

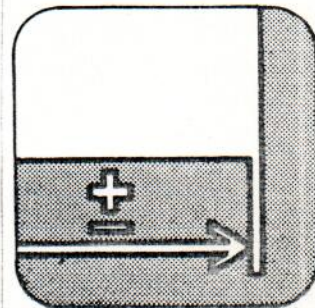
Capítulo II

TOLERANCIAS DIMENSIONALES

CONTENIDO

1. Introducción
2. Objetivo
3. Principios de Base
4. Definiciones
5. Sistema ISO de Tolerancias y Ajustes
6. Ejemplos
7. Tolerancias generales

Bibliografía



1. INTRODUCCION

La inevitable variación en la obtención de las dimensiones de piezas procesadas por medios mecánicos, hace indispensable el establecimiento de sistemas racionales que permitan fijar los valores tolerables entre los que debe estar comprendida una dimensión dada.

En los inicios del desarrollo industrial, la fabricación por medios mecánicos se fundamentaba en la habilidad artesanal de los técnicos de la época. Cada pieza importante se terminaba y ajustaba según lo requerían las dimensiones de las piezas en las que se ensamblaba. Estos procedimientos lentos y costosos no permitían el intercambio y sustitución rápida de piezas que es la base de la producción industrial contemporánea.

Más adelante, se consideró conveniente especificar tolerancias a las dimensiones más importantes de cada pieza. De acuerdo con las funciones que deberían cumplir, cada técnico conforme a su experiencia e intuición, estimaba y especificaba los límites tolerables. Lógicamente, lo que a un técnico le parecía un ajuste con "juego pequeño", a otro le parecía más bien "amplio".

Finalmente, con objeto de unificar criterios (finalidad de la normalización), se formaron comités de diferentes países en la Organización Internacional de Normalización (ISO), para estudiar y definir un sistema de uso internacional relativo a las tolerancias y ajustes para piezas lisas.

Actualmente, aunque se siguen efectuando revisiones a la recomendación ISO R 286/1963, la mayoría de países industrializados la aceptan y utilizan comúnmente.

La versión mexicana de esta norma, se publicó en 1973, con el número NOM-Z23/1973, misma que se recomienda como documento de base de este tema.

2. OBJETIVO

La preparación de este documento, busca conseguir que el alumno de ingeniería mecánica, sea capaz de:

- a) Interpretar las especificaciones basadas en el sistema internacional de tolerancias y ajustes.
- b) Definir, a través de trabajos de proyecto, las características de ensamble de piezas que deban cumplir funciones específicas.
- c) Reconocer la relación que existe entre las calidades de precisión que se establecen en el sistema, y los principales procesos de manufactura.
- d) Abordar con facilidad, el estudio y utilización de la norma mexicana (NOM-Z23/1973).

3. PRINCIPIOS DE BASE

Para ir fijando ideas, partamos de un conjunto mecánico simple, compuesto de un soporte (1), fijo a un bastidor (2) por medio de los birlos (3). Los bujes de bronce (4) inmovilizados en el soporte, guían en rotación al árbol (5). La grasera (6) sirve para inyectar lubricante para las superficies con movimiento relativo (Figura II.1)

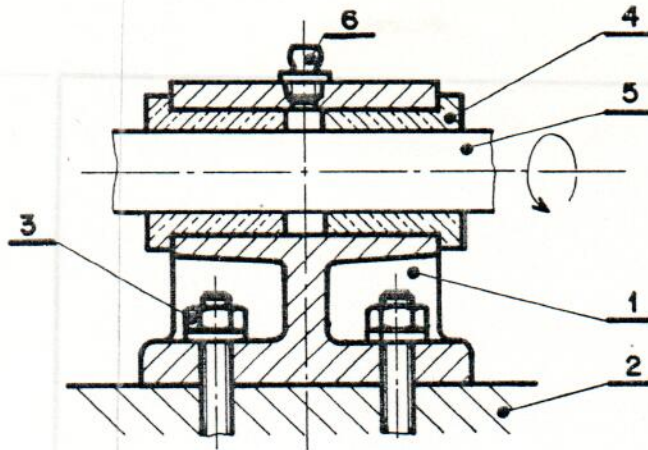


Figura II.1

En este conjunto sencillo, se pueden identificar varias funciones mecánicas elementales:

- a) Apoyo y fijación del soporte sobre el bastidor.
- b) Guía de rotación, entre bujes y árbol.
- c) Apoyo y fijación de los bujes en el soporte.
- d) Lubricación.

De acuerdo con las funciones del conjunto, se pueden distinguir fácilmente ciertas superficies más importantes que otras. A éstas "más importantes" que permiten el correcto funcionamiento del mismo se les llama SUPERFICIES FUNCIONALES. A las otras, "menos importantes", SUPERFICIES NO FUNCIONALES.

Supóngase que se quieren definir las dimensiones de los bujes para una producción de varios miles de piezas. Las especificaciones deben basarse en la obtención de:

- a) El menor tiempo de fabricación.
- b) El menor costo de producción.
- c) Condiciones funcionales adecuadas y uniformes (intercambiabilidad).

Lo anterior implica por un lado, que las tolerancias sean lo más amplias posible para que la fabricación sea fácil y rápida. Por otro, tan cerradas que permitan que al ensamblar cualquier pieza del lote de bujes, con cualquier pieza del lote de soportes, presenten condiciones de fijación similares (siempre que ambas piezas estén dentro de lo que se establezca como tolerable).

