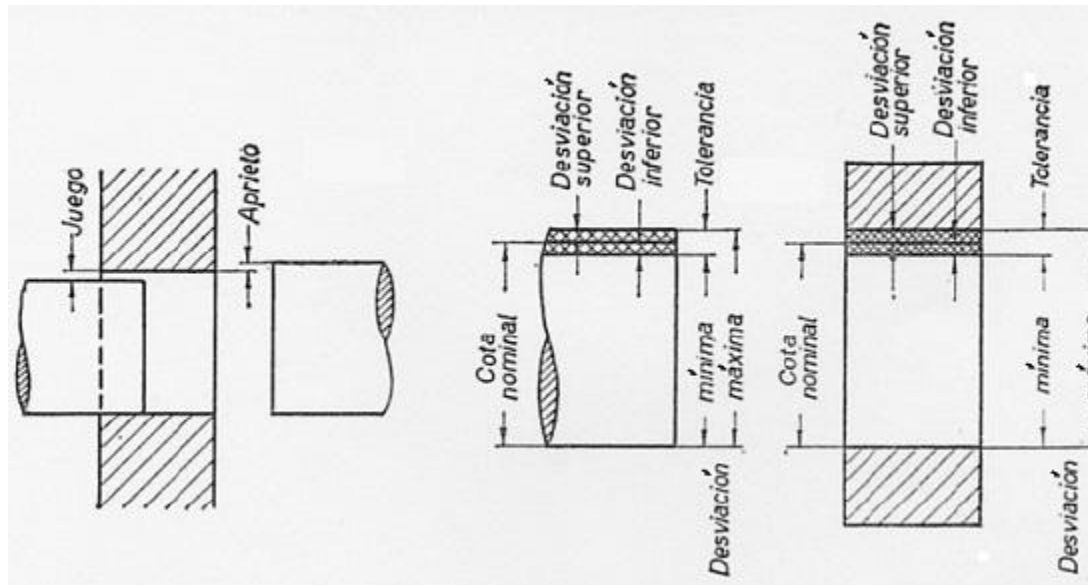
- *Aprieto* (A): se produce cuando el diámetro del eje es mayor que el diámetro del agujero. En este caso se produce una "interferencia" de diámetros. A la diferencia entre estos diámetros se la llama aprieto.

- *Aprieto máximo* ($A_{m\acute{a}x}$): es la diferencia entre las medidas del eje máximo y el agujero mínimo.

$$A_{m\acute{a}x} = d_{m\acute{a}x} - D_{m\acute{i}n}$$

- *Aprieto mínimo* ($A_{m\acute{i}n}$): es la diferencia entre las medidas del eje mínimo y el agujero máximo.

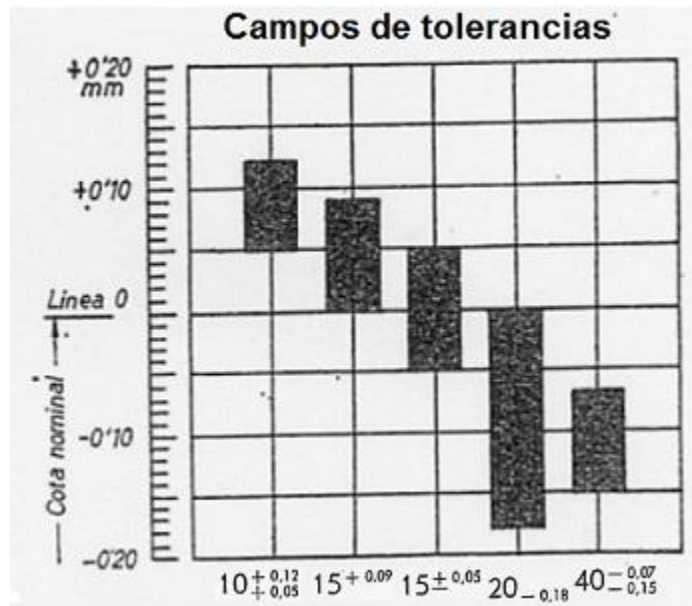
$$A_{m\acute{i}n} = d_{m\acute{i}n} - D_{m\acute{a}x}$$



- **Zona o magnitud de tolerancia:** es la comprendida entre las dos líneas que representan los límites de la tolerancia, y cuya amplitud es el valor de tolerancia.

- **Línea de referencia o línea cero:** Las desviaciones pueden ser positivas o negativas, según sea su posición con respecto a la cota nominal. Se convienen representar una línea recta llamada línea de referencia o línea cero que correspondería a la dimensión nominal, es decir, una desviación cero.

Mediante una escala arbitraria se representan en la parte superior (+) las desviaciones positivas, y en la parte inferior (-) las negativas. De este modo quedan indicadas las tolerancias también en posición.

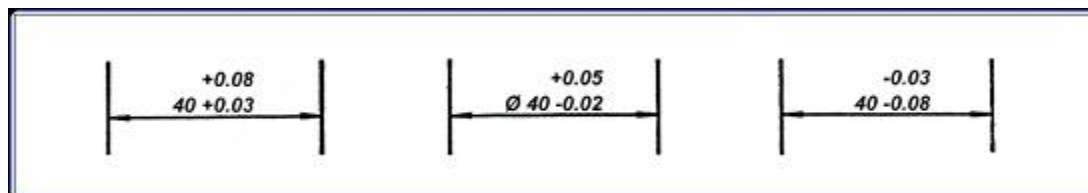


En la figura anterior se muestran distintos ejemplos de cotas con sus respectivas posiciones de las tolerancias de cada una de ellas.

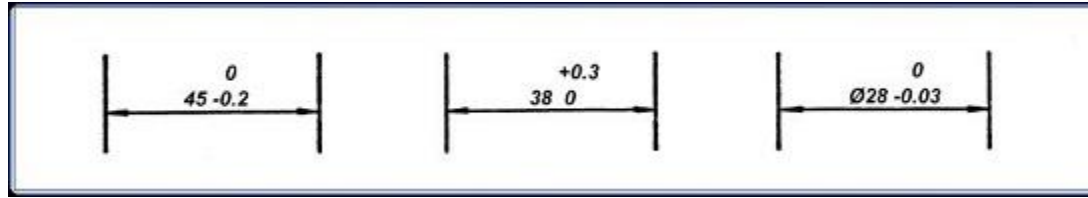
2.2- Representación normalizada ISO de las tolerancias

Aunque la notación normalizada ISO de las medidas con tolerancia se verá un poco más adelante en este apartado, conviene repasar brevemente también distintas formas que se pueden encontrar comúnmente en la representación de las tolerancias dimensionales:

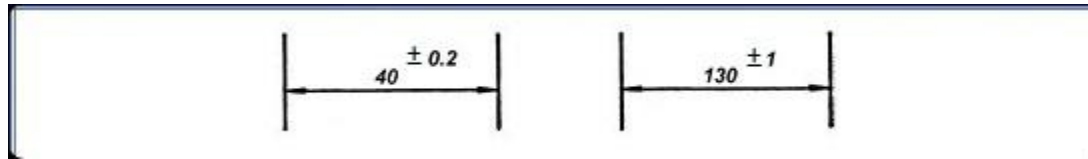
- Con su medida nominal seguida de las desviaciones límites. En este caso, se anota la desviación superior en la parte alta y la desviación inferior en la parte baja, ya se trate de un agujero como de un eje. Siempre se expresan las dos desviaciones con el mismo número de decimales, salvo en el caso que una de las dos desviaciones sea nula.



- Si una de las desviaciones es nula, ésta también se puede expresar por la cifra 0.



- Si la tolerancia es simétrica respecto a la medida nominal, sólo se anota el valor de la diferencia, precedido del signo $\pm$.



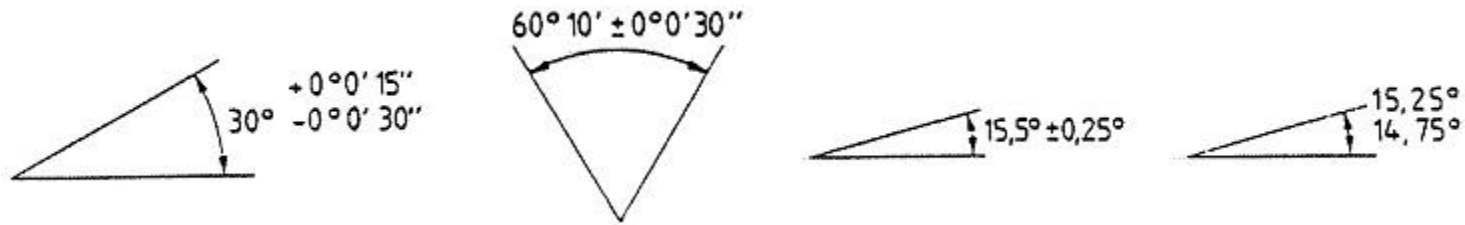
- En casos especiales, la tolerancia puede ser indicada anotando en plano las dos medidas límites, y si la medida está limitada sólo en un sentido, la tolerancia puede ser representada colocando la palabra "mín" o "máx" detrás de la medida.



Cuando por necesidades de fabricación u otras causas se deben poner las desviaciones en otras unidades diferentes al milímetro, las cifras se deberán acompañar de la unidad correspondiente.

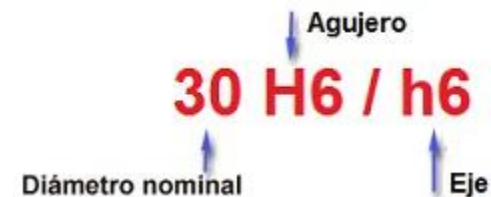
Si es la misma unidad para todas las desviaciones del dibujo, esto se indicará en una nota general colocada en la proximidad del recuadro de inscripción.

- Las anteriores notaciones se aplican también a las medidas angulares.



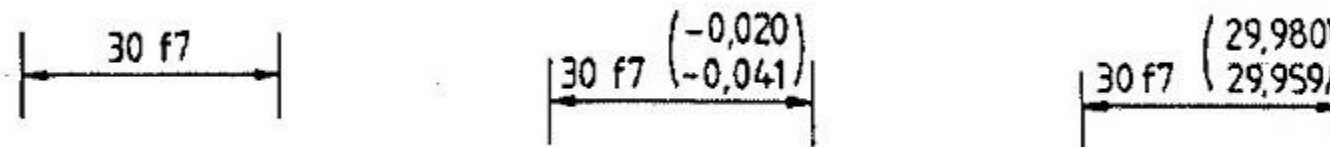
- REPRESENTACIÓN NORMALIZADA ISO:

La *notación normalizada ISO* de las medidas con tolerancia quedan definidas por su valor nominal seguido de un símbolo, formado por una letra (o dos, para el caso que se represente la medida de agujero y eje) que indica la posición de la tolerancia y un número que indica la calidad.



La representación de las tolerancias ISO, contiene por tanto la siguiente información:

- La medida nominal, en milímetros.
- Una letra representativa de la desviación fundamental en valor y signo que indica la posición de la zona de tolerancia (se usan letras minúsculas para ejes y letras mayúsculas para agujeros).
- Un número representativo de la anchura de la zona de tolerancia (calidad de la tolerancia).



Desde el punto de vista de la dimensión nominal, la norma UNE 4-040-81 (ISO 286(I)-62) presenta el sistema ISO de tolerancias para dimensiones nominales comprendidas entre 0 y 500 mm.

2.3- Calidad de las tolerancias

Las tolerancias dimensionales tienen en cuenta la calidad de la pieza. La calidad o índice de calidad es un conjunto de tolerancias que se corresponde con un mismo grado de precisión para cualquier grupo de diámetros. Cuanto mayor sea la calidad de la pieza, menor será la tolerancia, y menor será también el índice de calidad.

La norma ISO distingue dieciocho calidades designados como IT01, IT0, IT1, IT2, IT3..., para dimensiones nominales entre 0 y 500 mm., con tanto menor grado de calidad cuanto mayor es el número asociado a la designación. De esta forma, se pueden distinguir los siguientes grupos principales de calidades:

- Las calidades de 01 a 3 para ejes, y de 01 a 4 para agujeros, se usan para la fabricación de calibres y piezas de alta precisión.
- Las calidades de 4 a 11 para ejes, y de 5 a 11 para agujeros, están previstas para piezas que van a ser sometidas a ajustes.
- Por último, las calidades superiores a 11 se usan para piezas o elementos aislados que no requieren un acabado tan fino.

En la siguiente tabla se muestran los valores fundamentales en micras (μm) para cada una de las dieciocho calidades y para cada uno de los trece grupos de dimensiones de la serie principal:

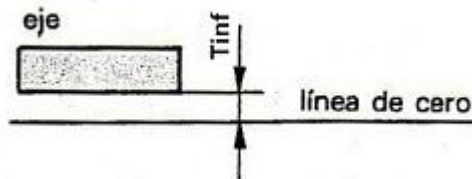
Grupos de Diámetros (mm)	CALIDADES																	
	IT 01	IT 0	IT 1	IT 2	IT 3	IT 4	IT 5	IT 6	IT 7	IT 8	IT 9	IT 10	IT 11	IT 12	IT 13	IT 14	IT 15	IT 16
$d \leq 3$	0.3	0.5	0.8	1.2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600
$3 < d \leq 6$	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750
$6 < d \leq 10$	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900
$10 < d \leq 18$	0.5	0.8	1.2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100
$18 < d \leq 30$	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300
$30 < d \leq 50$	0.6	1	1.5	2.5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600
$50 < d \leq 80$	0.8	1.2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900
$80 < d \leq 120$	1	1.5	2.5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200
$120 < d \leq 180$	1.2	2	3.5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500
$180 < d \leq 250$	2	3	4.5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900
$250 < d \leq 315$	2.5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200
$315 < d \leq 400$	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600
$400 < d \leq 500$	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000
	Ultrapre- cisión		Calibre y piezas de gran precisión			Piezas o elementos destinados a ajustar								Piezas o elementos que no han de ajustar				

A título informativo, en la siguiente tabla se indican las Calidades de Tolerancia que son las más usuales para cada uno de los distintos tipos de procesos de mecanizado:

CALIDADES USUALES INDICADAS PARA LOS PRINCIPALES PROCESOS DE MECANIZADO																
IT (calidad)	16	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
OXICORTE SERRADO																
LIJADO-CEPILLADO TALADRADO FRESADO																
TALADRADO+ESCA. ESCAREADO BROCHADO TORNEADO																
RECTIFICADO AFINADO SUPERFIC. SUPERDEFINICIÓN																

2.4- Posiciones de la zona de tolerancia

La posición de la zona de tolerancia queda determinada por la distancia entre la línea de referencia o línea cero y la línea límite de la zona de tolerancia más próxima a la línea de referencia.

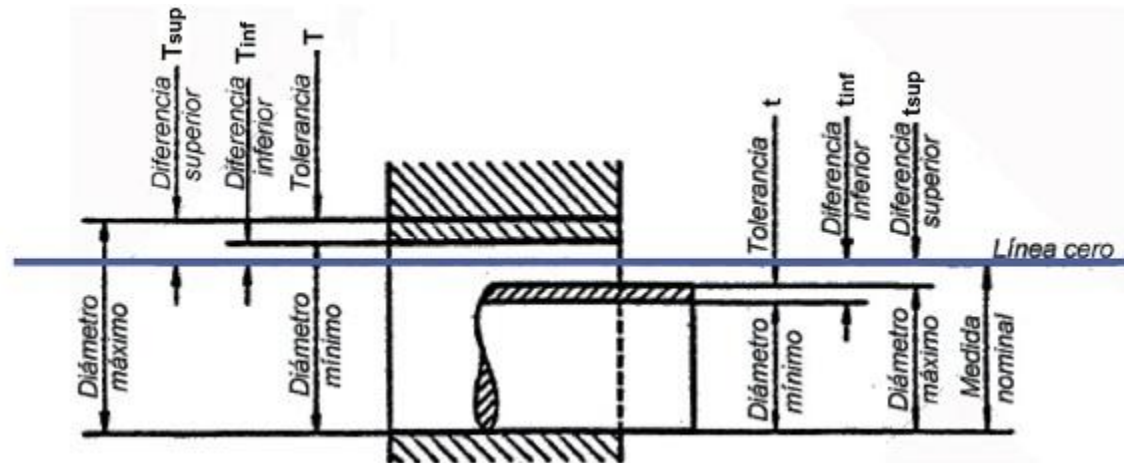


En la figura adjunta por ejemplo, se representa la posición de la zona de tolerancia que queda determinada por la distancia entre la línea cero y la diferencia o desviación inferior (T_{inf}).

En la representación ISO de las medidas con tolerancia, las posiciones de las tolerancias son designadas por las letras que se incluyen en la propia notación.

La posición de la tolerancia que se encuentre en la zona positiva (por encima de la línea cero), queda determinada por la diferencia inferior o desviación inferior (T_{inf}); y la que se encuentre en la zona negativa (por debajo de la línea cero), por la diferencia superior (T_{sup}).

El sistema ISO define 27 posiciones diferentes respecto a la línea cero como zonas de tolerancia.



Para codificar las zonas de tolerancia se usan las letras del abecedario, las mayúsculas para los agujeros y las minúsculas para los ejes.

Por tanto, al definirse las distintas posiciones de tolerancia nos permite poder satisfacer todas las necesidades corrientes de los ajustes (juegos y aprietos, ya sean pequeños o grandes), para cada medida nominal, mediante toda una gama de diferencias.

