

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.

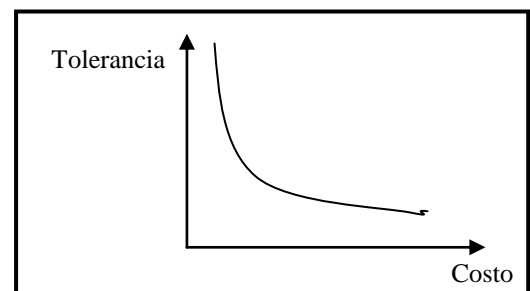


Figura 1

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 extraen 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).

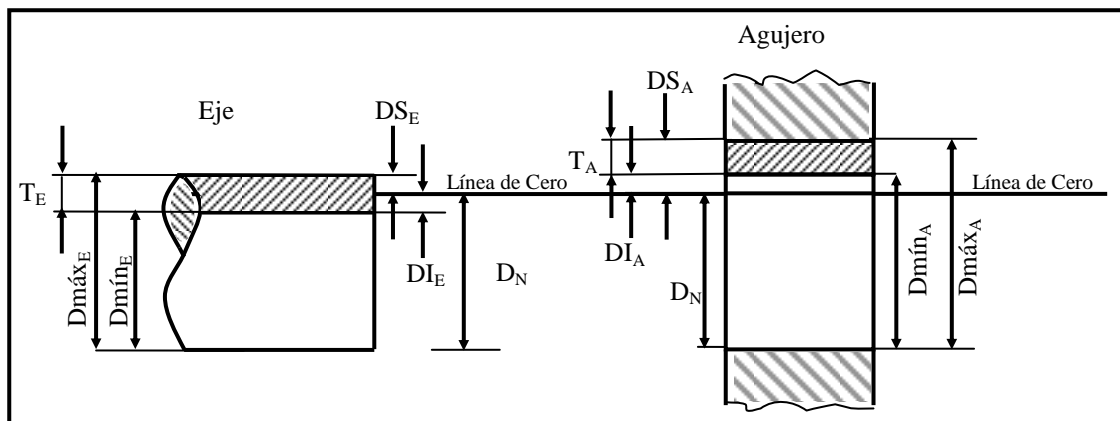


Figura 2

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: $D = 30,8 \pm 0,05 \text{ mm}$. 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).

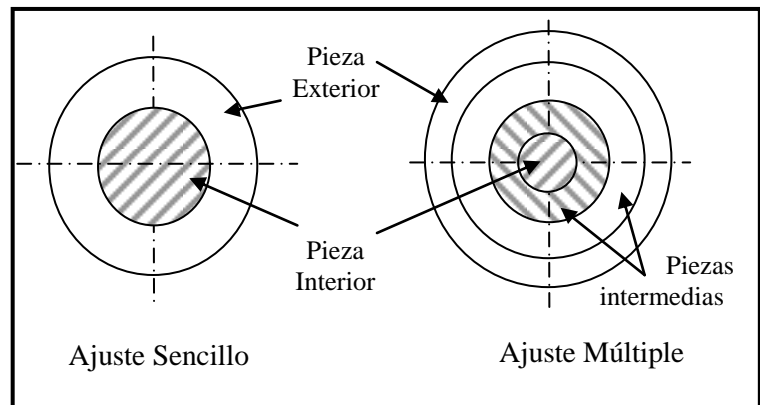


Figura 3

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).

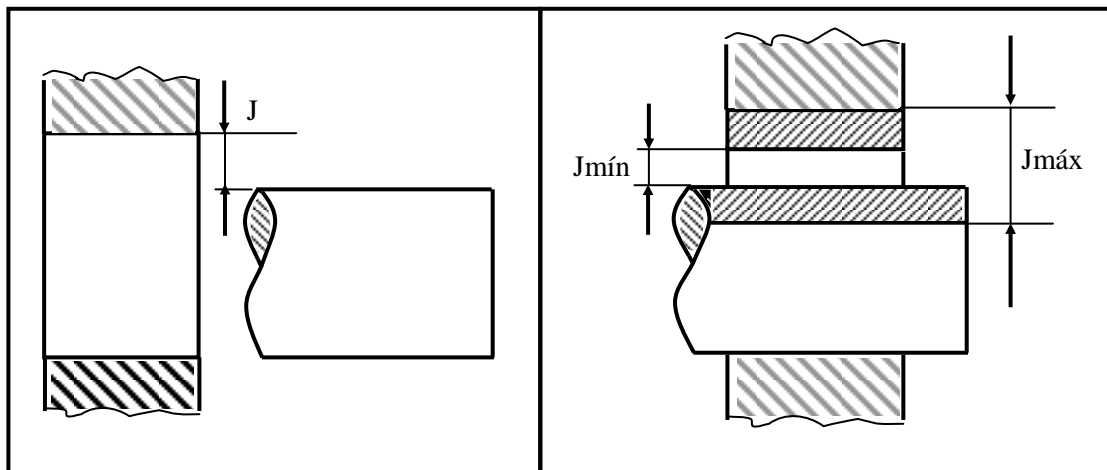


Figura 4

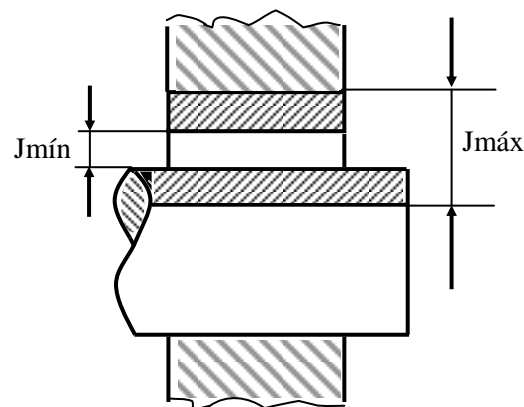


Figura 5

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).