Una vez ensamblados bujes y soporte, el montaje de los árboles deberá tener características funcionales similares, sin tener que proceder a la selección de parejas.

El equilibrio de los dos aspectos que se oponen; facilidad de fabricación y uniformidad funcional, requiere del estudio y análisis cuidadoso del sistema propuesto.

4. DEFINICIONES

4.1. Dimensión efectiva

La dimensión efectiva, es la que se obtiene mediante medición de la pieza. La obtención de esta dimensión, lleva involucrada cierta incertidumbre, dependiendo de los medios de que se disponga para hacer las mediciones. La incertidumbre será menor cuanto mayor sea la exactitud de los instrumentos.

4.2. Dimensiones límite

Las dimensiones límite son las dimensiones extremas entre las que puede estar la dimensión efectiva de la pieza (Figura II.3)

Dimensión mínima. Es la menor de las dimensiones límite.
Dimensión máxima. Es la mayor de las dimensiones límite.

Para que se considere buena una pieza, es necesario que su dimensión efectiva sea mayor o igual que la dimensión mínima permitida y que a su vez sea menor o igual a la dimensión máxima permitida.

4.3. Intervalo de Tolerancia

A la diferencia entre las dimensiones máxima y mínima, se le llama intervalo de tolerancia.

INTERVALO DE TOLERANCIA = dimensión máxima - dimensión mínima.

4.4. Dimensión Nominal

A la dimensión que se toma como referencia, se le llama DIMENSION NOMINAL.

La dimensión nominal no debe tener un valor arbitrario. Conviene que sea un número normal¹ (números basados en las series Renard). Una buena razón para emplear estos números al designar la dimensión nominal, es que al hacer la verificación, principalmente en producción en serie, es muy cómodo y rápido usar calibres. Por ejemplo, calibres "pasa no pasa" para piezas de sección circular, y precisamente las dimensiones de los calibres comerciales, se fabrican conforme a los números normales.

Ejemplo No. 1

Considerando que por necesidades de funcionamiento, se requiere que el agujero del soporte tenga una dimensión máxima de 62 mm y una dimensión mínima de 61.9 mm.

El intervalo de tolerancia sería:

$$IT = 62 - 61.9 = 0.1 \text{ mm.}$$

¹ La norma mexicana DGN R - 51 - 1966 contiene las series de los números normales.

En el dibujo de la pieza estos datos se podrían indicar de muchas formas:

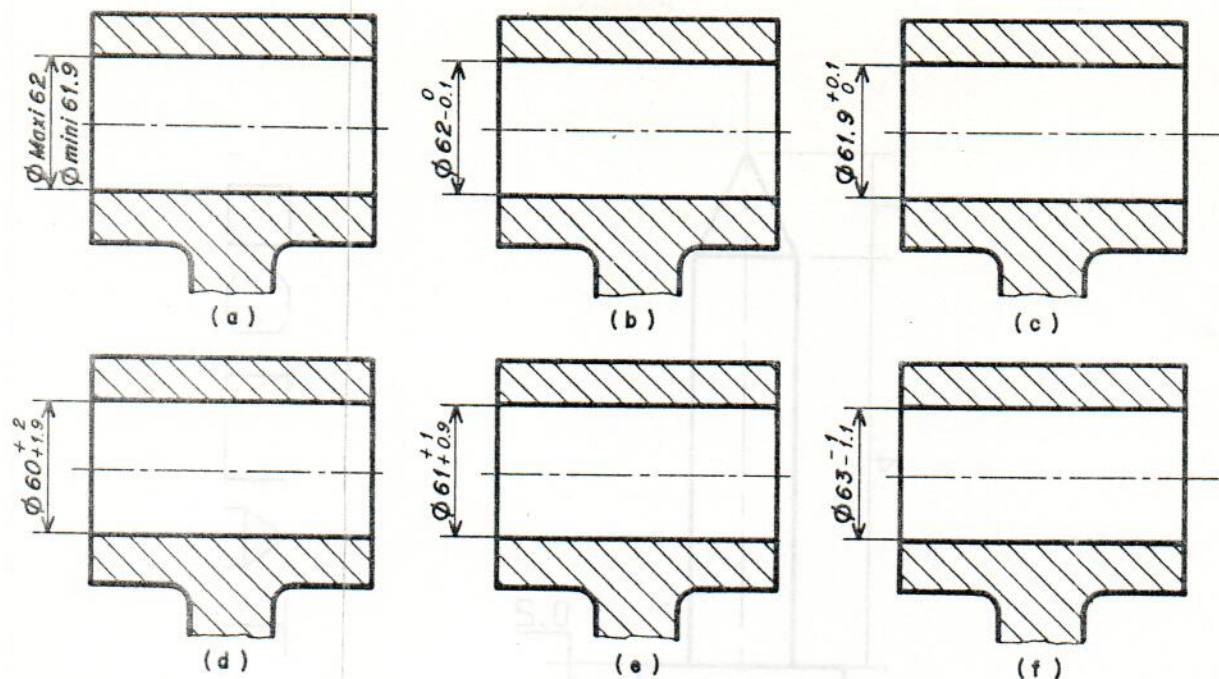


Figura 11.2

Todos los ejemplos anteriores corresponden exactamente a lo mismo. Es decir, que las dimensiones máxima y mínima son respectivamente 62 y 61.9

Las dimensiones nominales, son las cifras anotadas en los casos b, c, d, e y f, que sirven de referencia para que a partir de ellas se indique hacia donde están los valores límite.