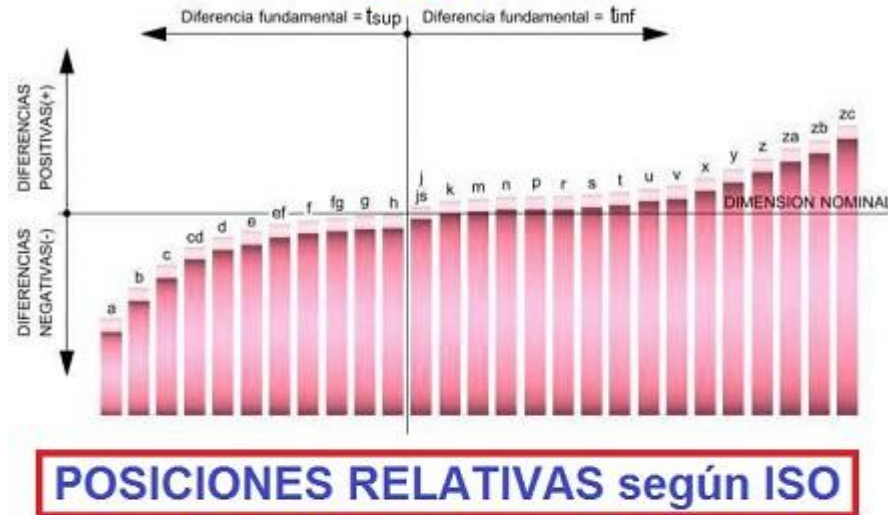
Estas diferencias definen la posición de la tolerancia con respecto a la línea cero, mediante una de las desviaciones, la superior (t_{sup} ó T_{sup}) o la inferior (t_{inf} ó T_{inf}), simbolizadas por una letra (a veces dos), que es mayúsculas para los agujeros y minúsculas para los ejes, como ya se ha dicho.

Así, la letra "h" es utilizada para las zonas de tolerancia de los ejes cuyo límite superior coincide con la línea cero. Por el contrario, la "H" se utiliza para las zonas de tolerancia de los agujeros cuyo límite inferior de tolerancia coincide con la línea cero.

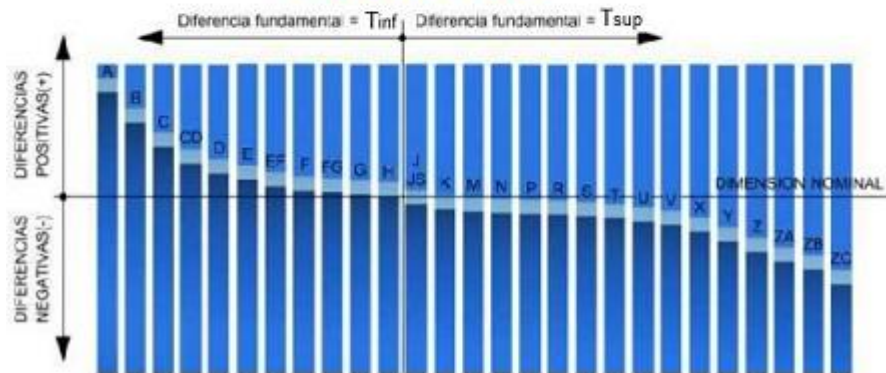
En las figuras siguientes se muestran las tablas con las posiciones relativas de ejes y agujeros según normas ISO. Como se aprecia en dichas tablas, las 27 posiciones de tolerancia se encuentran reflejadas en ellas.

- Las minúsculas para los ejes:

EJES



AGUJEROS



Posiciones de a - h → diferencia superior t_{sup} en tabla → $t_{inf} = t_{sup} - t$

Posiciones de j - zc → diferencia inferior t_{inf} en tabla → $t_{sup} = t_{inf} + t$

a, b, c, cd, e, ef, f, fg, g → " t_{sup} " negativa, y va disminuyendo por ese orden en valor absoluto

h → " t_{sup} " = 0 y " t_{inf} " es negativa e igual al valor absoluto a la tolerancia. Se empleará como base del sistema en el eje único

j - js → sólo la zona de tolerancia de la posición "j" cruza la línea de referencia; "js" simboliza la posición especial del eje donde la tolerancia esté centrada respecto a la línea de cero

k, m, n, p, r, t, u, v, x, y, z, za, zb, zc → " t_{inf} " positiva.

• Las mayúsculas para los agujeros:

Posiciones de A - H → diferencia inferior T_{inf} en tabla → $T_{sup} = T_{inf} + T$

Posiciones J - ZC → diferencia superior T_{sup} en tabla → $T_{inf} = T_{sup} - T$

A, B, C, CD, D, E, EF, F, FG, G → " T_{inf} " es positiva y se halla por encima de la línea de cero.

H → " T_{inf} " = 0 y la superior " T_{sup} " igual a la tolerancia

J - JS → la tolerancia está centrada respecto a la línea de cero

K, M, N → las tolerancias están encima o debajo de la línea de cero, según sus calidades

P, R, S, T, U, V, X, Z, ZA, ZB, ZC → " T_{sup} " es siempre negativa.

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	Diferencia superior: t_{sup}											Diferencia inferior: t_{inf}				

fundamental	Diferencia superior $\text{inf} \sup$											Diferencia inferior $\text{inf} \sup$				
$m \leq 3$	-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													

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

Posición	A	B	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H
Calidad	Todas las calidades										
Medida Nominal	Diferencia inferior Tinf										
m ≤ 3	+270	+140	+60	+34	+20	+14	+10	+6	+4	+2	0
3 < m ≤ 6	+270	+140	+70	+46	+30	+20	+14	+10	+6	+4	0
6 < m ≤ 10	+280	+150	+80	+56	+40	+25	+18	+13	+8	+5	0
10 < m ≤ 18	+290	+150	+95	-	+50	+32	-	+16	-	+6	0
18 < m ≤ 30	+300	+160	+110	-	+65	+40	-	+20	-	+7	0
30 < m ≤ 40	+310	+170	+120	-	+80	+50	-	+25	-	+9	0
40 < m ≤ 50	+320	+180	+130								
50 < m ≤ 65	+340	+190	+140	-	+100	+60	-	+30	-	+10	0
65 < m ≤ 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								

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 Tsup																				
$m \leq 3$	+2	+4	+6	0	0	0	0	-2	-2	-2	-2	-2	-4	-4	-4	-4	-4	-6	-6	-6	-6
$3 < m \leq 6$	+5	+6	+10	0	+2	+3	+5	-3	-1	0	+2	-4	-7	-5	-4	-2	0	-11	-9	-8	-12
$6 < m \leq 10$	+5	+8	+12	+1	+2	+5	+6	-4	-3	0	+1	-6	-8	-7	-4	-3	0	-13	-12	-9	-15
$10 < m \leq 18$	+6	+10	+15	+2	+2	+6	+8	-4	-4	0	+2	-7	-9	-9	-5	-3	0	-15	-15	-11	-18
$18 < m \leq 30$	+8	+12	+20	+1	+2	+6	+10	-5	-4	0	+4	-8	-12	-11	-7	-3	0	-19	-18	-14	-22
$30 < m \leq 40$	+10	+14	+24	+2	+3	+7	+12	-5	-4	0	+5	-9	-13	-12	-8	-3	0	-22	-21	-17	-26
$40 < m \leq 50$																					
$50 < m \leq 65$	+13	+18	+28	+3	+4	+9	+14	-6	-5	0	+5	-11	-15	-14	-9	-4	0	-27	-26	-21	-32
$65 < m \leq 80$																					
$80 < m \leq 100$	+16	+22	+34	+2	+4	+10	+16	-8	-6	0	+6	-13	-18	-16	-10	-4	0	-32	-30	-24	-37
$100 < m \leq 120$																					
$120 < m \leq 140$																					
$140 < m \leq 160$	+18	+26	+41	+3	+4	+12	+20	-9	-8	0	+8	-15	-21	-20	-12	-4	0	-37	-36	-28	-43
$160 < m \leq 180$																					

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																					

Posición	R				S				T				U			
Calidad	5	6	7	≥ 8	5	6	7	≥ 8	5	6	7	≥ 8	5	6	7	≥ 8
Medida Nominal	Diferencia superior Tsup															
m ≤ 3	-10	-10	-10	-10	-14	-14	-14	-14	-	-	-	-	-18	-18	-18	-18
3 < m ≤ 6	-14	-12	-11	-15	-18	-16	-15	-19	-	-	-	-	-22	-20	-19	-23
6 < m ≤ 10	-17	-16	-13	-19	-21	-20	-17	-23	-	-	-	-	-26	-25	-22	-28
10 < m ≤ 14	-20	-20	-16	-23	-25	-25	-21	-28	-	-	-	-	-30	-30	-26	-33
14 < m ≤ 18																
18 < m ≤ 24	-25	-24	-20	-28	-32	-31	-27	-35	-	-	-	-	-38	-37	-33	-41
24 < m ≤ 30									-38	-37	-33	-41	-45	-44	-40	-48
30 < m ≤ 40	-30	-29	-25	-34	-39	-38	-34	-43	-44	-43	-39	-48	-56	-55	-51	-60
40 < m ≤ 50									-50	-49	-45	-54	-66	-65	-61	-70
50 < m ≤ 65	-36	-35	-30	-41	-48	-47	-42	-53	-61	-60	-55	-66	-82	-81	-76	-87
65 < m ≤ 80	-38	-37	-32	-43	-54	-53	-48	-59	-70	-69	-64	-75	-97	-96	-91	-102
80 < m ≤ 100	-46	-44	-38	-51	-66	-64	-58	-71	-86	-84	-78	-91	-119	-117	-111	-124
100 < m ≤ 120	-49	-47	-41	-54	-74	-72	-66	-79	-99	-97	-91	-104	-139	-137	-131	-144
120 < m ≤ 140	-57	-56	-48	-63	-86	-85	-77	-92	-116	-115	-107	-122	-164	-163	-155	-170
140 < m ≤ 160	-59	-58	-50	-65	-94	-93	-85	-100	-128	-127	-119	-134	-184	-183	-175	-190
160 < m ≤ 180	-62	-61	-53	-68	-102	-101	-93	-108	-140	-139	-131	-146	-204	-203	-195	-210
180 < m ≤ 200	-71	-68	-60	-77	-116	-113	-105	-122	-160	-157	-149	-166	-230	-227	-219	-236
200 < m ≤ 225	-74	-71	-63	-80	-124	-121	-113	-130	-174	-171	-163	-180	-252	-249	-241	-258
225 < m ≤ 250	-78	-75	-67	-84	-134	-131	-123	-140	-190	-187	-179	-196	-278	-275	-267	-284

250 < m ≤ 280	-87	-85	-74	-94	-151	-149	-138	-158	-211	-209	-198	-218	-308	-306	-295	-315
280 < m ≤ 315	-91	-89	-78	-98	-163	-161	-150	-170	-233	-231	-220	-240	-343	-341	-330	-350
315 < m ≤ 355	-101	-97	-87	-108	-183	-179	-169	-190	-261	-257	-247	-268	-383	-379	-369	-390
355 < m ≤ 400	-107	-103	-93	-114	-201	-197	-187	-208	-287	-283	-273	-294	-428	-424	-414	-435
400 < m ≤ 450	-119	-113	-103	-126	-225	-219	-208	-232	-323	-317	-307	-330	-483	-477	-467	-490
450 < m ≤ 500	-125	-119	-109	-132	-245	-239	-229	-252	-353	-347	-337	-360	-533	-527	-517	-540

Posición	V				X				Y			Z			ZA		ZB	ZC
Calidad	5	6	7	≥ 8	5	6	7	≥ 8	6	7	≥ 8	6	7	≥ 8	7	≥ 8	≥ 8	≥ 8
Medida Nominal	Diferencia superior Tsup																	
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

A continuación se incluyen una serie de ejemplos que ayudarán a comprender los anteriores conceptos y manejar correctamente las tablas:

(*) Ejemplo 1.- Interpretar 15 D₉

SOLUCIÓN: El primer número (15) es la cota nominal (en mm.) La notación D₉ indica que se trata de un agujero de calidad IT=9. Mediante la tabla de calidades del apartado 2.3 se tiene que para 15 mm (en la tabla se entra de 10 hasta 18) y calidad 9, la Tolerancia T= 43 μm. En la tabla de Posiciones de la Tolerancia para Agujeros, se entra con posición D, todas las calidades y medida nominal de 10 a 18 mm, obteniéndose como salida de la tabla la desviación Inferior (T_{inf} = +50 μm). Por tanto, la Desviación Superior valdrá T_{sup} = T_{inf} + T = 50 + 43 = 93 μm. En consecuencia, 15 D₉ = 15^{+0,093}_{+0,050} es decir, para este ejemplo se tiene que el Diámetro máximo = 15,093 mm. y Diámetro mínimo = 15,050 mm.

(*) Ejemplo 2.- Interpretar 40 k₅

SOLUCIÓN: Se refiere a una medida de un eje (letra minúscula y colocada en la parte inferior). La tabla de calidades del apartado 2.3 (se entra con el grupo de diámetros de 30 a 50 y calidad 5) proporciona una tolerancia t = 11 μm. Por otro lado, la tabla de Posiciones de la Tolerancia para Ejes (se entra con posición k, calidad entre 4 y 7, y medida nominal de 30 hasta 40 mm) proporciona la desviación inferior t_{inf} = +2 μm. Así pues, se tiene que t_{sup} = 2 + 11 = 13 μm. En resumen: 40 k₅ = 40^{+0,013}_{+0,002}

(*) Ejemplo 3.- Interpretar 24 f₇

SOLUCIÓN: Se refiere a una medida de un eje (letra minúscula y colocada en la parte inferior). La tabla de calidades del apartado 2.3 (se entra con el grupo de diámetros de 18 a 30 y calidad 7) proporciona una tolerancia t = 21 μm. Por otro lado, la tabla de Posiciones de la Tolerancia para Ejes (se entra con posición f y medida nominal de 18 hasta 24 mm) proporciona la desviación superior t_{sup} = -20 μm. Así pues, se tiene que t_{inf} = -20 - 21 = -41 μm. En resumen: 24 f₇ = 24^{-0,020}_{-0,041} es decir, para este ejemplo se tiene que el diámetro máximo = 23,980 mm; diámetro mínimo = 23,959 mm.

**PROGRAMA DE
COLABORACIÓN**

(*) Ejemplo 4.- En un plano existe la notación 36^{F8}_{h9} Se pide: a) ¿cuál es la medida correspondiente al agujero? b) ¿y la del eje?

Colabora en el
sostenimiento de esta WEB

[+info]

SOLUCIÓN:

a) 36^{F8} se corresponde con agujero de calidad IT=8. De la tabla de calidades del apartado 2.3 (se entra con el grupo de diámetros de 30 a 50 y calidad 8) proporciona una tolerancia $t = 39 \mu\text{m}$. La tabla de Posiciones de la Tolerancia para Agujeros (se entra con posición F, todas las calidades y medida nominal de 30 hasta 40 mm) proporciona la desviación inferior $T_{\text{inf}} = +25 \mu\text{m}$. Por tanto, $T_{\text{sup}} = 25 + 39 = 64 \mu\text{m}$. En resumen: $36^{F8} \equiv 36^{+0,064}_{+0,025}$

b) 36_{h9} se corresponde con un eje de calidad IT=9. La tabla de calidades del apartado 2.3 (se entra con el grupo de diámetros de 30 a 50 y calidad 9) proporciona una tolerancia $t = 62 \mu\text{m}$. La tabla de Posiciones de la Tolerancia para Ejes (se entra con posición h y medida nominal de 30 hasta 40 mm) proporciona la desviación superior $t_{\text{sup}} = 0 \mu\text{m}$. Así pues, se tiene para este ejemplo que $t_{\text{inf}} = 0 - 62 = -62 \mu\text{m}$. En resumen: $36_{h9} \equiv 36^0_{-0,062}$ Eje único.

(*) Ejemplo 5.- Dado el ajuste 20^{H7}_{n6} determinar los juegos máximo y mínimo del ajuste

SOLUCIÓN:

$$20^{H7} \equiv 20^{0,021}_0 \text{ Agujero} // 20_{n6} \equiv 20^{0,028}_{0,015} \text{ Eje.}$$

$$\text{Juego máximo, } J_{\text{máx}} = D_{\text{máx}} - d_{\text{mín}} = 20,021 - 20,015 = 0,006 \text{ mm.}$$

$$\text{Juego mínimo, } J_{\text{mín}} = D_{\text{mín}} - d_{\text{máx}} = 20,000 - 20,028 = -0,028 \text{ mm.}$$

2.5- Zonas de tolerancia preferentes

Aunque, para cada grupo de diámetros nominales, se pueden elegir un número elevado de zonas de tolerancia y de grados de calidad, la experiencia recomienda utilizar solamente algunas zonas de tolerancia, llamadas *zonas de tolerancia preferentes*, con objeto de limitar el número de utillajes y calibres de verificación.

Las tolerancias preferentes corresponden con las recuadradas en las siguientes tablas.

Zonas de tolerancia preferentes para Agujeros

						G6	H6	Js6	K6	M6	N6	P6	R6	S6	T6	
					F7	G7	H7	Js7	K7	M7	N7	P7	R7	S7	T7	
				E8	F8		H8	Js8	K8	M8	N8	P8	R8			
			D9	E9	F9		H9									
			D10	E10			H10									
A11	B11	C11	D11				H11									

Zonas de tolerancia preferentes para Ejes

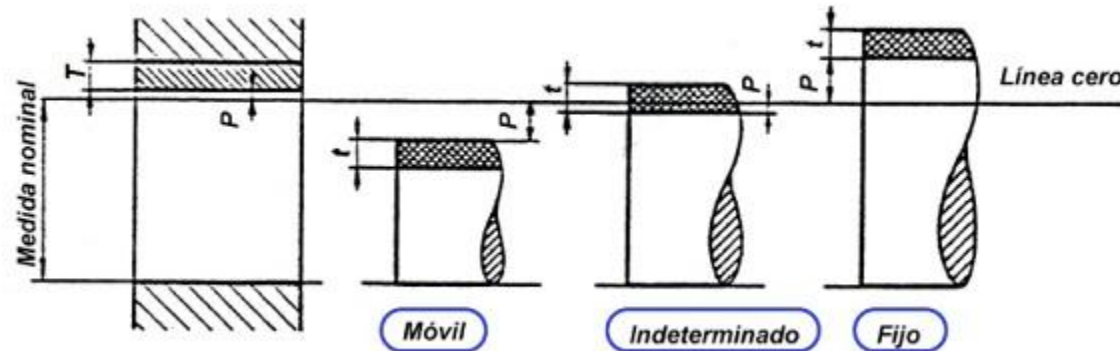
						g5	h5	js5	k5	m5	n5	p5	r5	s5	t5	
					f6	g6	h6	js6	k6	m6	n6	p6	r6	s6	t6	
					f7		h7	js7	k7	m7	n7	p7	r7	t7	t7	u7
			d8	e8	f8		h8									
			d9	e9			h9									
			d10													
a11	b11	c11					h11									

3- Sistemas de ajustes

3.1- Definiciones y tipos de ajustes

Mediante el concepto de *ajuste mecánico* se designa a la diferencia entre las medidas, antes del montaje, de dos piezas que han de ser acopladas.