Puede expresarse como: $A = -J$

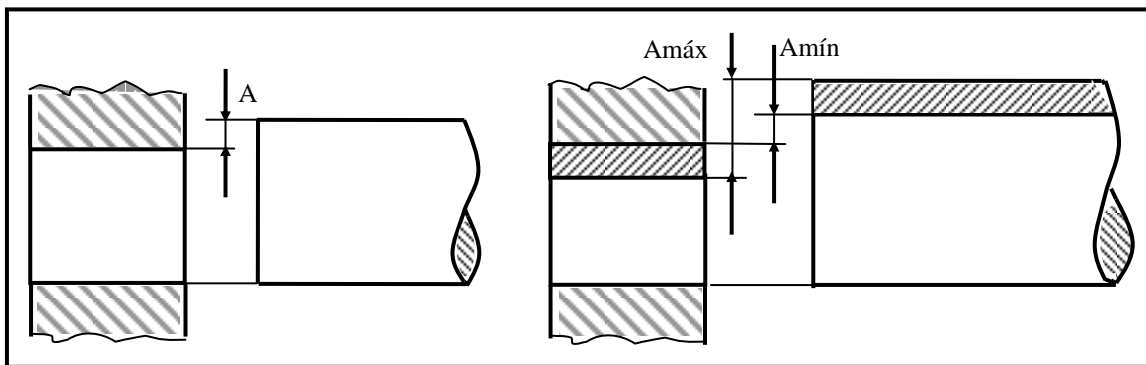


Figura 6

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:

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

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

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

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 $Jmín = 0$)

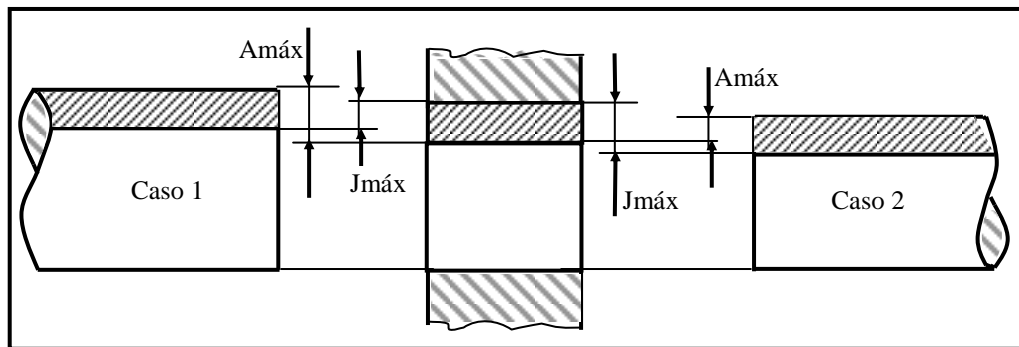


Figura 8

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.

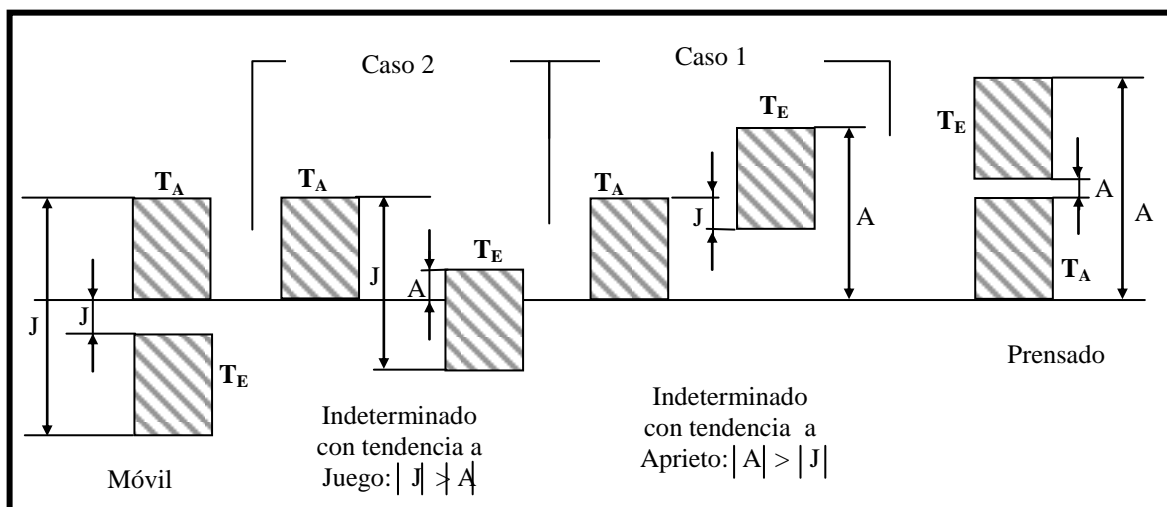


Figura 9

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:

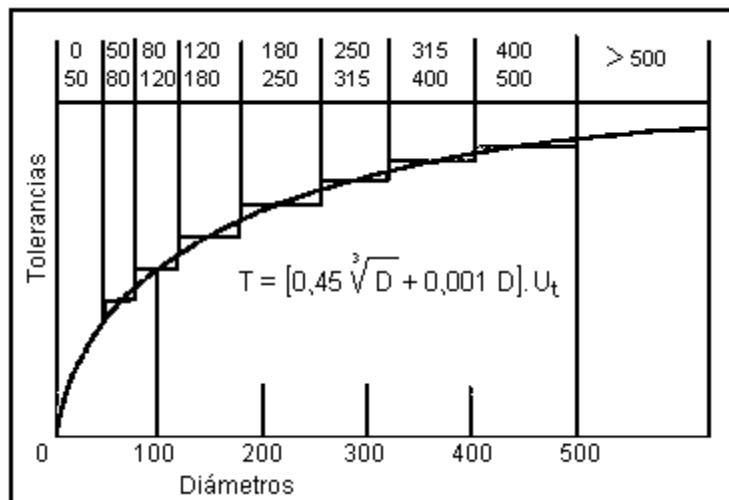


Figura 10

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 D_1 y D_2 , o sea:

$$(*) \quad D = \sqrt{D_1 \times D_2}$$

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

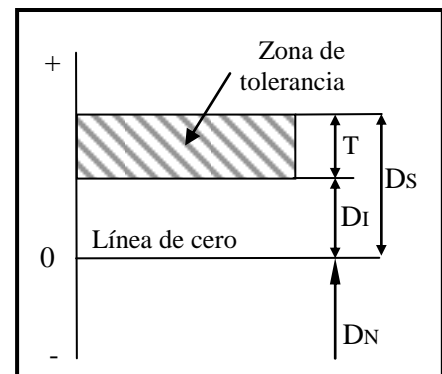


Figura 11

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.

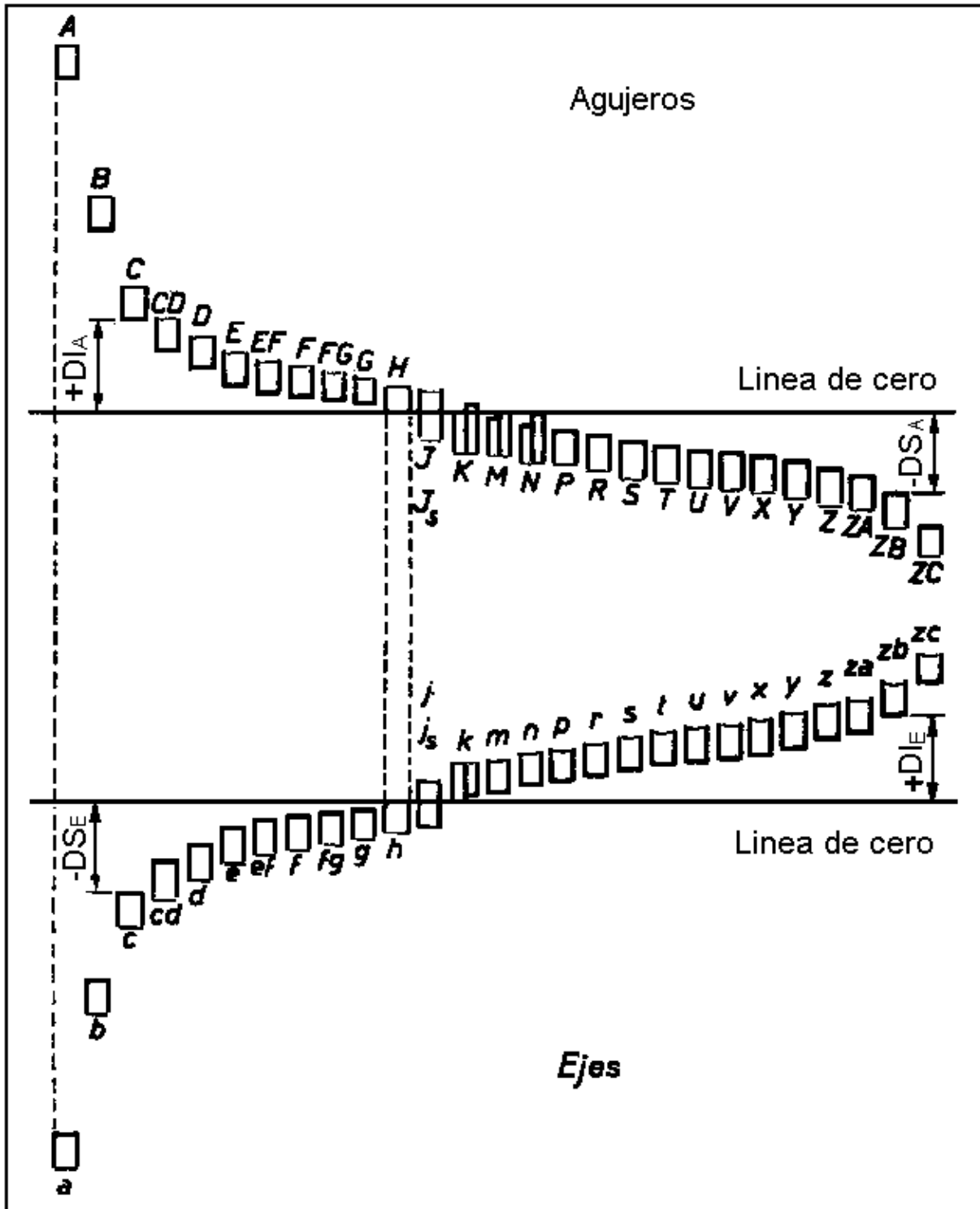


Figura 12

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.

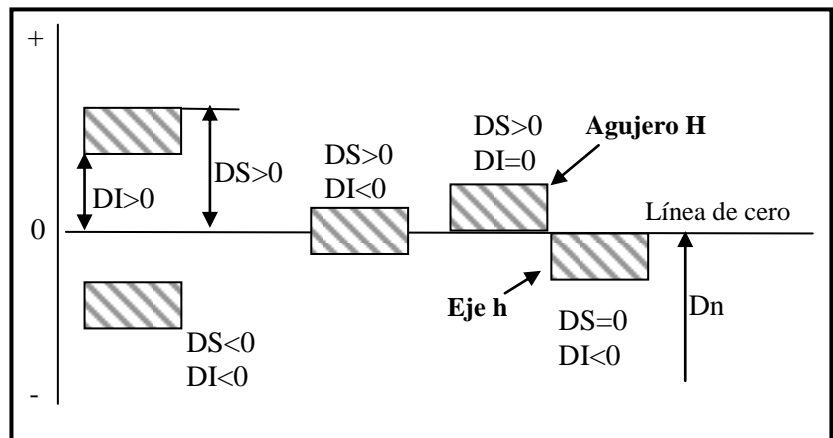


Figura 13

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 $J_{\text{máx}}$ y $A_{\text{máx}}$. Cuando es mayor el $J_{\text{máx}}$ habrá J_{medio} , y cuando es mayor el $A_{\text{máx}}$ habrá A_{medio} .