4.5. Desviaciones

Son las cifras que indican, que tan alejadas están las dimensiones límite de la dimensión nominal. Los valores de las desviaciones se anotan normalmente con números más pequeños que el valor nominal.

Se llama DESVIACION SUPERIOR a la diferencia entre la dimensión máxima y la dimensión nominal.

Desv. sup. > 0 Si: dim. máx. $>$ dim. nominal

Desv. sup. < 0 Si: dim. máx. $<$ dim. nominal

La DESVIACION INFERIOR la constituye la diferencia entre la dimensión mínima y la dimensión nominal.

Desv. inf. > 0 Si: dim. mín. $>$ dim. nominal

Desv. inf. < 0 Si: dim. mín. $<$ dim. nominal

Ejemplo No. 2

Observando la Figura II.2 d se tiene:

dimensión máxima = 62
dimensión mínima = 61.9
dimensión nominal = 60
desviación superior = $62 - 60 = +2$
desviación inferior = $61.9 - 60 = +1.9$
Esto es: $60^{+2}_{+1.9}$

Ejemplo No. 3

Observando la Figura II.2 f se tiene:

dimensión máxima = 62
dimensión mínima = 61.9
dimensión nominal = 63
desviación superior = $62 - 63 = -1$
desviación inferior = $61.9 - 63 = -1.1$
Se anotaría: $63^{-1}_{-1.1}$

La anotación en el dibujo seguirá entonces la siguiente disposición:

dimensión nominal	Signo	desviación superior
	Signo	desviación inferior

En el primero de los dos últimos ejemplos, para que la pieza sea buena (Figura II.2 d), es necesario que su dimensión efectiva sea siempre mayor que la dimensión nominal 60, ya que las desviaciones positivas $^{+2}_{+1.9}$ ubican a la tolerancia en el "exterior" o por "arriba" de la dimensión nominal.

En el segundo caso (Figura II.2 f), para que la pieza sea buena, es necesario que su dimensión efectiva esté comprendida entre límites tales que siempre tendrá que ser menor a la dimensión nominal.

Es decir, que las desviaciones negativas $^{-1}_{-1.1}$ ubican a la tolerancia en el "interior" o por "debajo" de la dimensión nominal.

En las Figuras II.3 y II.4, por claridad se representan fuera de proporción las diferentes dimensiones. Para los 2 casos anteriores, se tiene:

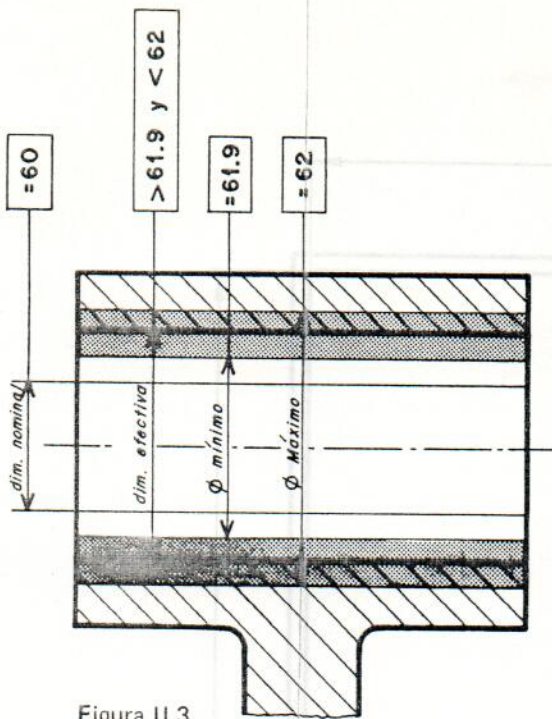


Figura II.3

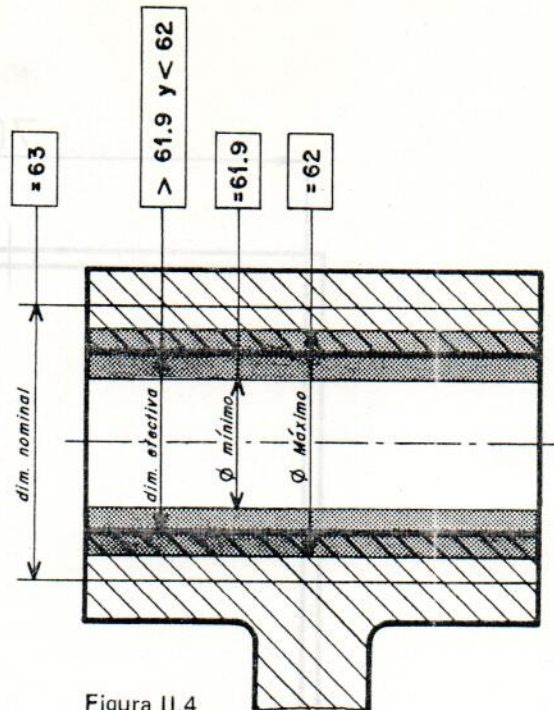


Figura II.4

Las desviaciones se indican con la misma unidad que la dimensión nominal (generalmente milímetros) y se escriben con el mismo número de decimales.