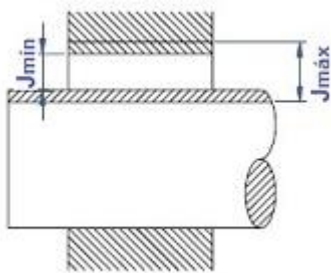
Según las tolerancias de las dos piezas a acoplar, puede haber distintos tipos de ajustes:



• Ajustes móviles o con juego, J:

Este tipo de ajuste tiene lugar cuando, antes de ensamblar dos piezas, la diferencia entre la medida del agujero y del eje es positiva, es decir, cuando el diámetro real del eje es inferior al diámetro real del agujero.

Repasando algunos conceptos ya vistos en apartados anteriores, se aplican ahora a los ajustes entre piezas:



- Juego máximo ($J_{\text{máx}}$): diferencia que resulta entre la medida máxima del agujero y la mínima del eje.

$$J_{\text{máx}} = D_{\text{máx}} - d_{\text{mín}}$$

- Juego mínimo ($J_{\text{mín}}$): diferencia entre la medida mínima del agujero y la máxima del eje.

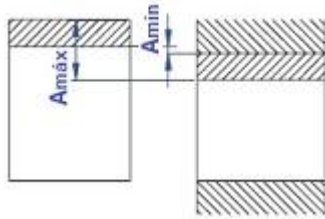
$$J_{\text{mín}} = D_{\text{mín}} - d_{\text{máx}}$$

Tolerancia del juego (TJ): diferencia entre los juegos máximo y mínimo, que coincide con la suma de las tolerancias del agujero y del eje.

$$TJ = J_{\text{máx}} - J_{\text{mín}} = T + t$$

• Ajustes fijos o con aprieto, A:

Este tipo de ajuste ocurre cuando la diferencia, antes del montaje, entre la medidas efectiva de eje y agujero es positiva, es decir, cuando el diámetro real del eje es mayor que el diámetro real del agujero.



- Aprieto máximo ($A_{\text{máx}}$): valor de la diferencia entre la medida máxima del eje y la mínima del agujero.

$$A_{\text{máx}} = d_{\text{máx}} - D_{\text{mín}}$$

- Aprieto mínimo ($A_{\text{mín}}$): valor de la diferencia entre la medida mínima del eje y la máxima del agujero.

$$A_{\text{mín}} = d_{\text{mín}} - D_{\text{máx}}$$

- Tolerancia del Aprieto (TA): diferencia entre los aprietos máximo y mínimo, que coincide con la suma de las tolerancias del agujero y del eje.

$$TA = A_{\text{máx}} - A_{\text{mín}} = T + t$$

• Ajustes indeterminados, I:

Ocurre cuando la diferencia entre la medidas efectivas de agujero y eje pueden resultar positivas o negativas, dependiendo de cada montaje en concreto.

- Juego máximo ($J_{\text{máx}}$): diferencia entre la medida máxima del agujero y la mínima del eje.

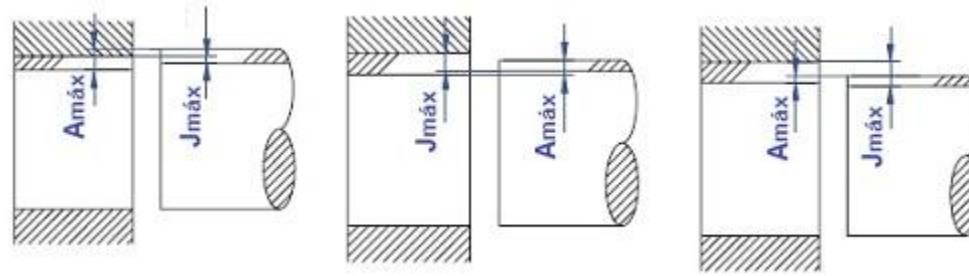
$$J_{\text{máx}} = D_{\text{máx}} - d_{\text{mín}}$$

- Aprieto máximo ($A_{\text{máx}}$): diferencia entre la medida máxima del eje y la mínima del agujero.

$$A_{\text{máx}} = d_{\text{máx}} - D_{\text{mín}}$$

- Tolerancia del ajuste indeterminado (TI): suma del juego máximo y del aprieto máximo que coincide con la suma de las tolerancias del agujero y del eje.

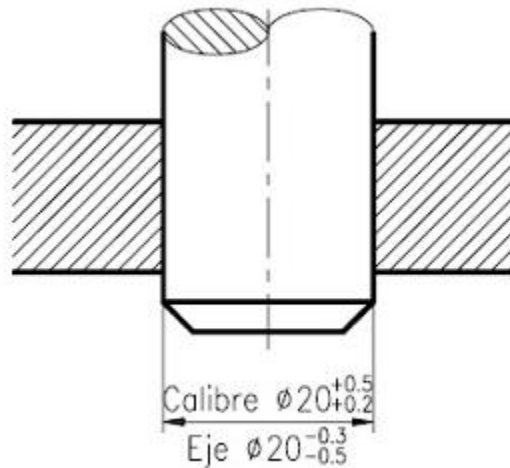
$$TI = J_{\text{máx}} + A_{\text{máx}} = T + t$$



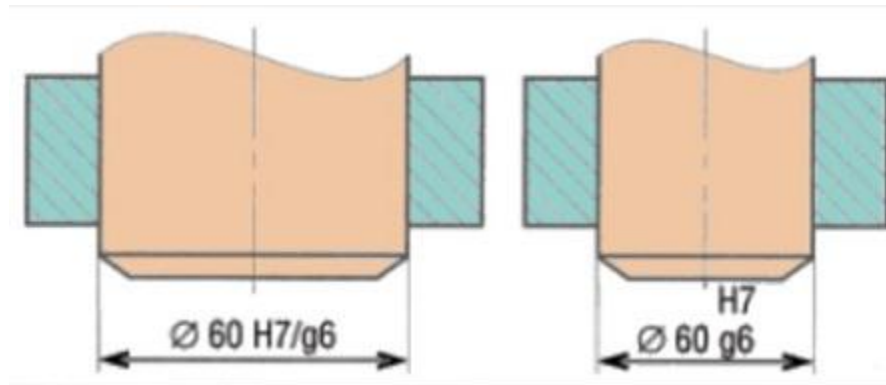
3.2- Representación ISO de los ajustes

Los ajustes se designan simbólicamente indicando las tolerancias del agujero y del eje por medio de cifras o por medio de los símbolos ISO.

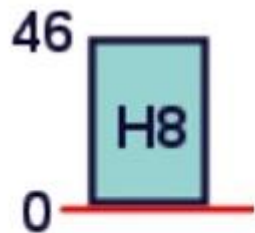
Por ejemplo, en la siguiente figura se indican los valores de las tolerancias de cada pieza, en este caso concreto, de la pieza que sirve de alojamiento y del eje.



Cuando se empleen los símbolos ISO para representar ajustes, en caso de una representación conjunta del ajuste, el símbolo de la tolerancia del agujero debe situarse antes que la del eje o sobre éste, aunque también se pueden representar los ajustes individualmente por pieza.



A continuación, y para ilustrar mejor lo anteriormente expuesto, se verá un ejemplo sencillo que sirva para entender la forma de realizar la representación ISO de los ajustes mecánicos.



(*) Ajuste: 58 H8 f7

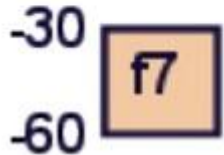
• Datos del agujero o alojamiento: 58 H8

H → posición de la zona de tolerancia

8 → índice de calidad

+46 → agujero máximo = $58 + 0,046 = 58,046$ mm.

+0 → agujero mínimo = $58 + 0 = 58$ mm.



[30 Mm](#) [9 Mm](#) [Acabado](#) [Afecta](#) [Agujero](#) [Alojamiento](#) [Auxiliares](#) [Base](#) [Calidad auto sales](#) [Calidad Canon](#)
[30 Mm](#) [9 Mm](#) [Acabado](#) [Afecta](#) [Agujero](#) [Alojamiento](#) [Auxiliares](#) [Base](#) [Calidad auto sales](#)

infolinks

• Datos del árbol o eje: 58 f7

f → posición de la zona de tolerancia

7 → índice de calidad

-30 → eje máximo = $58 - 0,030 = 57,970$ mm.

$-60 \rightarrow \text{eje mínimo} = 58 - 0,060 = 57,940 \text{ mm.}$

Juego Máximo del ajuste, $J_{\text{máx}} = D_{\text{máx}} - d_{\text{mín}} = 58,046 - 57,940 = 0,106 \text{ mm.}$

Juego Mínimo del ajuste, $J_{\text{mín}} = D_{\text{mín}} - d_{\text{máx}} = 58 - 57,970 = 0,030 \text{ mm.}$

3.3- Sistema de ajuste de agujero único o agujero base

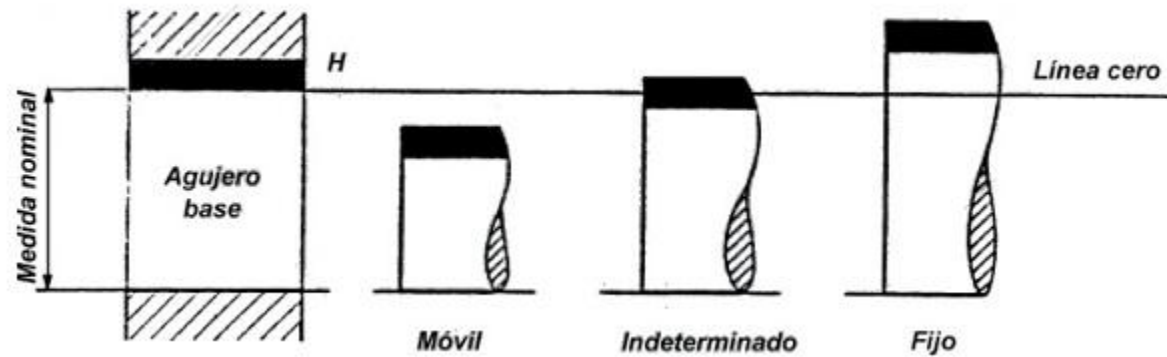
Un sistema de ajuste es un conjunto sistemático de ajustes entre ejes y agujeros pertenecientes a un sistema de tolerancias, y que puede dar lugar a diversos juegos y aprietos.

En el sistema de ajuste de agujero único, también denominado agujero base, los diversos ajustes posibles (móviles, deslizantes, indeterminados o estables) se obtienen cambiando la posición de la tolerancia del eje y permaneciendo constante la posición de la tolerancia del agujero.

Por tanto, en este sistema es el eje el que determina el tipo de ajuste, donde los diferentes juegos o aprietos se obtienen asociando ejes con diferentes tolerancias a un agujero de tolerancia constante:

- Φ agujero $\rightarrow$ Fijo
- Φ eje $\rightarrow$ Variable

En el sistema de agujero base se define un agujero cuya diferencia inferior es nula, y por tanto, todas las diferencias serán positivas. En este sistema la zona de tolerancia del agujero es: **Zona H.**



Como se sabe, la línea CERO es el límite inferior de la tolerancia del agujero base (posición H), y por consiguiente, en este sistema las posiciones del eje "a, b, c, d, e, f, g, h" son negativas (ajustes con juego) y las "k, m, n, p, r, s, t, u, v, x, y, z" son positivas (ajustes con aprieto o fijo).

- ejes de a-h: ajuste deslizante (con juego)
- ejes de k-z: ajuste forzado (con apriete)
- ejes j: ajuste indeterminado.

Existen muchos casos donde se recomienda el empleo de un sistema de agujero base. Por ejemplo, cuando se quiere montar un rodamiento sobre un eje. En este caso, el diámetro del agujero del rodamiento generalmente viene fijado por el fabricante, al adquirir el rodamiento. Por tanto, para este caso el tipo de ajuste que más interesa es el sistema de agujero base, de manera que es la superficie del eje la que se debe mecanizar con las tolerancias hasta conseguir el ajuste que más interese en el apriete con el agujero del rodamiento.

El sistema de agujero único se utiliza generalmente en la fabricación de máquinas, herramientas, automóviles, motores de aviación, material ferroviario, máquinas herramientas, automóviles y material naval, etc.

3.4- Sistema de ajuste de eje único o eje base

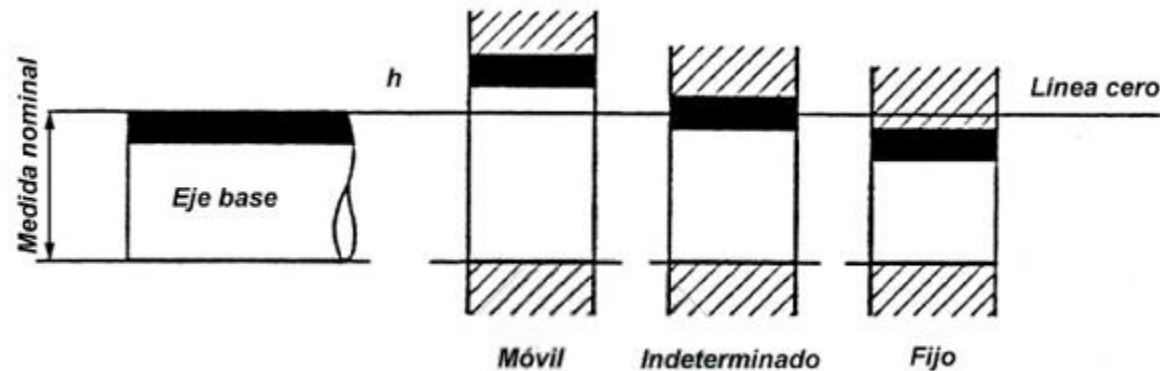
En el sistema de ajuste de eje único, también denominado eje base, los diversos ajustes posibles (móviles, deslizantes, indeterminados o estables) se obtienen cambiando la posición de la tolerancia del agujero y permaneciendo constante la posición

de la tolerancia del eje.

Por tanto, en este sistema es el agujero el que determina el tipo de ajuste, donde los diferentes juegos o aprietes se obtienen asociando agujeros con diferentes tolerancias a un eje de tolerancia constante:

- Φ eje $\rightarrow$ Fijo
- Φ agujero $\rightarrow$ Variable

En el sistema de eje base se define un eje cuya diferencia superior es nula, y por tanto, todas las diferencias serán negativas. En este sistema la zona de tolerancia del eje es: **Zona h**.



Como se sabe, la línea CERO es el límite superior de la tolerancia del eje base (posición h), y por consiguiente, en este sistema las posiciones del agujero "A, B, C, D, E, F, G, H" son positivas (ajustes móviles), las posiciones del agujero "J, K, M, N" darán lugar a ajustes indeterminados y las posiciones "P, R, S, T, U, V, X, Y, Z" son negativas (ajustes fijos).

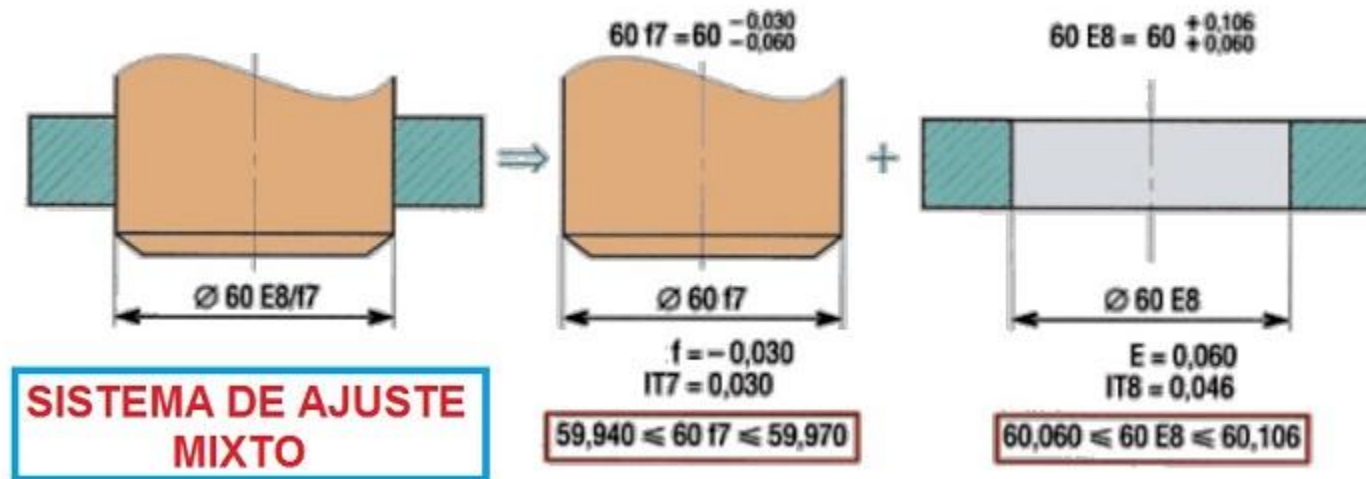
- agujeros de A-H: ajuste deslizante (con juego)
- agujeros de P-Z: ajuste forzado (con apriete)
- agujeros J-N: ajuste indeterminado.

El sistema de eje único se usa en mecánica de precisión o cuando se hace más fácil la fabricación del agujero que el eje (por ejemplo, pasadores, chavetas, etc., que se compran ya con una determinada medida y es muy costoso posteriormente retocarlos).

3.5- Sistema de ajuste mixto

El sistema de ajuste mixto es un sistema de ajuste donde las posiciones del agujero y del eje no son ni la posición "H" ni "h", respectivamente.

Únicamente se debe utilizar este sistema cuando, por algún motivo, no se pueden utilizar ni los sistemas de agujero base ni de eje base.