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

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

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:

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

$$TA = J_{\text{máx}} - J_{\text{mín}} = (D_{\text{máx}_A} - D_{\text{mín}_E}) - (D_{\text{mín}_A} - D_{\text{máx}_E}) = (D_{\text{máx}_A} - D_{\text{mín}_A}) + (D_{\text{máx}_E} - D_{\text{mín}_E})$$

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

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:

$$J_{\text{máx}} = -A_{\text{mín}} \quad J_{\text{mín}} = -A_{\text{máx}}$$

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

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

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

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

$$TA = J_{\text{máx}} + A_{\text{máx}}$$

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.

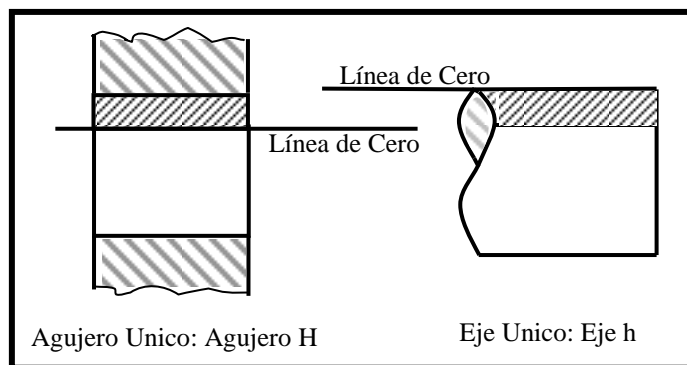


Figura 14

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.

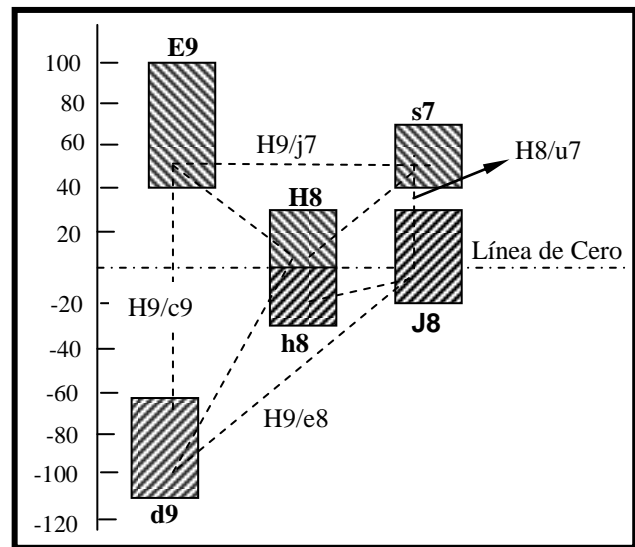


Figura 16

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:

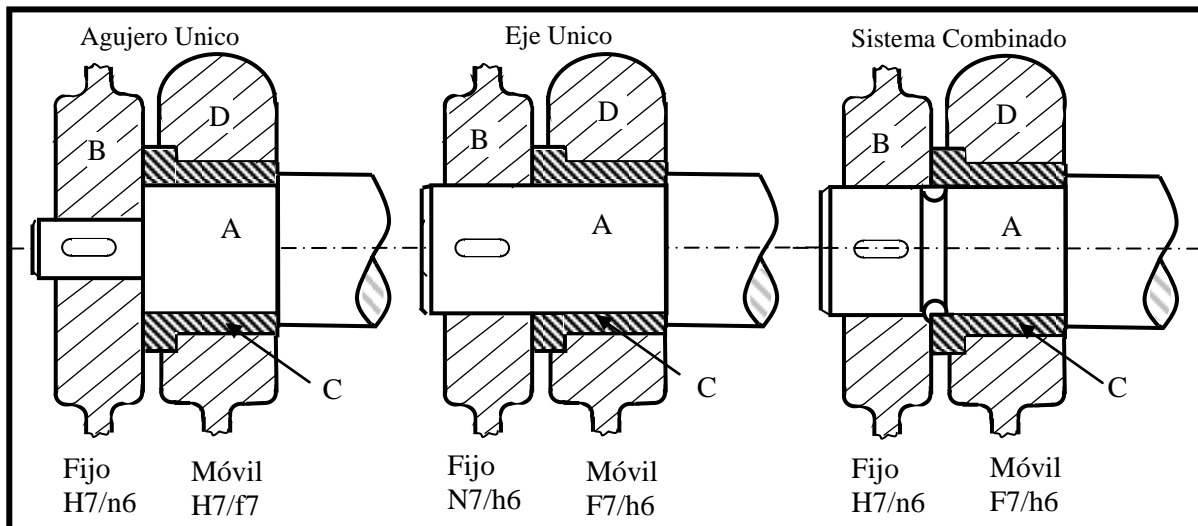


Figura 17

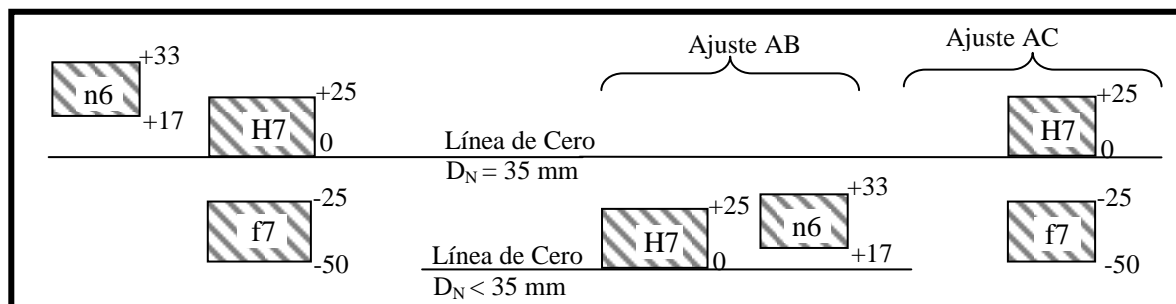


Figura 18

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 $D_N = 35$ 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.