Ejemplos:

$$50^{+0.02}_{-0.03} \quad 50^{+0.10}_{-0.05}$$

Si una de las desviaciones es nula, se indica con cero y se omite el signo.

Ejemplos:

$$50^{+0.02}_0 \quad 30^0_{-0.03}$$

Un aspecto que debe quedar bien claro, es que la posición de la tolerancia respecto a la dimensión nominal, está definida por las desviaciones superior e inferior.

Las desviaciones pueden ser positivas o negativas. Ya sea que estén por "arriba" o por "debajo" respectivamente de la dimensión nominal.

Cuando las dos desviaciones (superior e inferior) están ya sea arriba o abajo ambas, de la dimensión nominal, se dice que la tolerancia es unilateral.

Ejemplos:

$$36^{+0.10}_{+0.05} \quad 36^{-0.05}_{-0.25}$$

Cuando la desviación superior está por arriba de la dimensión nominal, y la desviación inferior por debajo, se dice que la tolerancia es bilateral.

Ejemplos:

$$36^{+0.05}_{-0.02} \quad 36^{\pm 0.03}$$

5. SISTEMA ISO DE TOLERANCIAS Y AJUSTES

En general se refiere a las tolerancias dimensionales de piezas lisas y a los ajustes correspondientes a su ensamble.

En lo sucesivo, los términos árbol y agujero definen respectivamente, el espacio contenido y el espacio continente entre dos caras (o planos tangentes) paralelas de una pieza cualquiera. Las piezas pueden ser de sección cilíndrica (el caso más común) o cualquiera otra forma, como ancho de una ranura, espesor de una chaveta, etc. Por sencillez y dada su importancia, el sistema se desarrolla a partir de formas cilíndricas.

Los valores de las dimensiones nominales se han agrupado en 13 escalones que van desde ≤ 3 mm hasta 400 mm (también comprende valores mayores de 500 mm hasta 3 150 mm, que no son objeto de este trabajo). Estos escalones están indicados en la primera columna de la Tabla II.1.

TABLA II.1

INTERVALOS DE TOLERANCIA FUNDAMENTALES																			
Valores en micras (0.001 mm)																			
CALIDADES	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
MILIMETROS EN	≤ 3	0.8	1.2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600	1000	1400
	> 3 a 6	1	1.5	2.5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750	1200	1800
	> 6 a 10	1	1.5	2.5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900	1500	2200
	> 10 a 18	1.2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	1800	2700
	> 18 a 30	1.5	2.5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	2100	3300
	> 30 a 50	1.5	2.5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600	2500	3900
	> 50 a 80	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	3000	4600
	> 80 a 120	2.5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200	3500	5400
	> 120 a 180	3.5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	4000	6300
	> 180 a 250	4.5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900	4600	7200
DIAMETROS	> 250 a 315	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200	5200	8100
	> 315 a 400	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600	5700	8500

Con el objeto de satisfacer las distintas necesidades de precisión para cada escalón de dimensiones nominales, se han previsto 18 valores distintos de intervalos de tolerancia, llamados INTERVALOS DE TOLERANCIA FUNDAMENTALES. Cada uno de estos valores dados en micras, constituye la diferencia entre las dimensiones límite.

$$1 \text{ micra} = 0.001 \text{ mm} = 1 \mu\text{m}$$

Al grado de precisión necesario se le llama CALIDAD, y se representa mediante un número. En la Tabla I se han indicado las 18 calidades que en función de la dimensión nominal, dan el correspondiente intervalo de tolerancia fundamental. Los primeros números, 01, 0, 1, 2, representan tolerancias muy cerradas, los últimos corresponden a tolerancias muy amplias para trabajos corrientes.

En los siguientes ejemplos que deberán seguirse en la Tabla I, se verá la relación que existe entre la dimensión nominal, la calidad y la tolerancia.

Ejemplo No. 4: Para una dimensión nominal de 63 mm, perteneciente al escalón > 50 a 80, a la que se ha designado una calidad IT5, corresponde un intervalo de tolerancia de $13\mu_m = 0.013$ mm.

Ejemplo No. 5: Para una dimensión nominal de 63 mm, con una calidad IT16, corresponde un intervalo de tolerancia $1900\mu_m = 1.9$ mm.

Nótese que para una misma dimensión nominal, la calidad IT16 permite una tolerancia mucho mayor que la correspondiente a la calidad IT5. "Para una dimensión nominal dada, la tolerancia depende de la calidad".

Ejemplo No. 6: Para una dimensión nominal de 355 mm, a la que se ha designado una calidad IT5, corresponde un intervalo de tolerancia de $25\mu_m = 0.025$ mm.

Observar que el intervalo de tolerancia para la dimensión del ejemplo 6 es mayor que el correspondiente del ejemplo 4, teniendo los dos casos la misma calidad IT5. "Para una calidad dada, la tolerancia aumenta con el valor de la dimensión nominal". Al respecto, se ha encontrado que para la misma dificultad de ejecución, la relación entre la magnitud de los defectos de fabricación y la dimensión nominal, es una función de tipo parabólico.