3.6- Sistemas de ajustes recomendados

A la hora de fijar los juegos límites que definirán el ajuste de un acoplamiento se deberá tener en cuenta diversos factores, entre ellos, el estado superficial de las piezas que van estar en contacto (exigir una tolerancia muy pequeña no tiene sentido si las irregularidades superficiales de las piezas son mayores que la propia tolerancia), la naturaleza del material del que están hechas las piezas, la velocidad y temperatura de funcionamiento del mecanismo dado que pueden provocar dilataciones que modifique el acoplamiento, el grado de lubricación empleado en el acoplamiento, etc.

En este sentido, en la elección de los juegos límites se debe evitar todo exceso de precisión y toda precisión que pueda resultar inútil, que daría lugar a un proceso de fabricación de las piezas innecesariamente mucho más costoso.

En general, se recomienda que siempre que se pueda, se adopte mayor tolerancia para el agujero que para la fabricación del eje, dado que generalmente siempre resultará más dificultoso el mecanizado de un agujero que la superficie exterior de un eje. Asimismo, se recomienda seleccionar las tolerancias de forma que las calidades del eje y agujero no varíen en más de dos índices, eligiéndose la combinación que proporcione más tolerancia al ajuste.

A continuación se incluye una tabla con los ajustes ISO preferentes, incluyendo características del ajuste recomendado y ejemplos de aplicación.

Agujero Único		Eje Único		Características del asiento	Ejemplos
H 8	x 8			Prensado duro. Montaje a prensa.	Coronas de bronce, ruedas.
H 8	u 8			No necesita seguro.	
H 7	s 6			Prensado. Montaje a prensa.	Piñón motor.
H 7	r 6			Prensado ligero. Necesita seguro.	Engranajes de máquinas.
H 7	n 6			Muy forzado. Montaje a martillo.	Casquillos especiales.
H 7	k 6			Forzado. Montaje a martillo.	Rodamientos a bolas.
H 7	j 6			Forzado ligero. Montaje a mazo.	Rodamientos a bolas.
H 7	h 6			Deslizante con lubricación.	Ejes de lira.
H 8	h 9			Deslizante sin lubricación.	Ejes de contrapunto.
H 11	h 9			Deslizante. Ajuste corriente.	Ejes de colocaciones.
H 11	h 11			Deslizante. Ajuste ordinario.	Ejes-guías atados.
H 7	g 6	G 7	h 6	Giratorio sin juego apreciable.	Émbolos de freno.
H 7	f 7	F 8	h 6	Giratorio con poco juego.	Bielas. cojinetes.

H 8	f 7	F 8	h 9	Giratorio con poco juego.	Bielas, cojinetes.
H 8	e 8	E 9	h 9	Giratorio con gran juego.	Cojinetes corrientes.
H 8	d 9	D 10	h 9	Giratorio con mucho juego.	Soportes múltiples.
H 11	c 11	C 11	h 9	Libre (con holgura).	Cojinetes de máquinas agrícolas.
H 11	a 11	A 11	h 11	Muy libre.	Avellanados, taladros de tornillos.

Por su parte, el sistema ISA no fija ningún apareamiento de un eje con un agujero determinado, y se limita a normalizar las desviaciones superior e inferior de uno y otros.

Aunque en principio se podría aparear cualquier campo de tolerancias de ejes con cualquiera de los agujeros, a esto se opone la lógica dificultad que obligue a una misma industria poseer todos los calibres necesarios.

Por ello, el Comité ISA recomienda los ajustes indicados en la siguiente tabla. La forma que se hallan agrupados los ajustes en dicha tabla nos conduce al concepto de familia de ajustes.

ELECCION DE AJUSTES «ISA»	
AGUJERO H 6 AJUSTE DE PRECISION	
Para los ejes corresponden esta serie de ajustes.....	Ajuste forzado n 5.
	» de arrastre m 5.
	» de adherencia k 5.
	» de entrada suave j 5.
	» de deslizamiento h 5.
AGUJERO H 7 AJUSTE FINO	
Para los ejes corresponden esta serie de ajustes.....	Ajuste a presión s 6 y r 6.
	» forzado n 6.
	» de arrastre m 6.
	» de adherencia k 6.
	» de entrada suave j 6.
	» de deslizamiento h 6.
	» de juego libre justo g 6.
	» de juego libre f 7.
	» de juego ligero e 8.
AGUJERO H 8 AJUSTE CORRIENTE	
Para los ejes corresponden esta serie de ajustes.....	Ajuste con deslizamiento h 8 y h 9.
	» con juego libre f 8 y e 9.
	» gran juego libre d 10.
AGUJERO H 11 AJUSTE ORDINARIO O BASTO	
Para los ejes corresponden esta serie de ajustes.....	Ajuste basto según
	h 11, d 11, e 11, b 11, a 11. (Véanse ejemplos de aplicación)

ELECCION DE AJUSTES I.S.A.	
EJE h 5 AJUSTE DE PRECISION	
Para los agujeros corresponden esta serie de ajustes.....	Ajuste forzado N 6.
	» de arrastre M 6.
	» de adherencia K 6.
	» de entrada suave J 6.
	» de deslizamiento H 6 y G 6.
EJE h 6 AJUSTE FINO	
Para los agujeros corresponden esta serie de ajustes.....	Ajuste a presión S 7 y R 7.
	»* forzado N 7.
	» de arrastre M 7.
	» de adherencia K 7.
	» de entrada suave J 7.
	» de deslizamiento H 7.
	» de juego libre justo G 7.
	» de juego libre F 7.
	» de juego ligero E 8.
EJE h 8 y h 9 AJUSTE CORRIENTE	
Para los agujeros corresponden esta serie de ajustes.....	Ajuste de deslizamiento H 8.
	» de juego libre F 8 y E 9.
	» de juego libre fuerte D 10.
EJE h 11 AJUSTE ORDINARIO O BASTO	
Para los agujeros corresponden esta serie de ajustes.....	Ajuste basto según
	H 11, D 11, C 11, B 11, A 11. (Véanse ejemplos de aplicación)

4- Procedimiento para la verificación de las tolerancias

Una vez terminada la fabricación de cualquier pieza en taller, se hace necesario comprobar que sus dimensiones cumplen con las tolerancias especificadas en planos. Existen dos formas de verificar las tolerancias dimensionales de cualquier pieza:

PROGRAMA DE COLABORACIÓN

Colabora en el sostenimiento de esta WEB

[+info]

- Medición indirecta: en este caso se pueden utilizar distintos métodos e instrumentos, siendo los más comunes las galgas o calibres fijos.

- Medición directa: por este procedimiento se usan generalmente micrómetros cuyas puntas están adaptadas para introducirse también en el flanco de las roscas.

De los anteriores, el más común es el uso de galgas o calibres fijos. Estos instrumentos sirven para la verificación de piezas en serie que deben guardar una cierta medida dentro de las tolerancias permitidas.

Es importante resaltar que en la zona de trabajo donde se realicen las comprobaciones de medidas, la temperatura ambiente esté regulada a 20 °C para que no se altere la medida por la posible dilatación de la pieza a verificar.

De entre todos, las galgas o calibres PASA - NO PASA son los más utilizados. Están formados por un mango de sujeción y dos elementos de medida, donde una medida corresponderá al valor máximo de la cota a medir (NO PASA) y la otra corresponderá al valor mínimo (PASA).

Según sean las características de la cota a medir existen diferentes tipos de galgas o calibres fijos:

- Calibres para espesores de superficies planas
- Tampones de PASA y NO PASA
- Galgas de herradura PASA y NO PASA
- Tampones cónicos con la indicación de profundidad máxima
- Acoplamientos cónicos con la indicación de profundidad máxima
- Ejes roscados con PASA y NO PASA
- Roscados exteriores PASA y NO PASA
- Plantillas para medición del paso de rosca



5- Tolerancias dimensionales generales

En todo proceso de fabricación de cualquier pieza, debido a los medios de producción disponibles, se hace necesario asegurar una calidad mínima de fabricación. A esta calidad hacen referencia precisamente las tolerancias generales.

Al menos, esta tolerancia general de la pieza debe quedar definida por el diseñador de tal forma que, si en el taller de trabajo habitual no se alcanza, se pueden enviar piezas a otro lugar para su mecanizado, a fin de conseguir la calidad exigida y asegurarse así que no habrá ningún problema de ajustes entre elementos.

No obstante, además de las tolerancias generales, también se pueden asignar tolerancias dimensionales y geométricas específicas (generalmente, de mayor precisión) si la funcionalidad de la pieza a fabricar así lo exigiese.

La norma UNE EN 22768 1:1993, equivalente a la ISO 2768 1:1989, regula este tipo de tolerancias generales. Así, cuando hayan de aplicarse las tolerancias generales, en los planos de fabricación, en el bloque de títulos o en sus inmediaciones, deben figurar las indicaciones siguientes:

ISO 2768-m

MODIFICACIONES				EDICIÓN		
		Tol. gen.	Escala	(IDENTIFICACIÓN)		
		ISO 2768-m	1:1			
			Fecha	Nombre	(RAZÓN SOCIAL)	
		Dibujado				
		Comprob.				
		Sustituye a			Sustituido por	Hoja n°
		Plano n°				
						N° hojas

Son muchas las ventajas que se consiguen por el uso de las tolerancias generales, entre las que destacan las siguientes:

- Dibujos más fáciles de entender y de manejar en el taller. El dibujo normalizado de los diferentes elementos permite identificar fácilmente aquellos elementos que pueden fabricarse según el procedimiento normal de fabricación
- Facilita la gestión del sistema de calidad, reduciendo los niveles de inspección
- Para el diseñador resulta sencillo determinar la tolerancia general y, a partir de ésta, definir sólo los elementos que deben fabricarse con más cuidado y precisión
- Fijan un rango de valores permitidos para las cotas funcionales de la pieza
- El taller conoce su precisión habitual y es conocida por los clientes
- Es posible controlar que esta precisión no se degrade con el tiempo

- Tolerancias Generales para Dimensiones Lineales (excepto aristas matadas)

(*) Para valores nominales inferiores a 0,5 mm., las tolerancias deben indicarse siempre junto a la cota nominal correspondiente.

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	fin	$\pm 0,05$	$\pm 0,05$	$\pm 0,1$	$\pm 0,15$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$	-
m	media	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$	$\pm 0,8$	$\pm 1,2$	± 2
c	grosera	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$	$\pm 0,8$	$\pm 1,2$	± 2	± 3	± 4
v	muy grosera	-	$\pm 0,5$	± 1	$\pm 1,15$	$\pm 2,5$	± 4	± 6	± 8

- Tolerancias Generales para Dimensiones Angulares

Clase de tolerancia		Desviaciones admisibles en función de la longitud del lado menor del ángulo considerado, en milímetros				
Designación	Descripción	hasta 10	más de 10 hasta 50	más de 50 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400
f	fin	$\pm 1^\circ$	$\pm 0^\circ 30'$	$\pm 0^\circ 20'$	$\pm 0^\circ 10'$	$\pm 0^\circ 5'$
m	media	$\pm 1^\circ$	$\pm 0^\circ 30'$	$\pm 0^\circ 20'$	$\pm 0^\circ 10'$	$\pm 0^\circ 5'$
c	grosera	$\pm 1^\circ 30'$	$\pm 1^\circ$	$\pm 0^\circ 30'$	$\pm 0^\circ 15'$	$\pm 0^\circ 10'$
v	muy grosera	$\pm 3^\circ$	$\pm 2^\circ$	$\pm 1^\circ$	$\pm 0^\circ 30'$	$\pm 0^\circ 20'$

- Tolerancias Generales para Dimensiones de Aristas Matadas (radios exteriores y alturas de chaflán)

Clase de tolerancia		Desviaciones admisibles respecto al nominal (en mm)		
Designación	Descripción	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6
f	fin	$\pm 0,2$	$\pm 0,5$	± 1
m	media			
c	grosera	$\pm 0,4$	± 1	± 2
v	Muy grosera			

Anexo nº 1: Aplicaciones de Ajustes I.S.A.

APLICACION DE AJUSTES I.S.A.

AJUSTES DE PRECISION Y FINO

Se utilizan en Máquinas-Herramientas y Maquinaria fina.

Ajuste de precisión utilizado en ajustes fijos, forzados, de arrastre, de adherencia, de entrada suave, deslizamiento; su condición debe ser una gran igualdad en la construcción, siendo sus características las siguientes:

AJUSTE A PRENSA. — Utilizado para piezas de ajuste permanente unidas con mucha precisión; estos ajustes dependen de la forma de las piezas (véanse ajustes por contracción), ya que en algunos acoplamientos, cuando se trata de máquinas grandes, se precisan interferencias mayores.

Algunas aplicaciones: Casquillos de cojinetes en sus soportes, en Ruedas, en Bielas motrices de motores, etc.

AJUSTE FORZADO. — Utilizado para piezas que deban quedar sólidamente acopladas en cualquier caso, pudiendo acoplarse y desacoplarse únicamente por medio de presión, el movimiento de giro debe asegurarse por medio de chaveta u otro.

Algunas aplicaciones: Ejes montados para Vagonetas, Ejes de Dínamos y Motores eléctricos, Ruedas dentadas y Poleas partidas sobre ejes motores, Coronas de bronce sobre núcleos de hierro fundido para dentar después de montadas, Manubrios o Manivelas sobre ejes, Palancas oscilantes, Muñones o Botones de manivela sobre platos.

AJUSTE DE ARRASTRE. — Utilizado en piezas con acoplamiento fijo que solo puedan acoplarse y desacoplarse a golpe de martillo pesado; el movimiento de giro debe asegurarse por medio de chaveta u otro.

Algunas aplicaciones: Ruedas dentadas y Poleas, Anillos de rodamientos a bolas montados sobre ejes para cargas normales, Palancas, Casquillos.

AJUSTE DE ADHERENCIA. — Utilizado para piezas que tengan acoplamiento fijo, y su desmontaje no sea frecuente, pudiendo acoplarse y desacoplarse a golpe de martillo corriente de mano en pequeñas piezas, y martillo fuerte en las grandes; es preciso asegurar el movimiento, de giro por medio de chaveta u otro, así como el movimiento longitudinal.

Algunas aplicaciones: Casquillos en Ruedas, Poleas y Bielas, Platos para acoplamientos de ejes, Excéntricas de distribución sobre ejes, Rodamientos a bolas sobre ejes para cargas medias, Volantes, Rodetes de turbinas y Bombas centrifugas, Pernos en bielas, Inducidos sobre sus ejes, Discos de freno, Manguitos de prensaestopas; Crucetas de timón y Casquillos de bocinas, Arbotantes y tambores de cabrestantes en Construcción Naval.

AJUSTE DE ENTRADA SUAVE. — Se utiliza en piezas que deban acoplarse y desacoplarse a mano o a golpe suave con el mazo de madera.

Algunas aplicaciones: Anillos interiores de rodamientos a bolas para cargas pequeñas y Anillos exteriores de rodamientos a bolas en sus cajas, Ruedas de cajas de velocidades, Anillos de fijación, Pernos y bulones de articulaciones de bielas y horquillas de distribución, Casquillos en soportes de frecuente desmontaje, Tapas en soportes de cojinetes.

AJUSTE DE DESLIZAMIENTO. — Se utiliza para piezas que bien engrasadas se las pueda acoplar y desacoplar a mano.

Algunas aplicaciones: Anillos de fijación, Pistones en frenos de aceite, Platos de acoplamiento deslizantes, Ruedas de cambio sobre ejes, Poleas de una pieza con chaveta, Columnas y barras portabrocas de taladros, Acoplamiento de fricción montados en sus ejes, Torneado de muñones en ejes cigüeñales y de manubrios o manivelas.

AJUSTE DE JUEGO LIBRE MUY JUSTO. — Se utiliza en piezas que deban tener una holgura no muy perceptible.

Algunas aplicaciones: Ruedas dentadas deslizantes en cajas de cambio de marcha, Acoplamientos deslizantes, Mecanismos para reguladores, Cojinetes de máquinas rectificadoras, Cojinetes de ejes cigüeñales.

AJUSTE DE JUEGO LIBRE. — Se utiliza en piezas que deban tener una holgura bien perceptible.

Algunas aplicaciones: Aros de pistón, Cojinetes de ejes cigüeñales, Cojinetes de ejes de levas, Corredoras en sus guías, Cojinetes principales en Fresadoras, Tornos y Taladros, Cojinetes exactos, en transmisiones normales, Ejes cardan.

AJUSTE DE JUEGO LIGERO. — Se utiliza en piezas que deban tener una holgura bastante apreciable entre ambas.

Algunas aplicaciones: Ejes con cojinetes múltiples, Husillos de tornos en sus soportes.

AJUSTE DE JUEGO FUERTE. — Se utiliza en piezas que deban tener una holgura amplia entre ambas.

Algunas aplicaciones: Cojinetes de turbogeneradores, Transmisiones de máquinas con elevado número de revoluciones, Casos especiales en los que se precise holgura con gran exactitud.

AJUSTE CORRIENTE

Empleado cuando las exigencias de la medida o exactitud no sean tan precisas como las que requiere el AJUSTE DE PRECISION Y FINO, y se aplica solamente en ajustes móviles, siendo sus características las siguientes:

AJUSTE DE DESLIZAMIENTO. — Se utiliza en piezas que deban acoplarse fácilmente y cuyo desplazamiento pueda hacerse con un ligero esfuerzo.

Algunas aplicaciones: Polea de transmisión de una pieza, Anillos de fijación, Acoplamientos, Ruedas dentadas, etc., elementos que deban deslizarse por los ejes.

AJUSTE DE JUEGO LIBRE. — Se utiliza en piezas que acopladas tengan movimiento recíproco y cuya holgura pueda ser desde la más sensible hasta una prudente amplitud.

Algunas aplicaciones: Cojinetes de motores eléctricos y dinamos, Cojinetes principales en ejes cigüeñales, Cojinetes de manivelas o manubrios, Guías de vástagos de pistones, Vástagos de corredoras, Varillas o vástagos de válvulas en los motores de combustión, Embolo tipo Buzo en su prensaestopa; Anillos de prensaestopa, Cojinetes de bombas centrifugas y ventiladores, Cojinetes de ejes de distribución y de muñones en crucetas de vástagos, Manguetas de ejes delanteros en automóviles.