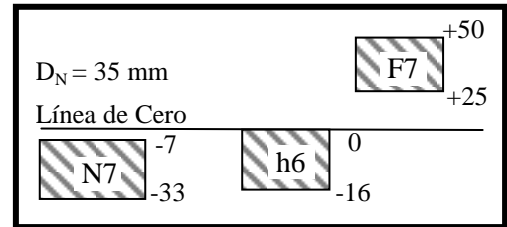


Figura 19

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.

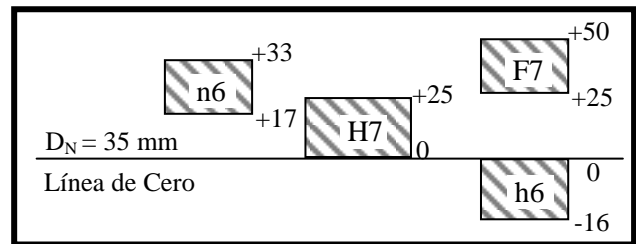


Figura 20





















	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.

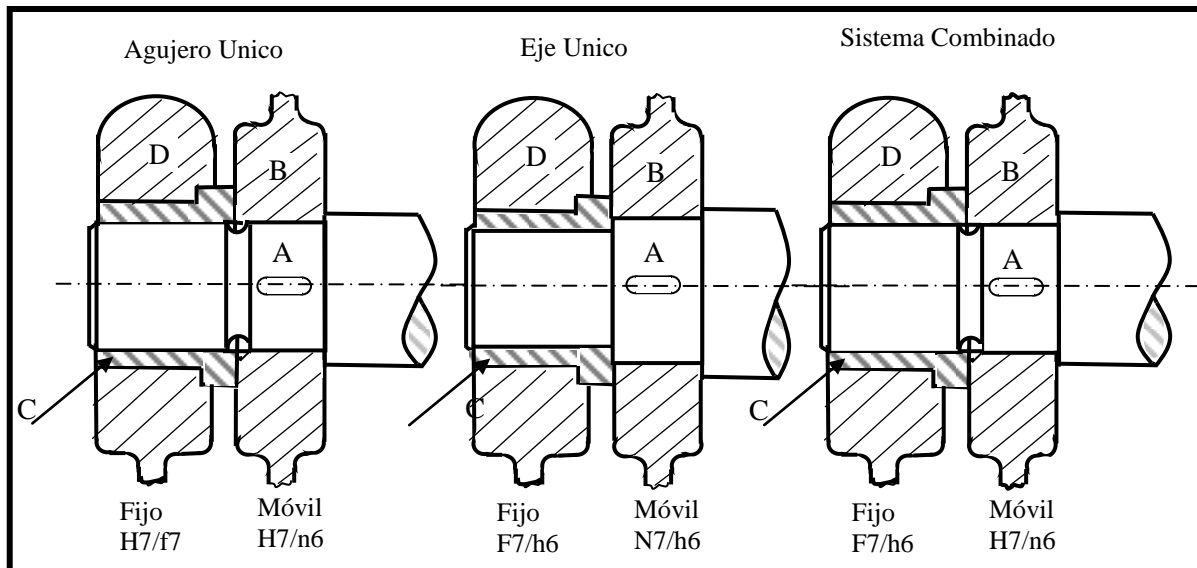


Figura 22

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.

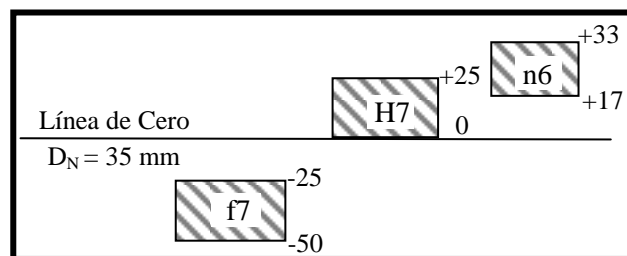


Figura 23

Sistema Eje Unico:

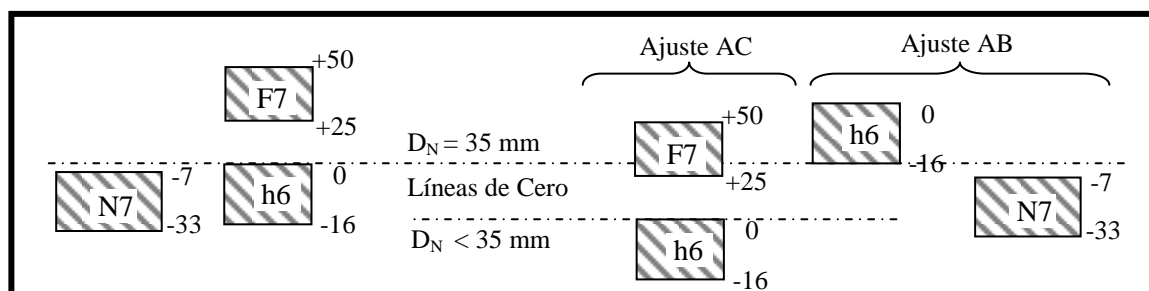


Figura 24

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.