5.1 La calidad y los procesos de fabricación

Existen muchos factores que afectan la precisión que puede esperarse de un proceso de fabricación o particularmente de una máquina herramienta. El estado de desgaste de sus órganos componentes, la habilidad del operario, las características de las herramientas de corte, y otras causas, determinan que los procesos de fabricación por maquinado, con máquinas-herramienta tales como tornos paralelos, tornos revólver, tornos automáticos, fresadoras, cepillos, rectificadoras, permitan obtener calidades desde IT5 en adelante.

Con objeto de formarse una primera idea, se puede observar en la siguiente lista, la relación que guardan los diferentes procesos con las calidades IT del sistema.

MAQUINA	CALIDAD IT
Torno paralelo clásico	7
Torno revólver	9 - 8
Torno semiautomático	8 - 7
Torno vertical	8 - 7
Torno semiautomático monohusillo	9 - 7
Torno automático multihusillo	9 - 7
Fresadora vertical	7
Fresadora horizontal	7
Fresadora universal	7
Fresadora de control numérico	8
Cepillo de codo	8
Cepillo de mesa	8 - 7
Mortajadora	9 - 8
Brochadora	7

Continúe

Continuación

Taladro de columna: con broca	11
con escariador	7
Taladradora radial: con broca	11
con escariador	7
Talladora c/fresa plana de módulo	7
Talladora c/fresa madre	7
Talladora c/hta. piñón	7
Talladora c/hta. cremallera	7
Talladora de mortajado	7 - 9
Talladora tipo Gleason	8 - 7
Rectificadora de engranes	6 - 5
Rasuradora de engranes	6 - 5
Rectificadora plana	6 - 4
Rectificadora de revolución	6 - 5
Rectificadora sin centros	6 - 5

5.2. Posición de la Tolerancia

En el sistema ISO, la tolerancia para cada escalón de dimensiones, puede tener 28 distintas posiciones, representada cada una por medio de letras: MAYUSCULAS PARA AGUJEROS Y MINUSCULAS PARA ARBOLES.

En el caso de los agujeros, las primeras letras del alfabeto representan a la posición de la tolerancia siempre por encima de la dimensión nominal (ver Figura II.5).

El agujero H representa la posición de la tolerancia con desviación inferior nula. A la línea que representa la dimensión nominal, se le llama línea de desviación nula o línea cero (Figura II.5).

Los agujeros representados con las últimas letras, indican que su tolerancia está siempre por debajo de la línea cero (Figura II.5).

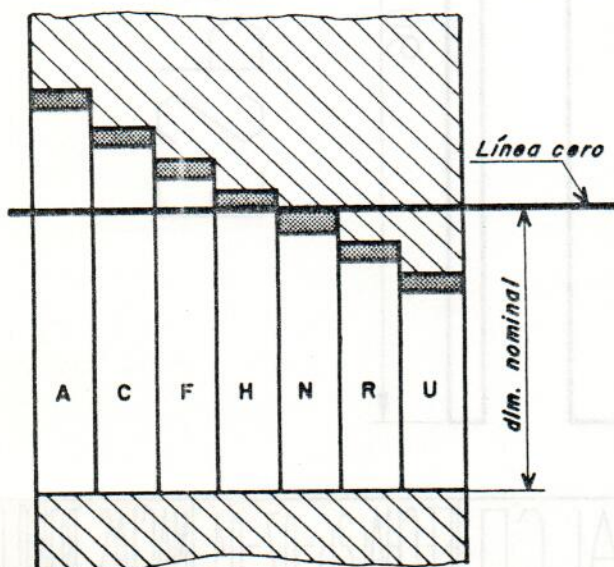


Figura II.5

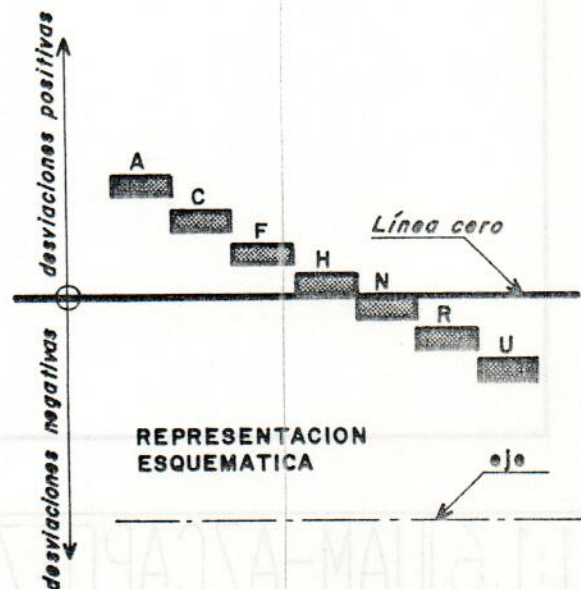


Figura II.6

Para simplificar se sustituye la representación indicada en la Figura II.5, por la de la Figura II.6. En ésta, se considera que el eje de la pieza está debajo de la línea cero.

En el caso de los árboles, las primeras letras del alfabeto representan a la posición de la tolerancia siempre por debajo de la línea cero. Figura II.7.

El árbol h tiene desviación superior nula (coincide con la línea cero).

Los árboles indicados con las últimas letras del alfabeto representan posiciones de la tolerancia siempre por encima de la línea cero.

La siguiente figura representa esquemáticamente las posibilidades que prevé el sistema ISO, para las posiciones de la tolerancia en agujeros y árboles.