AJUSTE DE JUEGO FUERTE. — Se utiliza en piezas que acopladas tengan gran holgura recíproca.

Algunas aplicaciones: Poleas locas, Transmisiones ordinarias, Piezas de prensaestopa, Ranuras de aros de pistón, Cojinetes de maquinaria agrícola, Casquillos para ejes delanteros de camiones.

AJUSTE ORDINARIO O BASTO

AJUSTE ORDINARIO. — Se utiliza en ajustes de piezas que tengan holgura amplia y una gran tolerancia de fabricación; muy conveniente para mecanismos expuestos a la oxidación, tales como aparatos de maniobra en la cubierta de Buques.

Algunas aplicaciones: H 11 y h 11 agujeros de Manivelas y Palancas de mano, Casquillos de distancia, Corredoras y guías de vástagos, Cojinetes para palancas de freno y embrague.

H 11 y d 11 Palancas y bulones de horquillas, Varillas articuladas en mecanismos ordinarios.

H 11 y e 11 Muñones o gorriones giratorios en vagones de ferrocarril, Elementos de máquinas agrícolas.

H 11 y b 11 Elementos para interruptores conmutadores y demás piezas similares en material eléctrico.

H 11 y a 11 Elementos de Locomotoras tales como Puertas de cajas de humos y de hogar, Soportes de freno, Suspensión de frenos y resortes, Tirantes de regulador, Bulones de enganche, Rodillos para puertas de vagones, etc.

AJUSTE POR CONTRACCION (o en caliente)

Aparte de lo especificado en las normas de ajuste I.S.A. se indican a continuación unas normas que sancionadas por la práctica, y de uso universal, se utilizan para infinidad de trabajos y que vamos a considerar en tres grupos.

GRUPO 1.° LIGERA PRESION

Aplicaciones: Piezas con secciones ligeras o extremadamente largas, propio para Coronas dentadas de precisión montadas sobre núcleo de Hierro fundido; puede utilizarse para Hierro fundido.

GRUPO 2.° PRESION MEDIA

Aplicaciones: Piezas con secciones medias o largos ajustes, por ejemplo: Casquillos o camisas de bronce en ejes de propulsión para buques; Coronas dentadas en bronce o acero montadas sobre núcleos de hierro fundido, este ajuste puede utilizarse para hierro fundido calidad gris blando.

GRUPO 3.° GRAN PRESION

Aplicaciones: Este ajuste se emplea en piezas de acero donde el metal queda sometido a una gran tensión sin que ésta exceda del límite de elasticidad, **NO PUEDE UTILIZARSE PARA HIERRO FUNDIDO**, se utiliza para bandajes o llantas de ruedas para Ferrocarriles y Tranvías, Discos y manivelas de cigüeñales para máquinas grandes, Brazos de timón en Construcción Naval.

$$\begin{array}{l} \text{Fórmulas promedio} \\ \text{de interferencia.....} \end{array} \left\{ \begin{array}{l} \text{Grupo 1.° } I = 0,00025 \times D \\ \text{Grupo 2.° } I = 0,0005 \times D \\ \text{Grupo 3.° } I = 0,001 \times D \end{array} \right.$$

I = Interferencia del metal, o cantidad de aumento o exceso de material en el diámetro de la pieza interior del acoplamiento.

D = Diámetro base en milímetros de la pieza que se trate de ajustar.

NOTA. — El calentamiento debe efectuarse uniformemente en evitación de sobre tensiones en distintas partes de la pieza.

Ajustes Internacional I.S.A.

AGUJERO UNICO DIFERENCIAS NOMINALES

* CIFRAS MARCADAS CON ASTERISCO NO PASA

DIAMETROS NOMINALES mm.	AGUJERO H 6 	EJES					
		NO PASA			PASA 		
		n 5	m 5	k 5	j 5	h 5	g 5
1 a 3	+ 0,007* 0,000	+ 0,011 + 0,006*	+ 0,007 + 0,002*		+ 0,004 — 0,001*	0,000 — 0,005*	— 0,003 — 0,008*
Más de 3 a 6	+ 0,008* 0,000	+ 0,013 + 0,008*	+ 0,009 + 0,004*		+ 0,004 — 0,001*	0,000 — 0,005*	0,004 — 0,009*
Más de 6 a 10	+ 0,009* 0,000	+ 0,016 0,010*	+ 0,012 0,006*	+ 0,007 + 0,001*	+ 0,004 — 0,002*	0,000 — 0,006*	— 0,005 0,011*
Más de 10 a 18	+ 0,011* 0,000	+ 0,020 + 0,012*	+ 0,015 + 0,007*	+ 0,009 + 0,001*	+ 0,005 — 0,003*	0,000 — 0,008*	— 0,006 — 0,014*
Más de 18 a 30	+ 0,013* 0,000	+ 0,024 + 0,015*	+ 0,017 + 0,008*	+ 0,011 + 0,002*	+ 0,005 — 0,004*	0,000 — 0,009*	— 0,007 — 0,016*
Más de 30 a 40	+ 0,016* 0,000	+ 0,028 + 0,017*	+ 0,020 0,009*	+ 0,013 + 0,002*	+ 0,006 — 0,005*	0,000 — 0,011*	— 0,009 — 0,020*
Más de 40 a 50							
Más de 50 a 65	+ 0,019* 0,000	+ 0,033 + 0,020*	+ 0,024 + 0,011*	+ 0,015 + 0,002*	+ 0,006 — 0,007*	0,000 — 0,013*	— 0,010 — 0,023*
Más de 65 a 80							
Más de 80 a 100	+ 0,022* 0,000	+ 0,038 + 0,023*	+ 0,028 + 0,013*	+ 0,018 + 0,003*	+ 0,006 — 0,009*	0,000 — 0,015*	— 0,012 — 0,027*
Más de 100 a 120							
Más de 120 a 140	+ 0,025* 0,000	+ 0,045 + 0,027*	+ 0,033 + 0,015*	+ 0,021 + 0,003*	+ 0,007 — 0,011*	0,000 — 0,018*	— 0,014 — 0,032*
Más de 140 a 160							
Más de 160 a 180							
Más de 180 a 200	+ 0,029* 0,000	+ 0,051 + 0,031*	+ 0,037 + 0,017*	+ 0,024 + 0,004*	+ 0,007 — 0,013*	0,000 — 0,020*	— 0,015 — 0,035*
Más de 200 a 225							
Más de 225 a 250							
Más de 250 a 280	+ 0,032* 0,000	+ 0,057 + 0,034*	+ 0,043 + 0,020*	+ 0,027 + 0,004*	+ 0,007 — 0,016*	0,000 — 0,023*	— 0,017 — 0,040*
Más de 280 a 315							

Ajustes Internacional I.S.A. EJE UNICO DIFERENCIAS NOMINALES

* CIFRAS MARCADAS CON ASTERISCO NO PASA

DIAMETROS NOMINALES mm.	EJE h 5 	AGUJEROS PASA  NO PASA					
	No pasa - Pasa	N 6	M 6	K 6	J 6	H 6	G 6
1 a 3	0,000 -0,005*	-0,004*	0,000*		+0,003* -0,004	+0,007* 0,000	+0,010* +0,003
Más de 3 a 6	0,000 -0,005*	-0,005*	-0,001*		+0,004* -0,004	+0,008* 0,000	+0,012* +0,004
Más de 6 a 10	0,000 0,006*	-0,007*	-0,003*	+0,002*	+0,005* -0,004	+0,009* 0,000	+0,014* +0,005
Más de 10 a 18	0,000 -0,008*	-0,009*	-0,004*	+0,002*	+0,006* -0,005	+0,011* 0,000	+0,017* +0,006
Más de 18 a 30	0,000 -0,009*	-0,011*	-0,004*	+0,002*	+0,008* -0,005	+0,013* 0,000	+0,020* +0,007
Más de 30 a 40	0,000	-0,012*	-0,004*	+0,003*	+0,010*	+0,016*	+0,025*
Más de 40 a 50	-0,011*	-0,028	-0,020	-0,013	-0,006	0,000	+0,009
Más de 50 a 65	0,000	-0,014*	-0,005*	+0,004*	+0,013*	+0,019*	+0,029*
Más de 65 a 80	-0,013*	-0,033	-0,024	-0,015	-0,006	0,000	+0,010
Más de 80 a 100	0,000	-0,016*	-0,006*	+0,004*	+0,016*	+0,022*	+0,034*
Más de 100 a 120	-0,015*	-0,038	-0,028	-0,018	-0,006	0,000	+0,012
Más de 120 a 140	0,000	-0,020*	-0,008*	+0,004*	+0,018*	+0,025*	+0,039*
Más de 140 a 160	-0,018*	-0,045	-0,033	-0,021	-0,007	0,000	+0,014
Más de 160 a 180							
Más de 180 a 200	0,000	-0,022*	-0,008*	-0,005*	+0,022*	+0,029*	+0,04*
Más de 200 a 225	-0,020*	-0,051	-0,037	-0,024	-0,007	0,000	+0,015
Más de 225 a 250							
Más de 250 a 280	0,000	-0,025*	-0,009*	+0,005*	+0,025*	+0,032*	+0,049*
Más de 280 a 315	-0,023*	-0,057	-0,041	-0,027	-0,007	0,000	+0,017

Ajustes Internacional I.S.A. EJE UNICO DIFERENCIAS NOMINALES

* CIFRAS MARCADAS CON ASTERISCO NO PASA

DIAMETROS NOMINALES mm.	EJE h 6 	AGUJEROS PASA  NO PASA					
	No pasa - Pasa	S 7	R 7	N 7	M 7	K 7	J 7
1 a 3	0,000 -0,007*	-0,013* -0,022	-0,010* -0,019	-0,004* -0,013	0,000* -0,009		+0,003* -0,006
Más de 3 a 6	0,000 -0,008*	-0,015* -0,027	-0,011* -0,023	-0,004* -0,016	0,000* -0,012		+0,005* -0,007
Más de 6 a 10	0,000 -0,009*	-0,017* -0,032	-0,013* -0,028	-0,004* -0,019	0,000* -0,015	+0,005* -0,010	+0,008* -0,007
Más de 10 a 18	0,000 -0,011*	-0,021* -0,039	-0,016* -0,034	-0,005* -0,023	0,000* -0,018	+0,006* -0,012	+0,010* -0,008
Más de 18 a 30	0,000 -0,013*	-0,027* -0,048	-0,020* -0,041	-0,007* -0,028	0,000* -0,021	+0,006* -0,015	+0,012* -0,009
Más de 30 a 40	0,000	-0,034* -0,059	-0,025* -0,050	-0,008* -0,033	-0,000* -0,025	+0,007* -0,018	+0,014* -0,011
Más de 40 a 50	-0,016*						
Más de 50 a 65	0,000	-0,042* -0,072	-0,030* -0,060	-0,009* -0,009*	-0,000* -0,009*	+0,009* +0,009*	+0,018* +0,018*
Más de 65 a 80	-0,019*	-0,048* -0,078	-0,032* -0,062	-0,039	-0,030	-0,021	-0,012
Más de 80 a 100	0,000	-0,058* -0,093	-0,038* -0,073	-0,010* -0,010*	-0,000* -0,000*	+0,010* +0,010*	+0,022* +0,022*
Más de 100 a 120	-0,022*	-0,066* -0,101	-0,041* -0,076	-0,045	-0,035	-0,025	-0,013
Más de 120 a 140	0,000	-0,077* -0,117	-0,048* -0,088	-0,012* -0,012*	0,000* 0,000*	+0,012* +0,012*	+0,026* +0,026*
Más de 140 a 160		-0,085* -0,125	-0,050* -0,090				
Más de 160 a 180	-0,025*	-0,093* -0,133	-0,053* -0,093	-0,052	-0,040	-0,028	-0,014
Más de 180 a 200	0,000	-0,105* -0,151	-0,060* -0,106	-0,014* -0,014*	0,000* 0,000*	+0,013* +0,013*	+0,030* +0,030*
Más de 200 a 225		-0,113* -0,159	-0,063* -0,109				
Más de 225 a 250	-0,029*	-0,123* -0,169	-0,067* -0,113	-0,060	-0,046	-0,033	-0,016
Más de 250 a 280	0,000	-0,138* -0,190	-0,074* -0,126	-0,014* -0,014*	0,000* 0,000*	+0,016* +0,016*	+0,036* +0,036*
Más de 280 a 315	-0,032*	-0,150* -0,202	-0,078* -0,130	-0,066	-0,052	-0,036	-0,016

>> FIN DEL TUTORIAL

[Volver a
Tutoriales](#)



Ingemecánica
Ingeniería, Consultoría y Formación



AJUSTES

DEFINICIONES Y DATOS BÁSICOS

1. AJUSTES

La norma UNE-EN 20286-1:1996 define AJUSTE del siguiente modo:

Es la relación resultante de la diferencia, antes de ensamblar, entre las medidas de dos elementos, agujero y eje respectivamente, destinados a ser ensamblados. Se entiende que ambos elementos tienen la misma medida nominal. Por otra parte, la forma del eje y agujero se interpreta de forma genérica y puede ser diferente a la cilíndrica.

Formulas básicas

$$T_{Tolerancia} = M_{Max(Valor\ Máximo)} - M_{Min(Valor\ Mínimo)}$$

$$ES(es)_{Desviación\ Superior} = M_{Max} - M_{Nom(Valor\ Nominal)}$$

$$EI(ei)_{Desviación\ Inferior} = M_{Min} - M_{Nom}$$

$$T(t) = ES(es) - EI(ei)$$

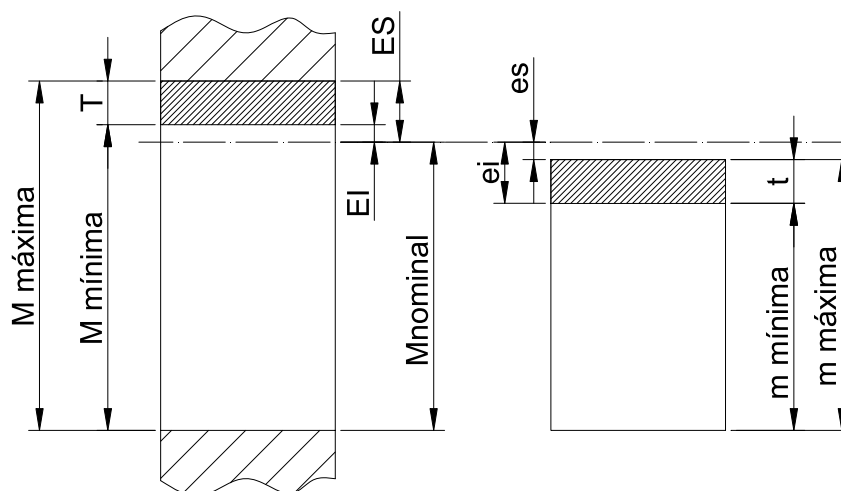


Fig. 1 Representación esquemática de las tolerancias

Cuando los datos están en mayúsculas se refieren a agujeros y cuando están representados por minúsculas se refieren a ejes.

Tipos de ajustes.

a) Juego.

Diferencia entre las medidas, antes de ensamblar, del agujero y del eje, cuando esta diferencia es positiva, es decir, cuando la medida del eje es inferior a la del agujero.

Juego mínimo: diferencia positiva entre la medida mínima de agujero (M_{Min}) y la máxima de eje (m_{max}).

$$J_{Min} = M_{Min} - m_{max}$$

desarrollando

$$J_{Min} = M_{Min} - m_{max} = (M_{nom} + EI) - (M_{nom} + es) = EI - es$$

Juego máximo: en ajuste con juego o indeterminado, diferencia positiva entre la medida máxima del agujero y la mínima del eje.

$$J_{Max} = M_{Max} - m_{min}$$

desarrollando

$$J_{Max} = M_{Max} - m_{min} = (M_{nom} + ES) - (M_{nom} + ei) = ES - ei$$

Tolerancia de juego (TJ): Diferencia entre el juego máximo y el mínimo.

$$TJ = J_{Max} - J_{Min}$$

desarrollando

$$\begin{aligned} \boxed{TJ} &= J_{Max} - J_{Min} = (M_{Max} - m_{min}) - (M_{Min} - m_{max}) = \\ &= (M_{Max} - M_{Min}) + (m_{max} - m_{min}) = \boxed{T_{Agujero} + t_{eje}} \end{aligned}$$

luego la tolerancia de juego es igual a la suma de las tolerancias del agujero y eje

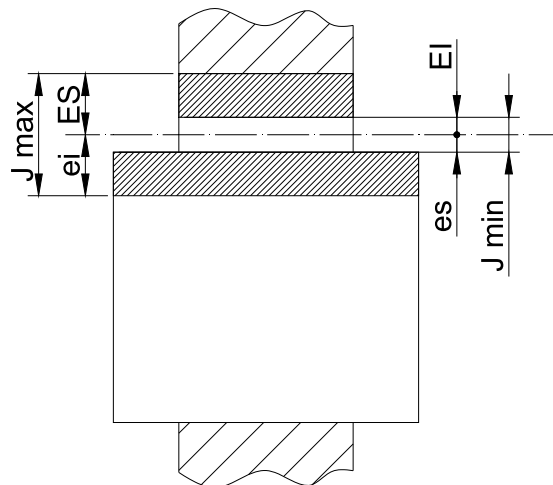


Fig. 2 Juego

b) Aprieto.

Diferencia de las medidas, antes de ensamblar, del agujero y del eje, cuando esta diferencia es negativa, es decir, cuando la medida del eje es superior a la del agujero.