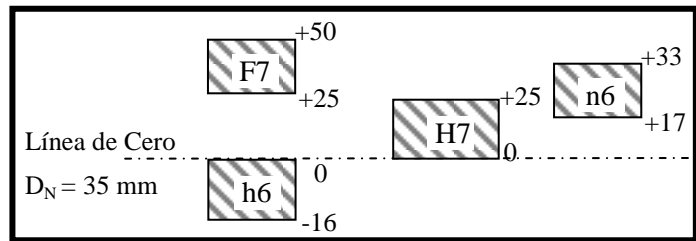


Figura 25

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 re trabajar 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).

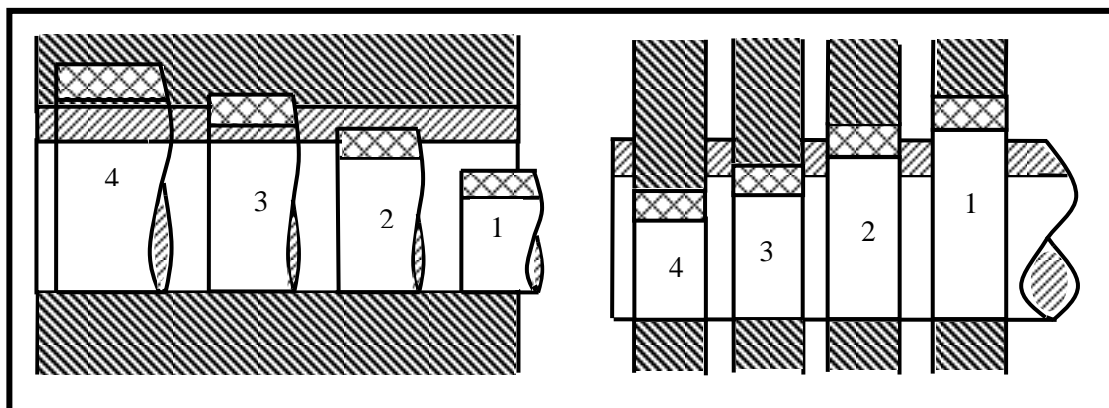


Figura 26

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.

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.

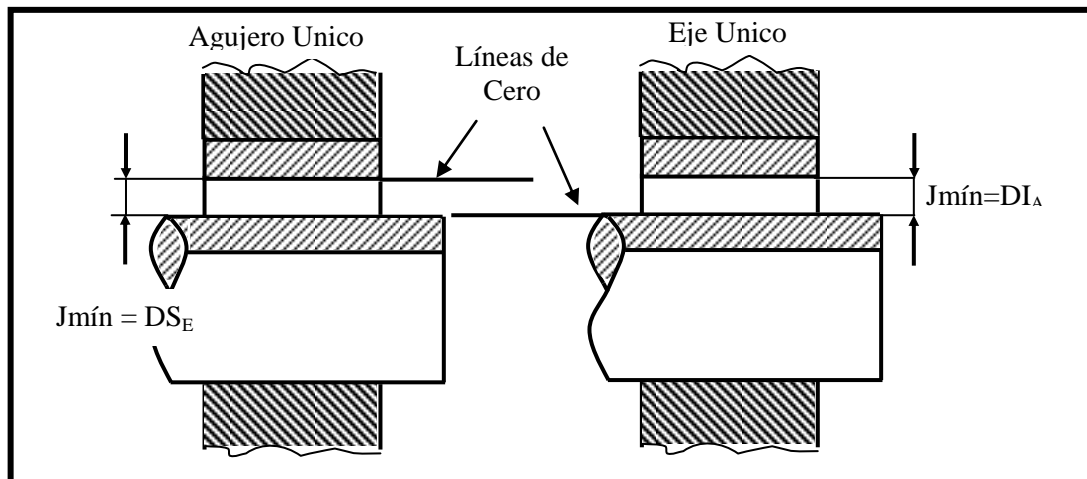


Figura 27

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 separadores de distância

Tabela 2.38 Tolerâncias de média precisão

Furo-base	Eixo-base	Tipos de ajustes	Aplicações
$H8/e8$ $H9/e8$	$E8/h8$ $F8/h8$	Peças móveis com jogo, desde perceptíveis até amplo. Utilizados em condições pouco severas, permitindo funcionamento sem lubrificação	evirabrequins bielas eixos apoiados em três rolamentos rolamentos em bombas centrífugas e de engrenagens eixos de ventiladores cruzetas
$H8/d10$	$D10/h8$	Peças móveis com jogo muito amplo	suportes para eixos grandes (árvores de transmissão) de acionamento em guias suportes para transmissão eólicas locas suportes em máquinas agrícolas
$H8/e7$	$E8/h7$	Precisão média para peças móveis que giram ou deslizam em mancal de deslizamento	ajustes para máquinas-ferramentas ajustes para Alavancas ajustes 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	assento de árvores de comando de válvulas eixos de bomba de óleo ajuste dos porta-escovas nos motores elétricos
$H8/h8$ $H8/h8$	$H8/h8$	Peças que devem ser montadas sem esforço e deslizar em funcionamento. Casos em que é preciso boa precisão de rotação	orientadores em transmissão eólicas fixas e interligadas manivéis, 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 corrigidas em caixas de câmbio rolamentos de bialas acoplamentos com discos deslocáveis 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 ressaltos divisorias
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 deslocáveis 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 escanólios em torre de torno revólver mancais de furadeiras colunas-guia de furadeiras radiais montagem de rolamentos de esferas e rolos eixos 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 ejustas em máquinas elétricas (rolamentos, polias, alojamentos de chapas do estator) rolamentos em vibradores epilhões em pontas do eixo ediscos, engrenagens, cubos, etc., que devem deslocar-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 manivélas 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
$H6\ m5$	$M6\ h5$		epínhoes 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 alças com interferência epínhoes em eixos motores elétricos em dinamos
$H7\ p8$ $H8\ p5$	$P7\ h8$ $P8\ h5$	Ajustes com grandes interferências, para peças onde deve-se garantir que não haja giro 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	cubos de induzidos em eixos de motores elétricos motores sobre eixos até 50 mm de diâmetro montagem de polias e engrenagens de grande diâmetro acoplamento para trans de laminação emancala de bronze em cubos (com trabalho forçado) coroas de bronze em rodas de parafuso sem-fim coroas de bronze para engrenagens acoplamento em pontos de eixo sujeitos 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 isolantes com furos acima de 50 mm
$H7\ h9$	$H7\ h9$	Ajustes deslizantes para peças que se soltam com facilidade	epínhoes e engrenagens com $n\ 200\ rpm$, presos com chavetas de cunha acoplamentos e polias de freios montados sobre eixos resfriados a frio aplicação em trans de laminação
$H7\ h8$	$H7\ h8$	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
$H8\ h9$	$H8\ h9$	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 involucran 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.