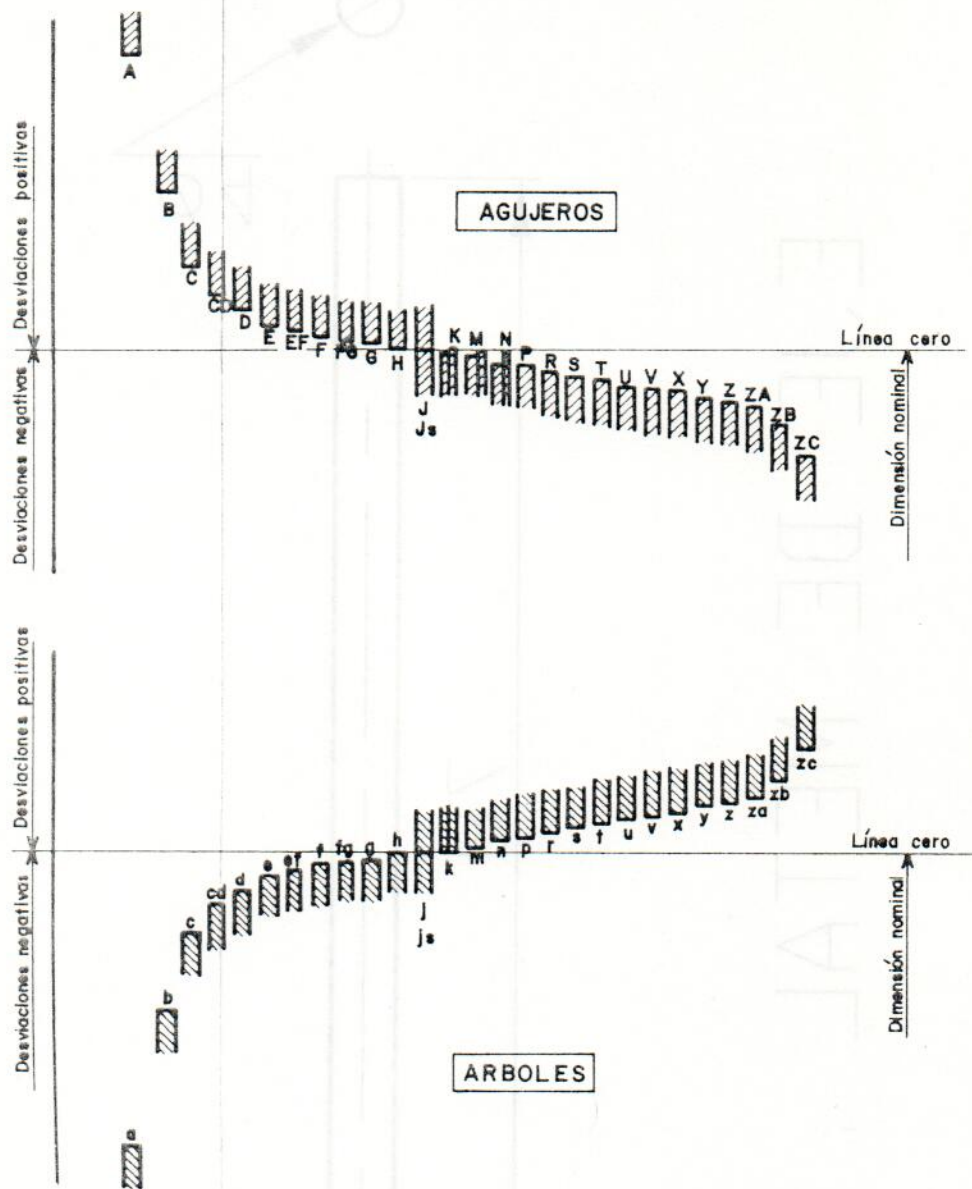


Figura II.7 - Representación esquemática de las posiciones de la tolerancia.

5.3. Designación de la Tolerancia

Al designar la tolerancia, primero se indica el valor de la dimensión nominal, después la letra que representa la posición de la tolerancia y finalmente el número que indica la calidad o grado de precisión necesaria:

DIMENSION NOMINAL	POSICION DE LA T.	CALIDAD
-------------------	-------------------	---------

Ejemplo No. 7: 40 H7, corresponde a un agujero (letra mayúscula) cuya tolerancia tiene una posición H, con una dimensión nominal de 40 mm y una calidad 7.

La Tabla II.3 indica los valores en micras de las desviaciones para agujeros y árboles más usuales en mecánica general (pág. 55).

Siguiendo la Tabla II.3 a 40 H7 corresponden las desviaciones $^{+0.025}_0$ por lo que puede escribirse que: $40\ H7 = 40\ ^{+0.025}_0$

Observe que la dimensión mínima de este agujero es 40 mm, igual a la dimensión nominal (Desviación inferior nula).

Ejemplo No. 8: 80 f 6, corresponde a un árbol (letra minúscula) cuya tolerancia tiene una posición f, con una dimensión nominal de 80 mm y una calidad 6.

En la Tabla II.3 se observan los valores $^{-0.039}_0$, para las desviaciones de 80 f 6, por lo que $80\ f\ 6 = 80\ ^{-0.039}_0$

Estos árboles tienen límites tales que su dimensión efectiva deberá ser siempre menor a 80.