Aprieto mínimo: diferencia negativa, antes de ensamblar, entre la medida máxima del agujero y la mínima del eje.

$$A_{Min} = M_{Max} - m_{min}$$

desarrollando

$$A_{Min} = M_{Max} - m_{min} = (M_{nom} + ES) - (M_{nom} + ei) = ES - ei$$

Aprieto máximo: en un ajuste con aprieto o en un ajuste incierto, diferencia negativa, antes de ensamblar, entre la medida mínima del agujero y la máxima del eje.

$$A_{Max} = M_{Min} - m_{max}$$

desarrollando

$$A_{Max} = M_{Min} - m_{max} = (M_{nom} + EI) - (M_{nom} + es) = EI - es$$

Tolerancia de aprieto (TA): Diferencia negativa entre el aprieto máximo y el mínimo.

$$TA = A_{Max} - A_{Min}$$

desarrollando, al igual que en el anterior

$$\begin{aligned} \boxed{TA} &= A_{Max} - A_{Min} = (M_{Min} - m_{max}) - (M_{Max} - m_{min}) = \\ &= -(M_{Max} - M_{Min}) - (m_{max} - m_{min}) = \boxed{-(T_{Agujero} + t_{eje})} \end{aligned}$$

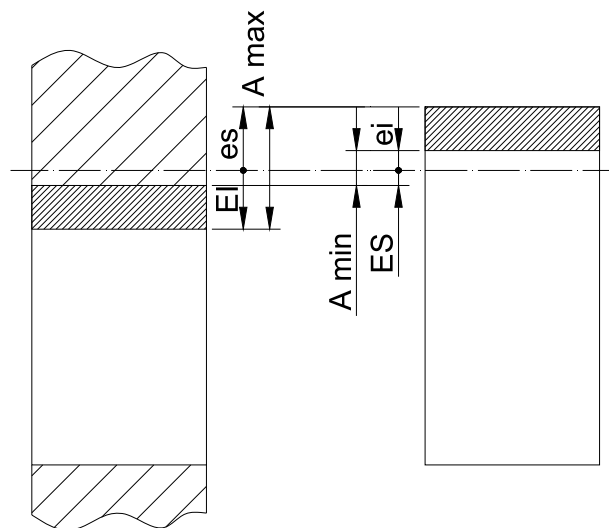


Fig. 3 Aprieto

Nota: A efectos de cálculo se consideraran negativos los valores del aprieto.

c) Ajuste indeterminado o incierto.

Ajuste que asegura tanto juego como aprieto antes del ensamblaje, es decir, las zonas de tolerancia de ambos elementos se solapan entre sí. En otras palabras, la diferencia entre las medidas efectivas de agujero y eje puede resultar positiva o negativa.

Juego máximo: diferencia entre la medida máxima del agujero y la mínima del eje.

$$J_{Max} = M_{Max} - m_{min} = ES - ei$$

Aprieto máximo: diferencia entre la medida mínima del agujero y la máxima del eje.

$$A_{Max} = M_{Min} - m_{max} = EI - es$$

Tolerancia de ajuste indeterminado (TI): diferencia entre el aprieto máximo y el mínimo.

$$TI = J_{Max} - A_{Max} = (M_{Max} - m_{min}) - (M_{Min} - m_{max}) = T_{Agujero} + t_{eje}$$

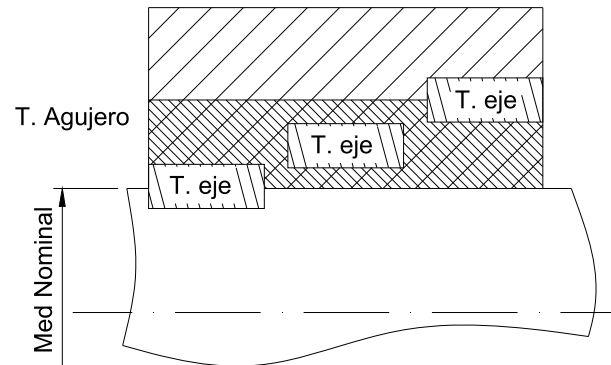


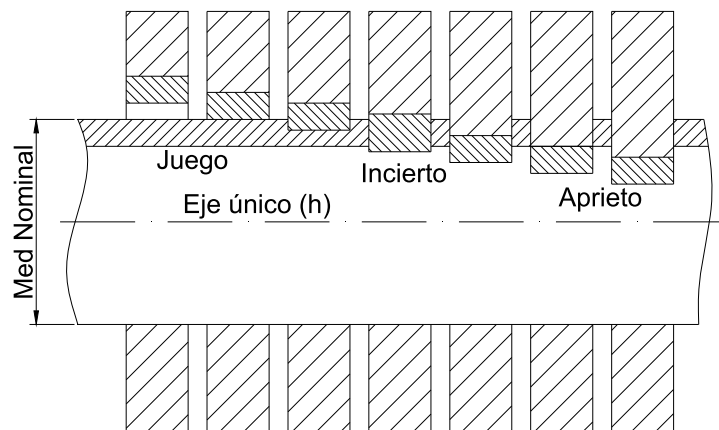
Fig. 4 Representación de las zonas de tolerancias en ajustes indeterminados. (Solape de tolerancias).

2. SISTEMAS DE AJUSTE.

Conjunto de ajustes entre ejes y agujeros que pertenecen a un sistema de tolerancias.

Dado que existe gran cantidad de combinaciones de posiciones de la zona de tolerancia para seleccionar un ajuste, se han definido dos sistemas de ajustes preferentes:

a) Sistema de ajuste de eje único.



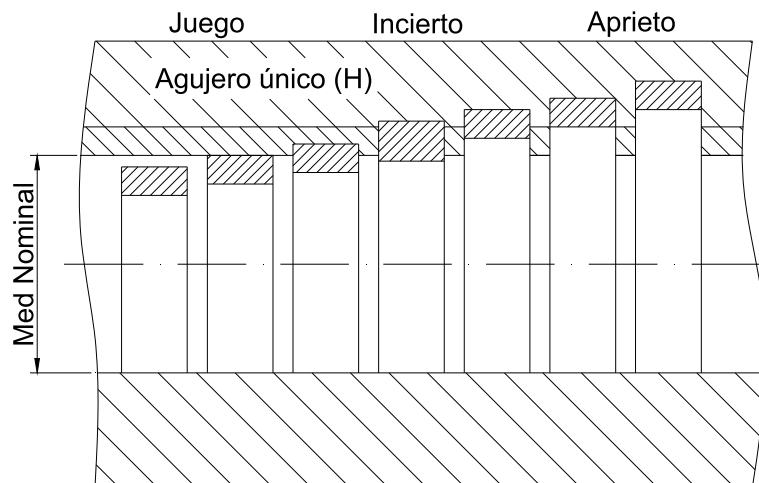
Conjunto de ajustes en el que los diferentes juegos o aprietos son obtenidos variando la posición de la zona de tolerancia en el agujero y dejando fija la posición de tolerancia en el eje.

En el sistema eje único se toma la posición "h" como la posición única del eje. En esta posición la medida máxima del eje es igual a la nominal, luego la desviación superior del eje (es) es nula.

b) Sistema de ajuste de agujero único.

Conjunto de ajustes en el que los diferentes juegos o aprietos son obtenidos por variando la posición de la zona de tolerancia en el eje y dejando fija la posición de tolerancia en el agujero.

En el sistema agujero único se toma la posición “H” como la posición única del agujero. En esta posición la medida mínima del agujero es igual a la nominal, luego la desviación inferior (EI) es nula.



3. EJEMPLOS DE CÁLCULO

I. Se desea determinar un ajuste con juego, según el sistema ISO, siendo los datos los siguientes: medida nominal 90 mm, juego máximo 200 μm y juego mínimo 30 μm . Calcular el ajuste siguiendo el sistema de agujero único y de eje único.

a) Cálculo de la tolerancia

$$TJ = J_{Max} - J_{Min} = 200 - 30 = 170 \mu\text{m}$$

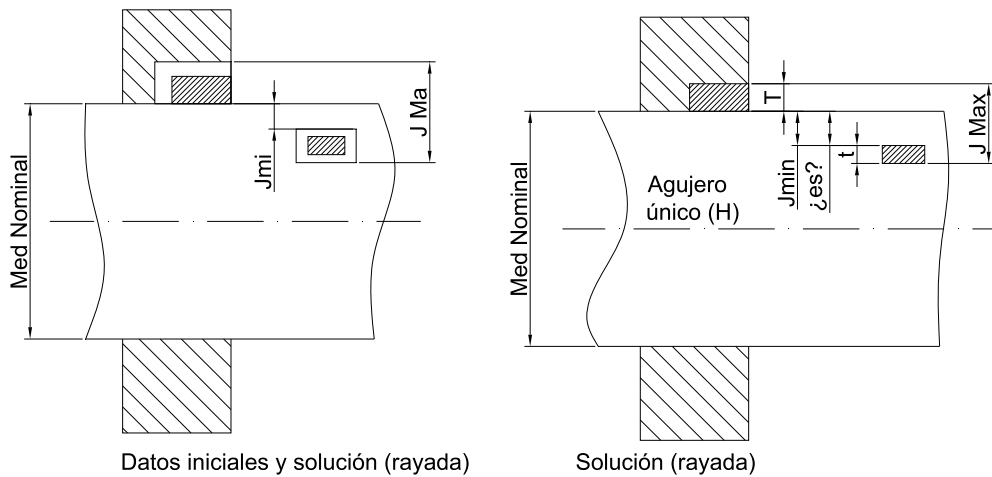
$$TJ = T_{Agujero} + t_{eje} \leq 170 \mu\text{m}$$

Dado que generalmente al agujero se le aplica una menor tolerancia (un grado o dos menos) que al eje, entrando en la tabla de calidades o grados de tolerancia obtenemos los valores de las calidades, teniendo que ser su suma menor o igual al valor hallado de 170 μm , por lo tanto:

$$\text{Agujero: IT9} = 87 \mu\text{m}; \text{ Eje: IT8} = 54 \mu\text{m}$$

b) Agujero único

En el sistema de agujero único la posición del agujero es la posición H, luego en este caso el ajuste tendrá la siguiente formulación: 90H9/_8: siendo necesario encontrar la posición de la tolerancia del eje.



De la figura anterior se extrae que:

$$|e_s| \geq |J_{mi}| = 30\mu m$$

$$e_s \leq J_{ma} - (T + t) = 200\mu m - (87\mu m + 54\mu m) = 59\mu m$$

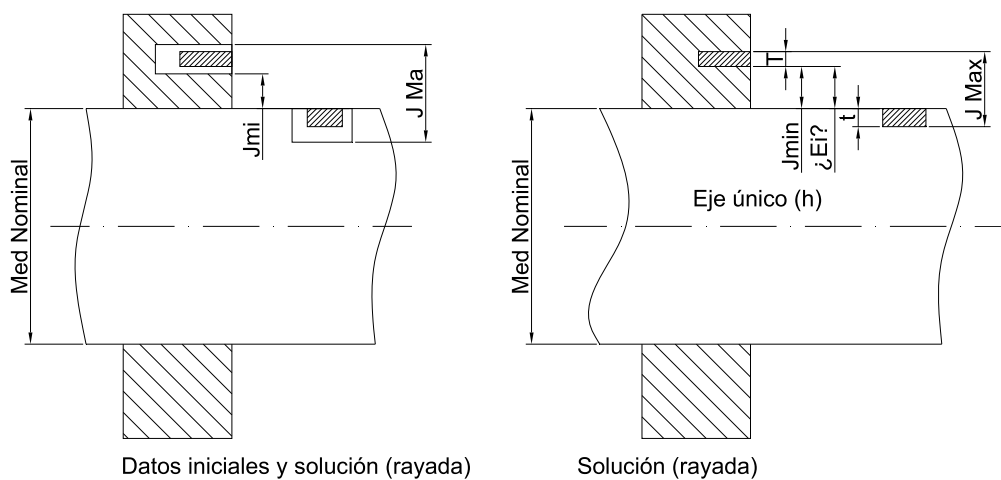
$$|-30| \leq |e_s| \leq |-59|$$

Con esos dos datos, entrado en la tabla, se observa que la única posición válida es la posición f (es=-36 μm), luego el ajuste deseado es 90H9/f8, siendo los datos básicos del ajuste los siguientes:

Agujero	Agujero máx.: 90,087 mm	Agujero mín.: 90,000 mm
Eje	Eje máx.: 89,964 mm	Eje mín.: 89,910 mm
Juego	Juego máx.: 0,177 mm	Juego mín.: 0,036 mm

c) Eje único

En el sistema de eje único la posición del eje es la posición h, luego en este caso el ajuste tendrá la siguiente formulación: 90_9/h8: siendo necesario encontrar la posición del agujero.



De la figura anterior se extrae que:

$$|E_i| \geq |J_{mi}| = 30\mu m$$

$$E_s \leq J_{ma} - (T + t) = 200\mu m - (87\mu m + 54\mu m) = 59\mu m$$

$$|-30| \leq |E_i| \leq |-59|$$

$$J_{min} \leq E_i \leq J_{Max} - (T + t)$$

En el caso actual:

$$30\mu m \leq EI \leq 200\mu m - (87\mu m + 54\mu m)$$

$$30\mu m \leq EI \leq 59\mu m$$

Entrando en la tabla la posición buscada es 90F9/h8, siendo los datos los siguientes:

Agujero	Agujero máx.: 90,123 mm	Agujero mín.: 90,036 mm
Eje	Eje máx.: 90,000 mm	Eje mín.: 89,946 mm
Juego	Juego máx.: 0,177 mm	Juego mín.: 0,036 mm

II. Se desea determinar un ajuste con aprieto, según el sistema ISO, siendo los datos los siguientes: medida nominal 40 mm, aprieto máximo -150 μm y aprieto mínimo -40 μm . Calcular los posibles ajustes siguiendo el sistema de eje y de agujero único.

1. Cálculo de la tolerancia

$$TA = A_{Max} - A_{Min} = 150 - 40 = 110\mu m \geq T_{Agujero} + t_{eje}$$

Entrando en la tabla de calidades o grados de tolerancia obtenemos los siguientes valores de las calidades, tomando la calidad del agujero igual o uno o dos grados menor que la del eje:

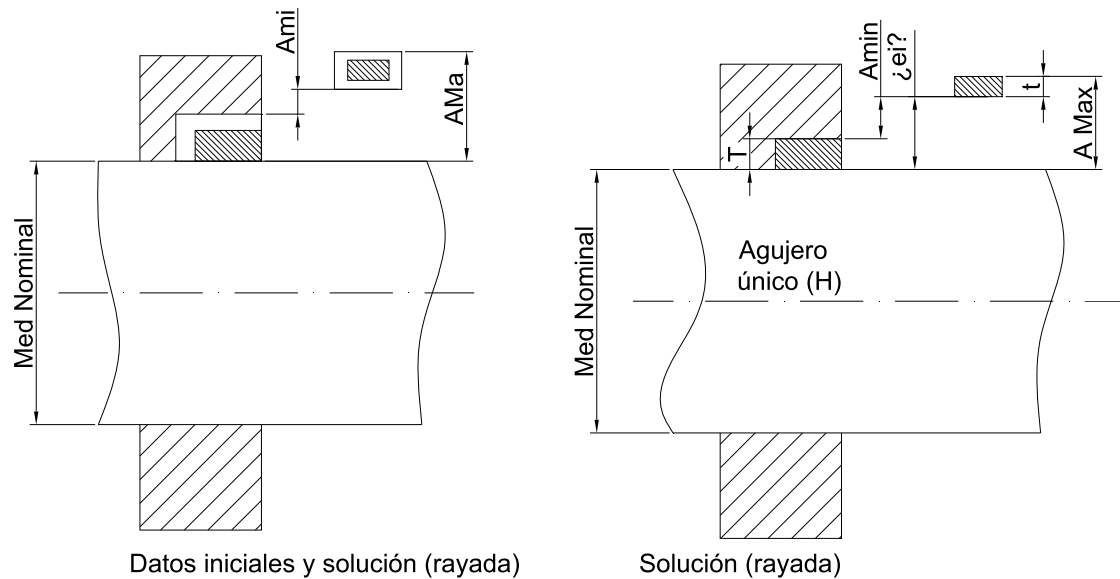
Agujero: IT9= 62 μm Eje: IT8= 39 μm (40_9/h8)

Agujero: IT8= 39 μm Eje: IT8= 39 μm (40_8/h8)

Agujero: IT9 = 62 μm Eje: IT7= 25 μm (40_9/h7)

2. Agujero único.

En el sistema de agujero único la posición del agujero es la posición H, luego en este caso el ajuste tendrá la siguiente formulación: 40H9/_8 siendo necesario encontrar la posición de la tolerancia del eje (se resuelve sólo el primer caso, en el siguiente apartado se desarrollan diversas opciones posibles).



De la figura anterior se extrae que:

$$|e_i| \geq |A_{mi} + T| = |40 + 62|\mu m$$

$$e_i \leq A_{Ma} - (t) = 150\mu m - (39\mu m) = 111\mu m$$

$$|102| \leq |e_i| \leq |111|$$

Con esos dos datos, entrado en la tabla, se observa que no existe posición que cumpla este requisito, siendo la más próxima la posición z ($e_i=112\mu m$). En este caso, 40H9/z8, los datos básicos del ajuste son los siguientes:

Agujero	Agujero máx.: 40,062 mm	Agujero mín.: 40,000 mm
Eje	Eje máx.: 40,151 mm	Eje mín.: 40,112 mm
Apriete	Apriete máx.: 0.151 mm	Apriete mín.: 0,050 mm

Se observa que el apriete máximo es superior al dato de partida.