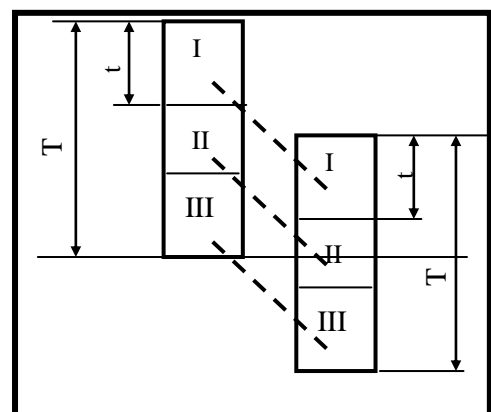


Figura 1

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.

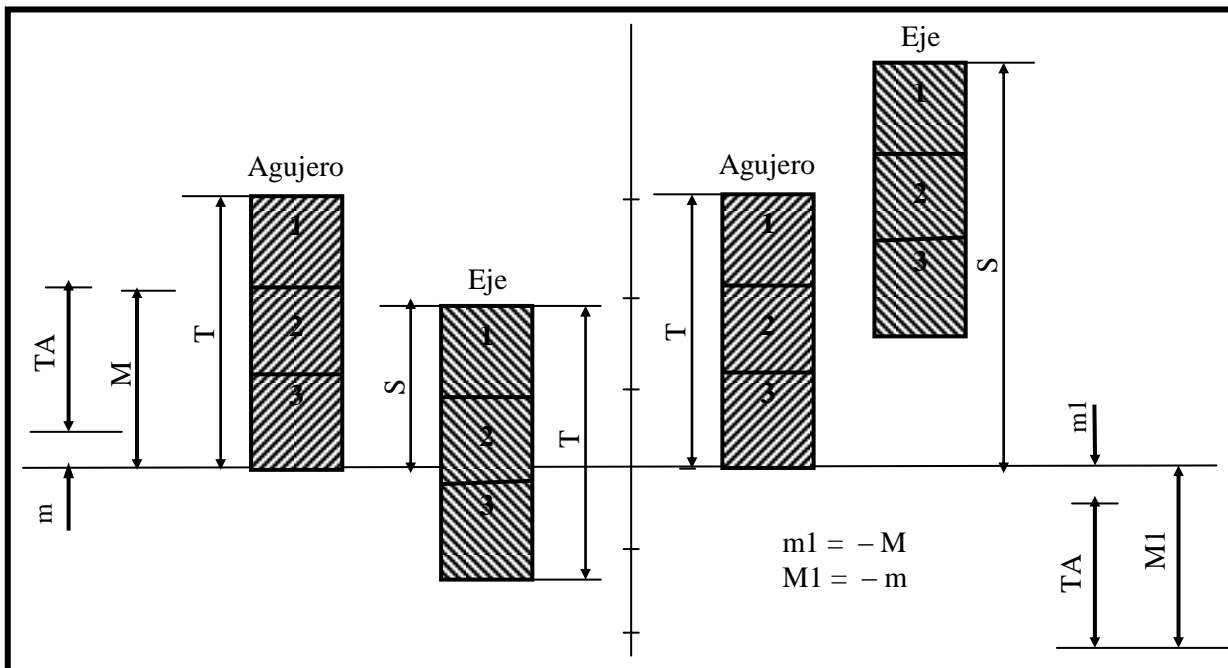


Figura 2

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 $J_{\max} = +25 \mu\text{m}$ y $J_{\min} = +5 \mu\text{m}$. 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).

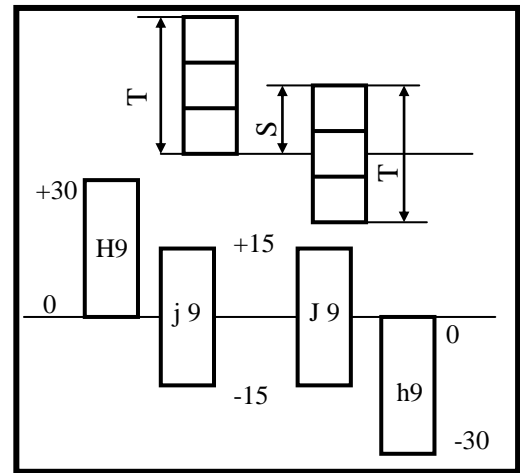


Figura 3

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)