5.4. Ajustes

El ensamble de dos piezas con la misma dimensión nominal, constituye un ajuste. Dependiendo de la posición de la tolerancia en cada una, el ajuste puede ser:

Con juego. Se asegura siempre un juego ya que la zona de tolerancia del agujero está enteramente por encima de la zona de tolerancia del árbol (Figura II.8a)

Incierto. Es un ajuste que puede dar a veces juego, a veces apriete ya que las zonas de tolerancia del árbol y el agujero se traslapan (Figura II.8b)

Con apriete. Se asegura siempre un apriete ya que la zona de tolerancia del agujero está enteramente por debajo de la zona de tolerancia del árbol (Figura II.8c). Antes del ensamble, el árbol es más grande que el agujero.

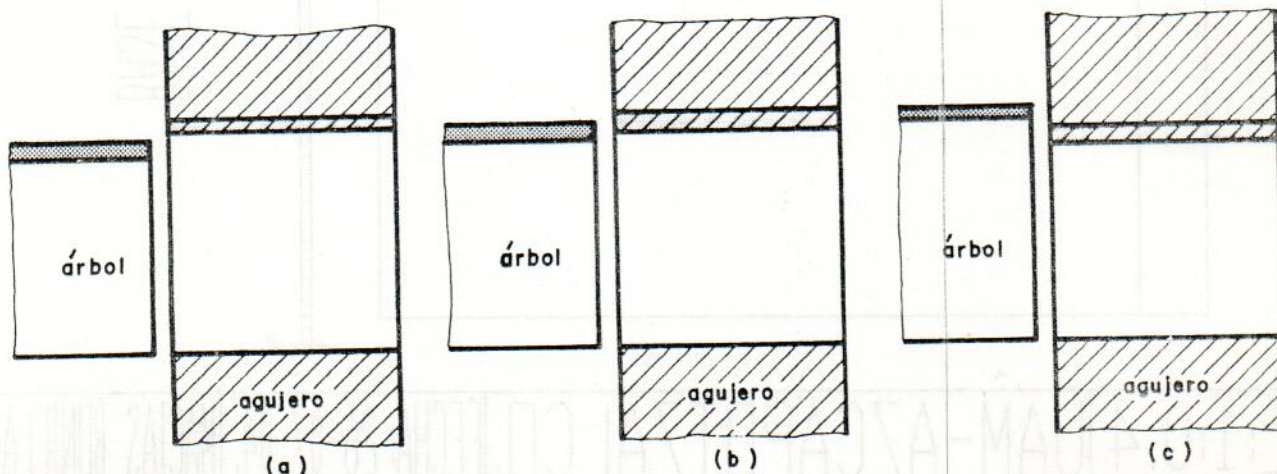


Figura II.8

Por economía y sencillez se han establecido dos sistemas para lograr los ajustes.

5.4.1. Sistema del agujero normal

En este sistema se toma como base el agujero H, y se logra el ajuste al combinarlo con el árbol más indicado. Se obtiene un ajuste con juego, al combinar el agujero H con cualquiera de los árboles a, b, c, . . . g.

Igualmente se logra apriete al combinar H con n, p, r, . . .zc. Se dice que el ajuste será exacto cuando se combine H con h.

Se obtiene cada vez menos juego a medida que el árbol se acerca a las posiciones g y h (Figura II.9).

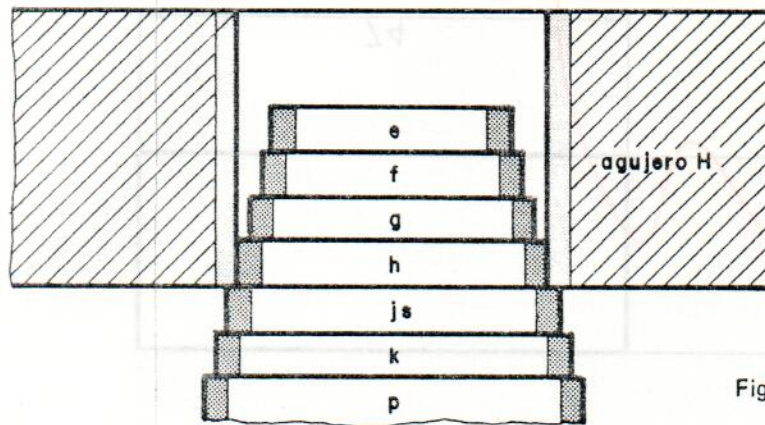


Figura II.9

5.4.2. Sistema del árbol normal

En este sistema se toma como base el árbol tipo h y se logra el ajuste deseado al combinarlo con el agujero más indicado.

Se logra un ajuste con juego al combinar h con los agujeros A, B, C, . . .G. El apriete se logra al combinar h con los agujeros N, P, R, S, . . .ZC. (Figura II.10).