- En el caso de que se considere: 40_8/h8

$$|e_i| \geq |A_{mi} + T| = |40 + 39|\mu m$$

$$e_i \leq A_{Ma} - (t) = 150\mu m - (39\mu m) = 111\mu m$$

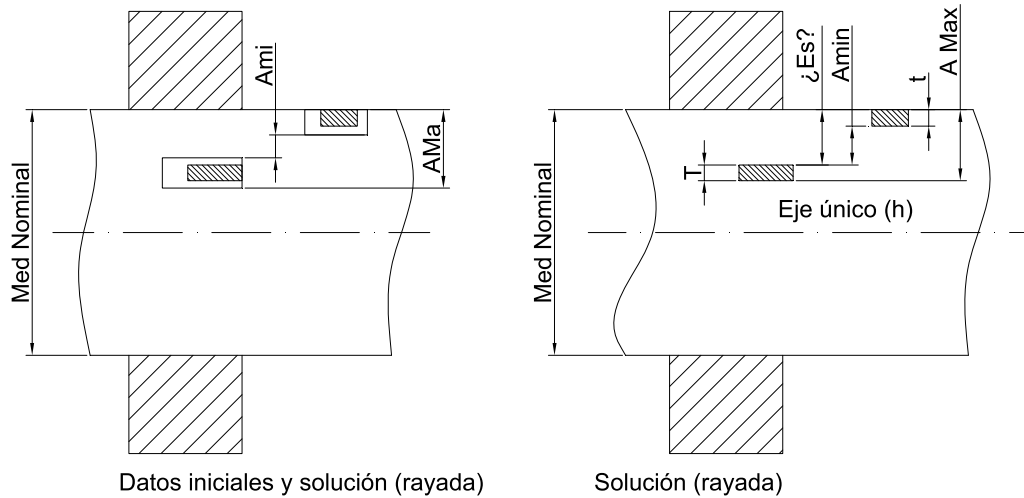
$$|79| \leq |e_i| \leq |111|$$

Con esos dos datos, entrado en la tabla, se observa que existen dos soluciones posibles, x ($e_i=80\mu m$) e y ($e_i=94\mu m$). En el caso, 40H8/x8, los datos básicos del ajuste son los siguientes:

Agujero	Agujero máx.: 40,039 mm	Agujero mín.: 40,000 mm
Eje	Eje máx.: 40,119 mm	Eje mín.: 40,080 mm
Apriete	Apriete máx.: 0.119 mm	Apriete mín.: 0,041 mm

3. Eje único

En el sistema de eje único la posición del eje es la posición h, luego en este caso el ajuste tendrá la siguiente formulación: 40_9/h8 siendo necesario encontrar la posición del agujero.



Viendo la figura anterior que representa el caso actual (aprieto, sistema eje único), se observa que el dato a buscar es la desviación superior del agujero ES que ha de estar entre un valor mínimo y un valor máximo:

$$ES \geq |A_{Min} + t_{aje}|; ES \leq |A_{Max} - T_{Agu}|$$

Dado que “ES” es negativo en este caso (por debajo de la medida nominal) y que A_{Min} y A_{Max} son valores negativos, tenemos que:

$$A_{Min} - t_{aje} \leq ES \leq A_{Max} + T_{Agu}$$

$$-40 - 39 \leq ES \leq -150 + 62$$

$$-79 \leq ES \leq -88$$

Entrando en las tablas tenemos que la posición adecuada es X, luego el ajuste es 40X9/h8. Los datos del ajuste son:

Agujero	Agujero máx.: 39,920 mm	Agujero mín.: 39,858 mm
Eje	Eje máx.: 40,000 mm	Eje mín.: 39,961 mm
Juego	Apriete máx.: 0,142 mm	Juego mín.: 0,041 mm

- Considerando la opción 40_8/h8 se obtienen los siguientes datos:

$$A_{Min} - t_{aje} \leq ES \leq A_{Max} + T_{Agu} \rightarrow -40 - 39 \leq ES \leq -150 + 39$$

$$-79 \leq ES \leq -111$$

Según tablas hay dos posibles soluciones:

40X8/h8

Agujero	Agujero máx.: 39,920 mm	Agujero mín.: 39,881 mm
Eje	Eje máx.: 40,000 mm	Eje mín.: 39,961 mm
Juego	Apriete máx.: -0,119 mm	Juego mín.: - 0,041 mm

40Y8/h8

Agujero	Agujero máx.: 39,906 mm	Agujero mín.: 39,867 mm
Eje	Eje máx.: 40,000 mm	Eje mín.: 39,961 mm
Juego	Apriete máx.: -0,133 mm	Juego mín.: - 0,055 mm

- Considerando la opción 40_9/h7 se obtiene:

$$A_{Min} - t_{eje} \leq ES \leq A_{Max} + T_{Agu} \rightarrow -40 - 25 \leq ES \leq -150 + 62$$
$$-65 \leq ES \leq -88$$

Dos posibles soluciones:

40V9/h7

Agujero	Agujero máx.: 39,932 mm	Agujero mín.: 39,870 mm
Eje	Eje máx.: 40,000 mm	Eje mín.: 39,975 mm
Juego	Apriete máx.: -0,130 mm	Juego mín.: - 0,043 mm

40X9/h7

Agujero	Agujero máx.: 39,920 mm	Agujero mín.: 39,858 mm
Eje	Eje máx.: 40,000 mm	Eje mín.: 39,975 mm
Juego	Apriete máx.: -0,142mm	Juego mín.: - 0,055mm

4. AJUSTES RECOMENDADOS ISO.

La lista de ajustes recomendados que se incluye a continuación es informativa y no es una lista fija. Los ajustes recomendados varían según el campo de producción, normativa local y las prácticas que son habituales en la empresa. La selección de los ajustes se ha de hacer teniendo en cuenta tanto aspectos tecnológicos como económicos. Es preciso considerar especialmente los instrumentos de metrología de que se dispone, calibres y herramientas necesarias para llevar a cabo la producción.

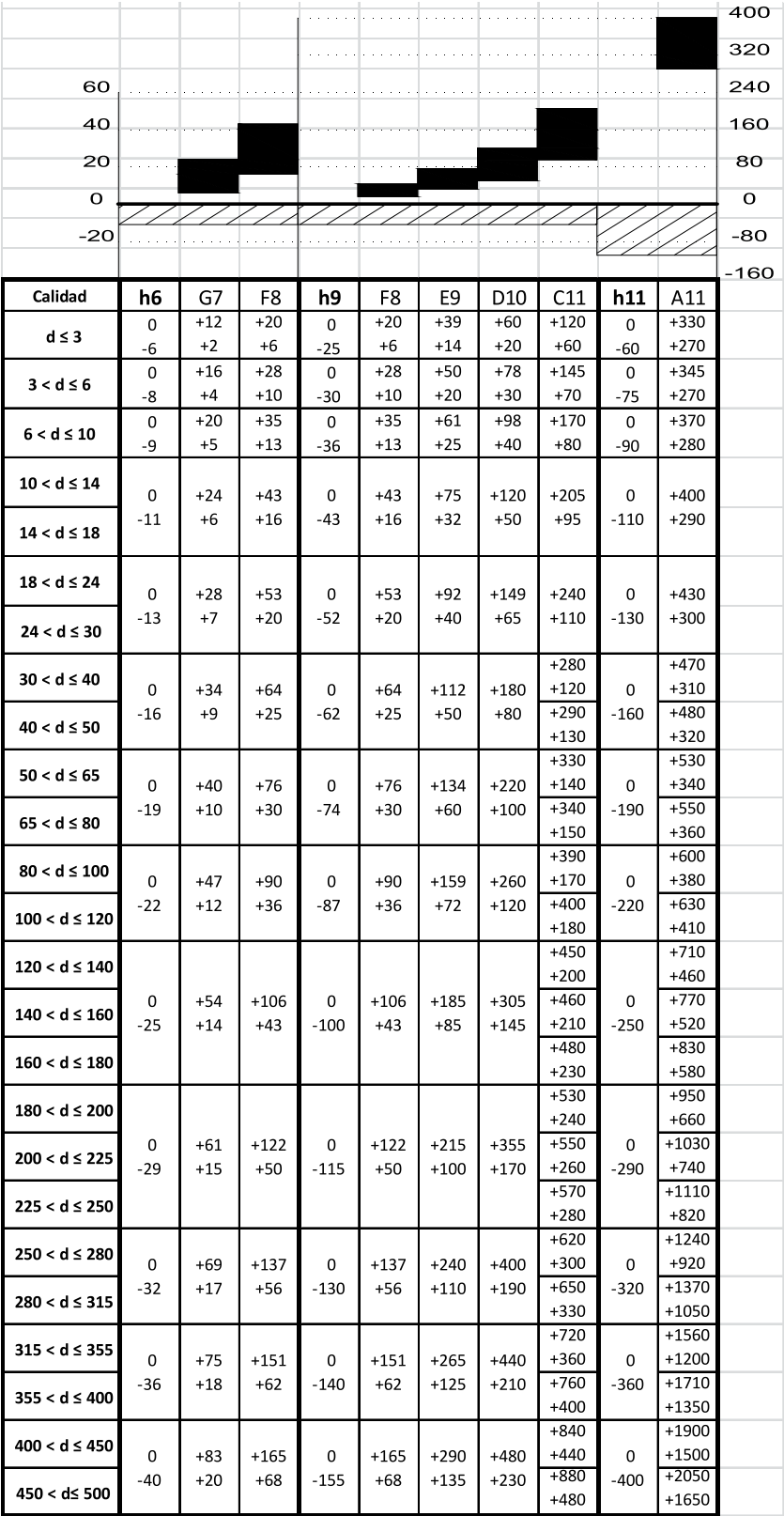
AGUJERO ÚNICO		EJE ÚNICO		CARACTERÍSTICAS DE ASIENTO	EJEMPLOS
H8	x8			Prensado duro. Montaje a prensa. No necesita seguro.	Coronas de bronce, ruedas.
H8	u8				
H7	s6			Prensado. Montaje a prensa.	Piñón motor.
H7	r6			Prensado ligero. Necesita seguro.	Engranajes de máquinas.
H7	n6			Muy forzado. Montaje a martillo.	Casquillos especiales.
H7	k6			Forzado. Montaje a martillo.	Rodamientos a bolas.
H7	j6			Forzado ligero. Montaje a mazo.	Rodamientos a bolas.
H7	h6			Deslizante con lubricación.	Ejes de lira.
H8	h9			Deslizante sin lubricación.	Ejes de contrapunto.
H11	h9			Deslizante. Ajuste corriente.	Ejes de colocaciones.
H11	h11			Deslizante. Ajuste ordinario.	Ejes-guías atados.
H7	g6	G7	h6	Giratorios sin juego apreciable.	Émbolos de freno.
H7	f7	F8	h6	Giratorios con poco juego.	Bielas, cojinetes.
H8	f7	F8	h9	Giratorios con poco juego.	Bielas, cojinetes.
H8	e8	E9	h9	Giratorios con gran juego.	Cojinetes corrientes.
H8	d9	D10	h9	Giratorios con mucho juego.	Soportes múltiples.
H11	c11	C11	h9	Libre, con holgura.	Cojinetes de máquinas agrícolas.
H11	a11	A11	h11	Muy libre	Avellanados. Taladros de tornillos.

Los ajustes preferentes, en negrita en la tabla, son: H8/x8, H8/u8, H7/r6, H7/h6, H8/h9, H7/f7, F8/h6, H8/f7, F8/h9, E9/h9, D10/h9, C11/h9.

Las calidades superficiales se pueden aplicar según el índice de tolerancia, pudiéndose relacionar las calidades entre N5-N8 con IT6-IT8, N9 con IT8 –IT9, N10-N11 con IT9-IT11.

[illegible]

En la siguiente tabla se muestran los valores de las tolerancias de los ajustes recomendados por ISO de **eje base**, antes expuestos, así como su representación gráfica para la medida **10$d\leq 14$**.



Tolerancias Dimensionales

Introducción

En la UD Metrología definíamos **Tolerancia** como a la cantidad total que se permite variar en la fabricación de una pieza respecto de lo indicado en el plano;

Tolerancia dimensional se define como la cantidad total que es permitido variar en la fabricación, a una dimensión especificada en el plano según la cota nominal.

Puedes consultar también nuestro catálogo de Cursos de Metrología (<https://www.imh.eus/es/cursos/metrologia>)

Términos empleados en Tolerancias

- Cota nominal. Es la medida indicada en el plano como básica e identificativa.
- Medida máxima. Es la medida máxima admisible.
- Medida mínima. Es la medida mínima admisible.
- Tolerancia (t). Es la diferencia entre las medidas máxima y mínima de un elemento. Esta tolerancia puede situarse de las siguientes formas respecto de la medida nominal (línea de referencia), ver fig 2.1 :

Solicita información

Utilizamos cookies. [Leer nuestra política \(/es/aviso-legal\)](#) [Aceptar cookies](#)

Encima (+) : 50 (+30, +20 μm) $t = 30 - 20 = 10 \mu\text{m}$ $D_{\text{máx}} = 50.030 \text{ mm}$

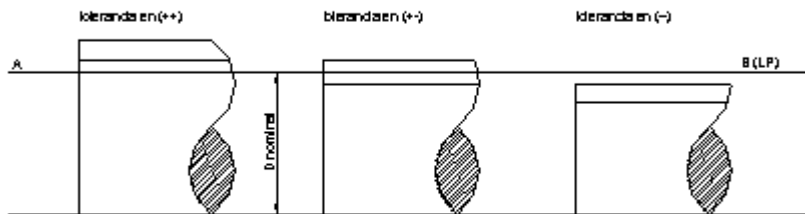
$D_{\text{mín}} = 50.020 \text{ mm}$

Debajo (-) : 50 (-30, -20 μm) $t = 30 - 20 = 10 \mu\text{m}$ $D_{\text{máx}} = 49.980 \text{ mm}$

en $D_{\text{mín}} = 49.970 \text{ mm}$

Repartido ($\pm$) : 50 (+30, -20 μm) $t = 30 - (-20) = 50 \mu\text{m}$ $D_{\text{máx}} = 50.030 \text{ mm}$

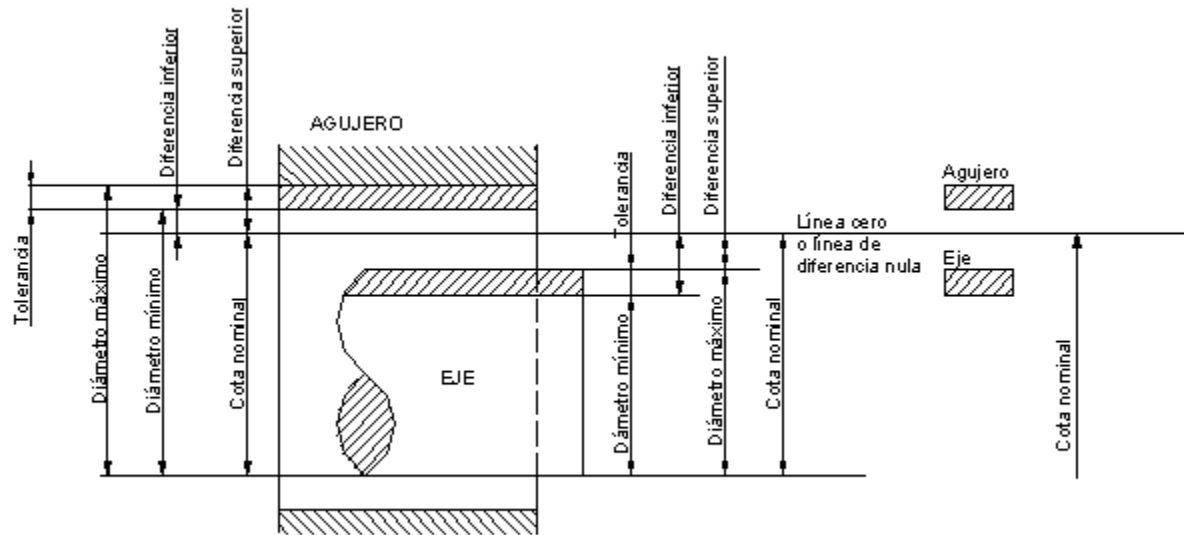
$D_{\text{mín}} = 49.980 \text{ mm}$



- > Ajuste. Es el acoplamiento entre varias piezas de la misma medida nominal.
- > Eje. Es la pieza que presenta contactos externos en un ajuste, es decir, es la parte contenida.

Solicita información

- > Agujero. Es la pieza que presenta contactos internos en un ajuste, es decir, es la parte continente.
- > Diferencia superior. Es la diferencia entre la medida máxima y la nominal.
- > Diferencia inferior. Es la diferencia entre la medida mínima y la nominal.
- > Diferencia de referencia. Es la que se utiliza para posicionar la zona de tolerancia, se toma la menor de la superior o inferior.



Sistema de tolerancias ISO

La Organización Internacional de Normalización (ISO) ha normalizado un sistema de tolerancias que estudia los dimensionamientos hasta 500mm (existen normas especiales para dimensiones superiores). Este sistema utiliza unos códigos (letras y números) que definen la calidad de la tolerancia así como su posición respecto de la línea de referencia.

Por ej.: 50H7 = 50 (+25, 0 μm)

En este punto cabría destacar que las unidades empleadas son :

Solicita información

- > mm para las medidas nominales
 - > milésimas para las tolerancias
- Utilizamos cookies. [Leer nuestra política \(/es/aviso-legal\)](#) [Aceptar cookies](#)

Calidad de tolerancia

En cuanto a la calidad de la tolerancia podemos decir que cuanto mayor sea la calidad menor será la tolerancia.

El sistema ISO prevé 18 calidades designadas por : IT01, IT-0,....., IT-16,

Como aplicaciones generales podríamos citar las siguientes :

CALIDADES	APLICACIONES
IT-01 - IT-5	Construcción de instrumentos de control y en mecánica de alta precisión.
IT-6 - IT-11	En mecánica de precisión y para ajuste mecánicos en general.
IT-12 - IT-16	En trabajos de fabricación basta y piezas como de fundición, forja, etc.

Amplitud de la zona de tolerancia

Anteriormente se ha explicado que a mayor calidad menor será la tolerancia admisible; por otro lado la experiencia demuestra que es mas fácil obtener una tolerancia de 5µm en un diámetro de 50mm que en uno de 400mm. De donde se deduce que la amplitud de la zona de tolerancia dependerá de :

- > La calidad que se asigne.
- > Dimensión a obtener.

Solicita información

TOLERANCIAS FUNDAMENTALES EN MICRAS

Utilizamos cookies. [Leer nuestra política \(es/aviso-legal\)](#) [Aceptar cookies](#)

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

TOLERANCIAS I.S.O.

El sistema ISO determina una serie de valores de tolerancia para cada calidad y dimensión, valores que a continuación se muestran en la tabla.

Posición de la tolerancia

La posición de las tolerancias se determina por la diferencia de referencia que será la superior o inferior según esté por debajo o por encima.