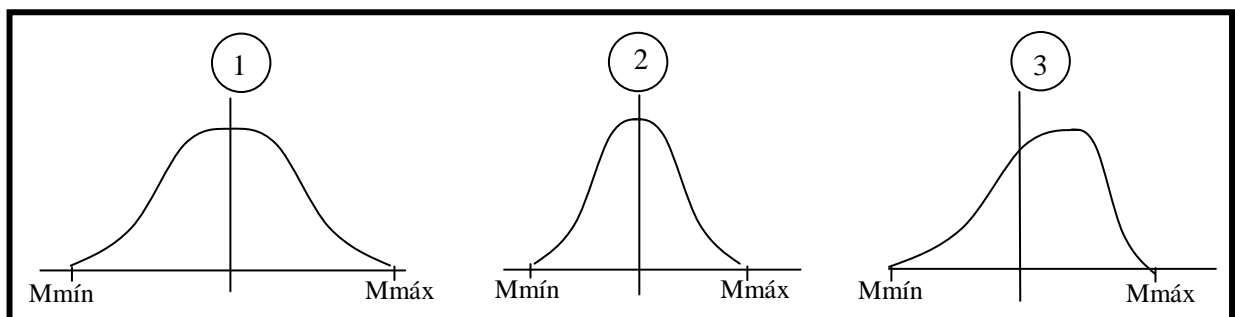


Figura 4

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.

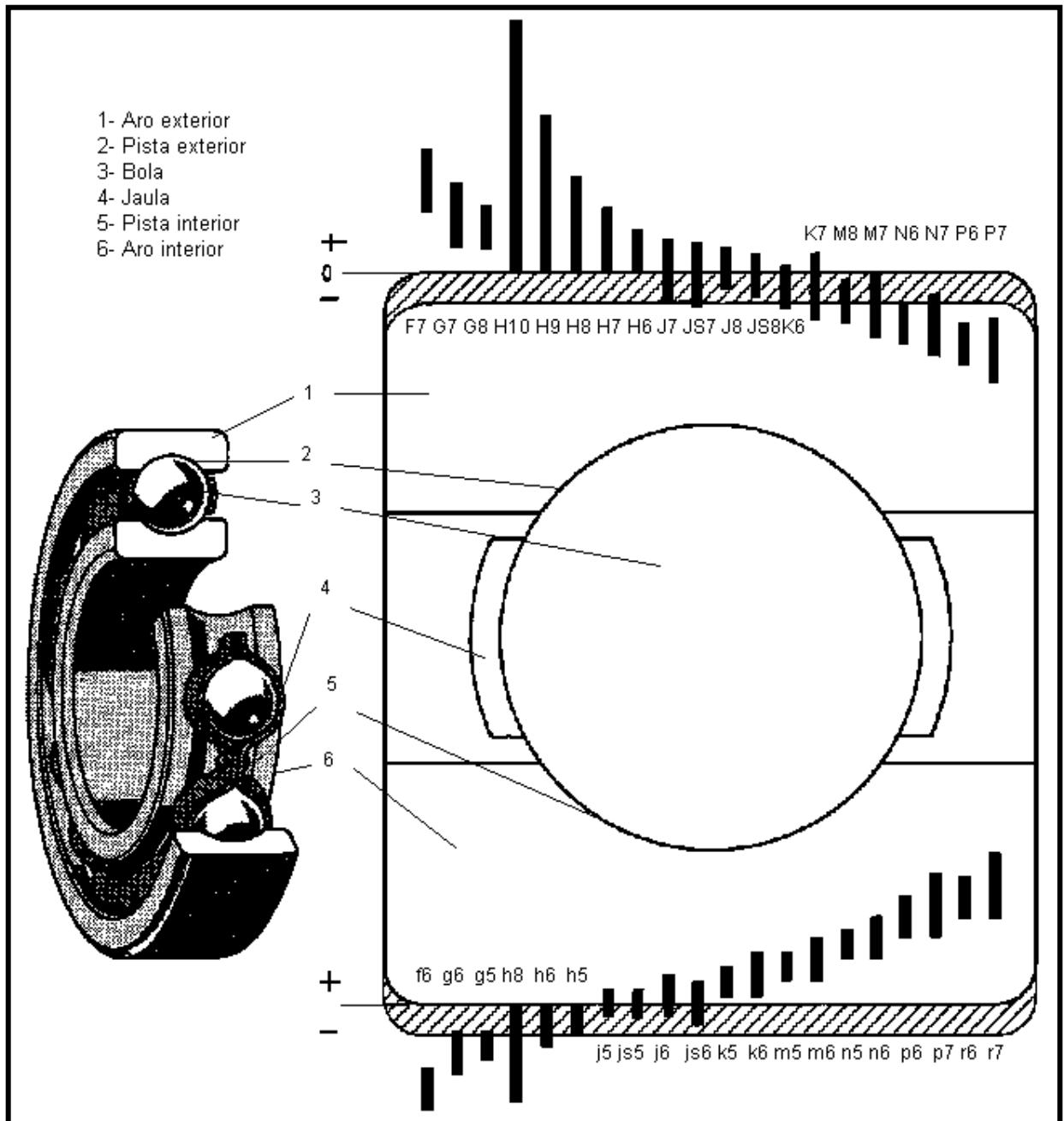


Figura 5

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			h9
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 radiales con agujero cilíndrico				
Cargas ligeras y elevadas				
($P \leq 0,06 C$)	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 (140) a 280 (280) a 500 > 500	js5 k5 (k6) ³⁾ m5 (m6) ³⁾ h6 p6 p6 p6 p6 ⁴⁾ r7 ⁴⁾
Cargas muy elevadas y cargas de choque en condiciones de trabajo difíciles	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	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 – alojamientos 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	P7	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 tensoras	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 ($p > 0,06 C$)	Motores eléctricos, bombas, rodamientos de soporte para cigüeñales	K7	no es posible en general
Giro exacto o silencioso ¹⁾	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 – alojamientos partidos o enterizos	Ejemplos	Tolerancia	Desplazamiento del aro exterior
Condiciones de la aplicación			
Dirección indeterminada de la carga			
Cargas ligeras y normales ($p \leq 0,12 C$) y rodamientos de precisión, 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