Las distintas posiciones, que se establecen para cada grupo de dimensión, se designan mediante letras que serán mayúsculas para agujeros y minúsculas para ejes.

El sistema ISO establece las secuencias de posiciones mostradas en la adelante.

Características de las posiciones

En los ejes:

Solicita información

- > Las posiciones a, b, c, cd, d, e, ef, f, g, vienen fijadas por la diferencia superior que es negativa.
- > La posición h proporciona una diferencia superior $ds=0$, y constituye la referencia más importante.
- > En las posiciones j, js la zona de tolerancia es atravesada por la línea de referencia.
- > La posición js tiene la misma diferencia superior que inferior.
- > La posición k es una posición especial donde para determinadas calidades la diferencia inferior $di=0$ y para otras es positiva.
- > Las posiciones m, n, p, r, s, t, u, v, x, y, z, za, zb, zc se fijan por la diferencia inferior que es siempre positiva.

En los agujeros:

- > Las posiciones A, B, C, CD, D, E, EF, F, G, vienen fijadas por la diferencia inferior que es negativa.
- > La posición H proporciona una diferencia inferior $Di=0$, y constituye la referencia más importante.
- > En las posiciones JJ s la zona de tolerancia es atravesada por la línea de referencia.
- > La posición Js tiene la misma diferencia superior que inferior.
- > Las posiciones K, M, N pueden coincidir por encima o por debajo de la línea de referencia dependiendo de la calidad.
- > Las posiciones P, R, S, T, U, V, X, Y, Z, ZA, ZB, ZC se fijan por la diferencia superior que es siempre negativa.

Determinación de la diferencia de referencia

El sistema de tolerancia ISO, define unas tablas en las que se determinan las diferencias superior e inferior que servirán para determinar la diferencia de referencia. Se muestra a continuación un extracto de las tablas con las posiciones más utilizadas en mecánica general.

Solicita información

La distancia de referencia depende de : [Utilizamos cookies. Leer nuestra política \(/es/aviso-legal\)](#) [Aceptar cookies](#)

Calidad de la tolerancia.

Dimensión de la pieza.

Ajustes

La construcción de conjuntos mecánicos se basa en el acoplamiento o ajuste de diversos elementos en condiciones determinadas que vendrán definidas por factores como :

- > Condiciones de trabajo.
- > Función a desempeñar.
- > Tipo de elemento mecánico.
- > etc..

Términos empleados

- > *Juego*. Se da siempre que la dimensión del agujero es mayor que la del eje.
- > *Apriete*. Se da siempre que la dimensión del eje es mayor que la del agujero.

- > *Juego máximo*. Es la diferencia entre la medida máxima del agujero y la mínima del eje ($J_{\text{máx}} = D_{\text{máx}} - d_{\text{mín}}$).
- > *Juego mínimo*. Es la diferencia entre la medida mínima del agujero y la máxima del eje ($J_{\text{mín}} = D_{\text{mín}} - d_{\text{máx}}$).

Solicita información

- *Apriete máximo*. Es la diferencia entre la medida máxima del eje y la mínima del agujero ($A_{\max} = d_{\max} - D_{\min}$).
- *Apriete mínimo*. Es la diferencia entre la medida mínima del eje y la máxima del agujero ($A_{\min} = d_{\min} - D_{\max}$).

Tipos de ajustes

El sistema ISO prevé tres tipos de ajustes, a saber :

- Ajustes móviles. En los que las partes consideradas presentan cierto juego u holgura por lo que las partes son móviles una respecto de la otra. Se dan cuando el $J_{\max}$ sea (+) y el $J_{\min}$ sea (+).
- Ajustes fijos. Se presenta apriete durante el montaje y una vez efectuado resulta un ajuste más o menos apretado. Se dan cuando el $A_{\max}$ sea (+) y el $A_{\min}$ sea (+).
- Ajuste indeterminado. En los que las partes consideradas pueden presentar juego o apriete. Se dan cuando el $J_{\max}$ sea (+) y el $J_{\min}$ sea (-).

Sistemas de ajustes iso

Estos sistemas tienen por objeto fijar el conjunto de tolerancias a emplear en los ajustes, ya que hay que tener en cuenta el gran abanico de posibilidades que se presentan en las combinaciones de 28 posiciones de tolerancia con 20 calidades distintas en 13 grupos de dimensiones para ejes y otro tanto para agujeros. Teniendo en cuenta esto, se han establecido dos sistemas fundamentales que ISO recomienda utilizar.

Sistema Agujero - base.

Sistema Eje - base.

La utilización de dicho sistema de ajustes aporta una serie de ventajas, tales como:

Independencia de la fabricación.

Solicita información

Posibilidad de fabricación en serie.

Utilizamos cookies. [Leer nuestra política \(/es/aviso-legal\)](#) [Aceptar cookies](#)

Intercambiabilidad.

etc.

Sistema agujero-base

Este sistema contempla una posición para el agujero de forma que la diferencia inferior es nula, es decir se selecciona la posición H.

Manteniendo fija esta posición, se obtienen ajustes fijos móviles o indeterminados jugando con la posición del eje.

Se muestra a continuación los tipos de ajustes que se pueden obtener en función de las diferentes posiciones.

Posición del eje

Resultado para posición H

a, b, c, cd, d, e, ef, f, g

Ajuste móvil

h, j, js, k, m, n

Solicita información

Utilizamos cookies. [Leer nuestra política \(/es/aviso-legal\)](#) [Aceptar cookies](#)

Ajuste indeterminado

p, r, s, t, u, v, x, y, z, za, zb, zc

Ajuste fijo

Sistema eje-base

Este sistema contempla una posición para el eje de forma que la diferencia superior es nula, es decir se selecciona la posición h. Manteniendo fija esta posición, se obtienen ajustes fijos móviles o indeterminados jugando con la posición del agujero.

Se muestra a continuación los tipos de ajustes que se pueden obtener en función de las diferentes posiciones.

Posición del agujero	Resultado para posición h
A, B, C, CD, D, E, EF, F, G	Ajuste móvil
H, J, JS, K, M, N	Ajuste indeterminado
P, R, S, T, U, V, X, Y,Z, ZA, ZB, ZC	Ajuste fijo Solicita información

Ajustes recomendados ISO

Utilizamos cookies. [Leer nuestra política \(/es/aviso-legal\)](/es/aviso-legal) [Aceptar cookies](#)

Se muestra una tabla con diferentes ajustes recomendados, para su utilización en mecánica general.

Agujero único	Eje único	Características del asiento	Ejemplo
H8 x8		Prensado duro	Coronas de bronce.
H8 u8		Montaje a prensa	ruedas
H7 s6		No necesita seguro.	
H7 r6		Prensado, montaje a prensa.	Piñon motor
H7 n6		Prensado ligero.	Engranajes de maquinas
H7 k6		Necesita seguro	Casquillos especiales
H7 j6		Muy forzado.	Rodamientos a bolas
H7 h6		Montaje a martillo.	Rodamientos a bolas.
H8 h9		Forzado.Montaje a martillo	Ejes de tira.
H11 h11		Forzado. Montaje a martillo.	Ejes de contrapunto.
H7 g6	G7 h6	Forzado ligero.Montaje a mazo.	Ejes de colocaciones.
H7 f7	F8 h6	Deslizante con lubricación.	Ejes-guias atados.
H8 F7	F8 H9		Embolos de freno.
H8 e8	E9 h9	Deslizante con lubricación.	Bielas, cojinetes.
H8 d9	D10 h9		Bielas, cojinetes.
H11 C11	C11 h9	Deslizante.Ajuste Corriente.	Cojinetes corrientes.
		Deslizante.Ajuste ordinario.	Soportes multiples.
		Giratorio sin juego. Apreciable.Giratorio con juego.	Solicita información Cojinetes de maquinas agricolas

H11 a11	A11 h11	Giratorio con gran juego. Utilizamos cookies. Leer nuestra política (/es/aviso-legal) Aceptar cookies Giratorio con mucho juego. Libre (holgura). Muy libre.	Avellanados, taladros de tornillos.
---------	---------	---	-------------------------------------

Operaciones con tolerancias

En la práctica se presenta, a veces, la necesidad de cambiar las disposiciones de las cotas de tolerancia indicadas en el dibujo, sustituyendo algunas de ellas por otras nuevas con tolerancia, o bien sustituyendo las cotas indicadas con máximos o mínimos por otra con tolerancia de forma que no se modifiquen las condiciones impuestas anteriormente. Este cambio puede ser debido por necesidades del proceso de fabricación, para simplificar la medición, etc..

Cálculo de la tolerancia resultante

El cálculo de la tolerancia resultante de una cadena de tolerancias en la misma dirección se determinan calculando la suma de los valores de las tolerancias de cada uno de los componentes de la cadena.

Ejemplo : Se pide calcular la cota X de la pieza de la

Solicita información

$$X = 20 + 10 + 30 + 20 = 80 \text{ mm}$$

Utilizamos cookies. [Leer nuestra política \(/es/aviso-legal\)](#) [Aceptar cookies](#)

$$dsx = 0 + 0.5 + 0.08 + 0 = 0.58 \text{ mm}$$

$$dix = 0.1 + 0 + 0.05 + 0.5 = 0.65 \text{ mm}$$

$$X = 80 (+0.58, -0.65)$$

Sustitución de cotas con tolerancias

Es recomendable realizar esta operación únicamente cuando es indispensable y en el caso de que las ventajas conseguidas sean mayores que los inconvenientes de trabajar con tolerancias más estrechas ya que cuando se puede realizar dicha sustitución la tolerancia resultante es siempre menor. Para realizar la sustitución se deberán cumplir los siguientes requisitos :

La cota que se sustituye debe tener una tolerancia mayor que la que se conserva. De lo contrario habrá que modificar el plano.

El procedimiento para calcular la nueva cota se empezará siempre por plantear la relación de la cota que se sustituye.

En la pieza de la fig se pretende calcular la cota B sustituyendo la cota A y mantener la C.

$$1.- 60 - (-50) = 110 \text{ } \mu\text{m} \text{ Tolerancia cota A.}$$

$$100 - 40 = 60 \text{ } \mu\text{m} \text{ Tolerancia cota B.}$$

Como la sustituida $t_a > t_c$ que es la que queda, se puede realizar la sustitución.

Solicita información

Utilizamos cookies. [Leer nuestra política \(/es/aviso-legal\)](#) [Aceptar cookies](#)

$$2.- A_{\text{máx}} = C_{\text{máx}} - B_{\text{mín}} \quad B_{\text{mín}} = C_{\text{máx}} - A_{\text{máx}}$$

$$B_{\text{mín}} = 79.960 - 50.060 = 29.900 \text{ mm}$$

$$B = 30 \text{ (-30, -100 } \mu\text{m)}$$

$$A_{\text{mín}} = C_{\text{mín}} - B_{\text{máx}} \quad B_{\text{máx}} = C_{\text{mín}} - A_{\text{mín}}$$

$$B_{\text{máx}} = 79.900 - 49.950 = 29.950 \text{ mm}$$

Aplicaciones particulares de tolerancias

Se han explicado hasta este punto los conceptos y aplicaciones generales de las tolerancias dimensionales, pero en piezas de fabricación mecánica existen formas geométricas que sus características constructivas hacen que las tolerancias dimensionales tengan una interpretación y aplicación específica. Estamos hablando de formas tales como superficies cónicas, roscas, engranajes, etc., teniendo en cuenta la importancia que en la fabricación mecánica de piezas tienen dichas formas, vamos a dedicarles un capítulo especial en esta U.D. Tolerancias dimensionales.

6.1 Ajustes cónicos. Generalidades

En la fabricación mecánica, este tipo de superficies se emplean en acoplamientos cónicos de útiles y herramientas - portaherramientas de fresadora con cono ISO, brocas de mango cónico Morse, etc.- y en acoplamientos cónicos desmontables - en ciertos engranajes, rodamientos, pasadores etc.

-

Solicita información

Utilizamos cookies. [Leer nuestra política \(/es/aviso-legal\)](#) [Aceptar cookies](#)

Los ajustes cónicos se montan introduciendo una de las piezas en la contrapieza con la diferencia respecto de los cilíndricos - la sobremedida determina la fuerza de adherencia - que en los cónicos el empuje axial es el que determina la fuerza del ajuste. La magnitud del esfuerzo a emplear depende, en gran parte de la inclinación del cono. Los conos esbeltos exigen menores esfuerzo de apriete, de forma que cuando la inclinación ($\tan(A/2)$), es igual o mayor que el coeficiente de rozamiento (μ) el ajuste es autoblocante, como ocurre en los conos morse.

Terminología de superficies cónicas de revolución

La forma de las piezas cónicas empleadas es la de tronco de cono. En la Fig se muestran las magnitudes que determinan las formas cónicas de revolución.

Donde :

D: Diámetro mayor

d : Diámetro menor

L : Longitud del tronco de cono.

A : Ángulo del cono.

A/2 : Ángulo de inclinación.

Solicita información

Utilizamos cookies. [Leer nuestra política \(/es/aviso-legal\)](#) [Aceptar cookies](#)

También se definen otros parámetros tales como :

Conicidad: Es el aumento de diámetro por unidad de longitud.

Se anota en el eje,

Inclinación: Es el aumento de radio por unidad de longitud.

También se le denomina pendiente y en ocasiones se indica en %. Se anota en la generatriz,

Tolerancias sobre ángulos

Pese a incluir este punto en la referencia a superficies cónicas - por ser de gran aplicación - las recomendaciones que se van a indicar son de uso general y aplicables a cualquier forma angular (planos inclinados, ejes orientados, etc.).

Al igual que las tolerancias dimensionales lineales, las angulares solamente se indican en casos especiales para el funcionamiento de la pieza, resistencia o su fabricación. De forma genérica puede emplearse la tabla que se indica a continuación como tabla de valores de tolerancia general.

Solicita información

EJEMPLO DE APLICACIÓN.

Utilizamos cookies. [Leer nuestra política \(/es/aviso-legal\)](#) [Aceptar cookies](#)

Se muestra un caso de aplicación específica sobre conos Morse.

Uniones roscadas. Generalidades

En mecánica se denomina rosca a la hélice construía sobre un cilindro, con perfil determinado y de manera continua y uniforme. Si la hélice es exterior se le denomina tornillo y si es interior se le denomina tuerca.

Terminología de roscas

Diámetro exterior: Diámetro máximo de la rosca.

Diámetro interior: Diámetro mínimo de la rosca.

Diámetro medio: Diámetro imaginario donde el ancho del vano coincide con el ancho del filete.

Paso: Distancia axial entre dos filetes contiguos. En ocasiones se define como número de hilos por unidad de longitud (pulgadas). En roscas de varias entradas se distinguen el paso del filete y el de la rosca.

Ángulo de hélice: Ángulo formado por la tangente al filete con la dirección perpendicular al eje.

Solicita información

Flanco: Superficies de contacto tornillo-tuerca.

Utilizamos cookies. [Leer nuestra política \(/es/aviso-legal\)](#) [Aceptar cookies](#)

Profundidad de la rosca: Es la altura del filete, corresponde a la semidiferencia entre el diámetro exterior e interior.

En este punto nos centraremos en el estudio de las tolerancias de la rosca triangular ISO-métrico por ser una de las más habituales en aplicaciones comunes como en aplicaciones de precisión.

Las dimensiones teóricas del perfil métrico - ISO son :

Errores en una rosca

Además de los consabidos errores que pueden realizarse en la obtención de las medidas referidas a diámetros, en la fabricación de roscas pueden producirse otro tipo de errores que habrá que tener en cuenta para conseguir un correcto montaje tornillo-tuerca. Estos errores son:

Error de paso: En la Fig pueden apreciarse sus consecuencias.

Error de ángulo de flanco: En la Fig pueden apreciarse sus consecuencias.

Solicita información

Utilizamos cookies. [Leer nuestra política \(/es/aviso-legal\)](#) [Aceptar cookies](#)

Tolerancias en las roscas

Las tolerancias definidas en las roscas deben establecerse de forma que se respeten las siguientes condiciones :

La intercambiabilidad debe garantizarse.

La solidez del conjunto no debe modificarse.

Los flancos del filete deben apoyarse lo más posibles sobre toda su superficie y en toda la longitud roscada.

Debiendo ser siempre posible el montaje del tornillo en la tuerca, por analogía con el sistema de tolerancias agujero base, el perfil teórico ha sido elegido :

Para la tuerca como perfil límite inferior.

Para el tornillo como perfil límite superior.

Denominación de las tolerancias

Las tolerancias de roscas también se definen mediante número - indica calidad de la tolerancia- y mediante una letra - indica posición de la tolerancia -, donde el concepto es el mismo que en el sistema ISO de tolerancias pero con la diferencia de que en las roscas primero se indica la calidad y luego la posición. Ejemplo de indicación de tolerancia de calidad 6 posición g en un tornillo de métrica 10 :

Solicita información

M10 6g

Utilizamos cookies. [Leer nuestra política \(/es/aviso-legal\)](/es/aviso-legal) [Aceptar cookies](#)

Esta diferencia se realiza para no confundir al usuario de las tablas de tolerancias ya que las definidas para roscas son diferentes a las habituales, al tener que compensar la tolerancia además los errores de paso y ángulo.

La selección de la tolerancia se realiza en función de la aplicación y se tiene en cuenta también la longitud roscada.

Ajuste sin holgura: Posición H/h

Aplicaciones : Gran capacidad de carga de la unión en longitudes cortas de roscas.

Ajuste con holgura estrecha: Posición H/g

Aplicaciones: Mecánica general (siendo la combinación 6H-6g la más habitual).

Ajuste con holgura ancha: Posiciones G/g o G/e

Aplicaciones: Roscas con fuerte tratamiento superficial o en uniones con particular facilidad de atornillamiento.

Resumen de dimensiones de paso normal correspondientes a Tolerancias 6g-6H

Solicita información

La tabla de tolerancias del ángulo del flanco ($A/2$):

Utilizamos cookies. [Leer nuestra política \(/es/aviso-legal\)](#) [Aceptar cookies](#)

La tabla de tolerancias del paso métrico de la rosca es:

Solicita información