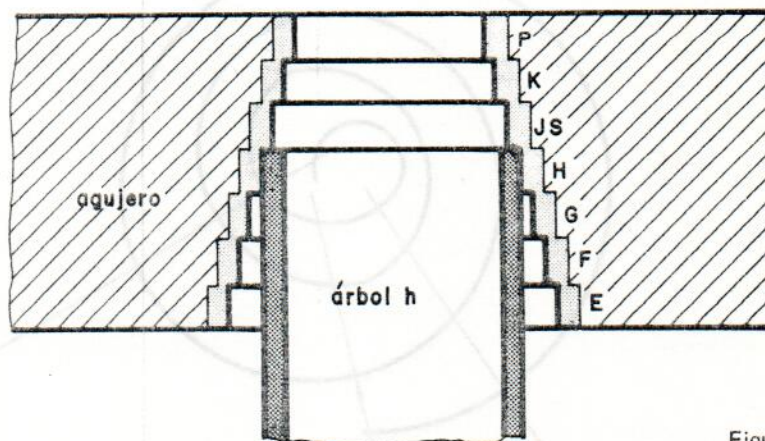


Figura II.10

Los ajustes más utilizados son los del tipo AGUJERO NORMAL. Los montajes de rodamientos y pernos guía requieren la aplicación del sistema del árbol normal.

En la Tabla II.2, se dan una serie de ajustes que se recomiendan para uso en mecánica general.

TABLA II.2

AJUSTES PRINCIPALES UTILIZAR DE PREFERENCIA LOS DE LOS CIRCULOS			Arboles (posición)	AGUJEROS Y CALIDAD DE LOS ARBOLES					
				H 6	H 7	H 8	H 9	H 11	
AJUSTES CON JUEGO	JUEGO AMPLIO	Ensamblajes cuyo funcionamiento requiere juego amplio por dilataciones, mal alineamiento, cojinetes grandes, etc.	c				9	11	
			d				9	11	
	JUEGO MEDIANO	Piezas que giran o deslizan con una buena lubricación.	e		7	8	9		
			f	6	6 7	7			
JUEGO PEQUEÑO	Piezas con guía precisa y movimientos de pequeña amplitud.	g	5	6					
AJUSTE EXACTO			h	5	6	7	8		
AJUSTES CON APRIETE	APRIETE DEBIL	El ensamble se puede hacer a mano, la unión no puede transmitir esfuerzos. Se puede montar y desmontar.	Ensamble a mano		js	5	6		
			Ensamble a mano auxiliándose de un mazo		k	5			
	APRIETE MEDIANO				m		6		
					p		6		
	APRIETE FUERTE	Imposible desmontar sin deterioro. La unión puede transmitir esfuerzos.	Ensamble a prensa		s			7	
			Ensamble a prensa o por dilatación (verificar los esfuerzos internos).		u			7	
					x			7	
					z			7	

5.4.3. Designación de Ajustes

Al designar un ajuste, se indica primero la dimensión nominal (común a las dos piezas), después la tolerancia para el agujero y finalmente la tolerancia para el árbol.



Ejemplo No. 9: Sea 200 la dimensión nominal, H7 la tolerancia para el agujero y e6 la tolerancia para el árbol, el ajuste lo podemos indicar:

$$200 \text{ H7/e6}; 200 \frac{\text{H7}}{\text{e6}} \text{ y } 200 \text{ H7} - \text{e6}$$

Suponiendo un grado de dificultad equivalente, normalmente se pueden conseguir mejores calidades en árboles que en agujeros. De aquí que se recomienda asociar a la calidad dada al agujero,

una calidad inmediata inferior a la calidad del árbol:

50 H8/g7; 50 H7/e6; 50 H6/g5

5.4.4. Juego y Apriete

En un ensamble en que la pieza continente (agujero), sea mayor que la pieza contenida (árbol), se dice que entre ambas queda un juego.

Por definición, el juego es la diferencia entre la dimensión del agujero y la dimensión del árbol.

$$\text{Juego} = \text{dimensión agujero} - \text{dimensión del árbol}$$

Dado que las dimensiones del agujero y del árbol varían entre límites tolerables, el valor del juego también variará:

Juego máx. = dimensión máx. del agujero - dimensión míni. del árbol

esto es:

$$J_{\text{máx.}} = D_{\text{máx.}} - d_{\text{míni.}}$$

Juego míni. = dimensión míni. del agujero - dimensión máxi. del árbol

entonces:

$$J_{\text{míni.}} = D_{\text{míni.}} - d_{\text{máx.}}$$

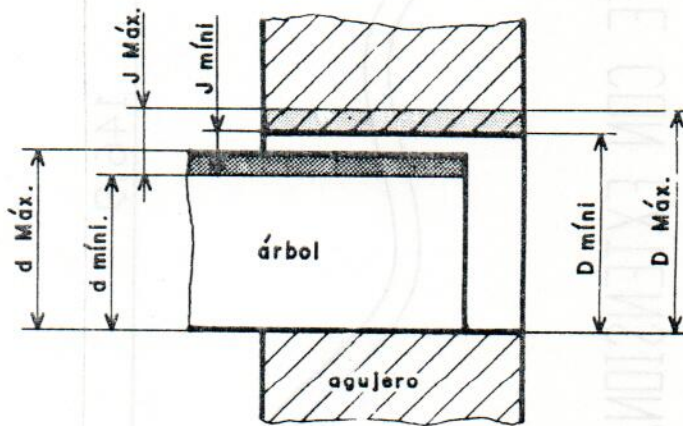


Figura II.11

En los ajustes con apriete, en los que el árbol es mayor que el agujero antes del ensamble, se dice que el apriete es la diferencia entre la dimensión del árbol y la dimensión del agujero.

$$\text{Apriete} = \text{dimensión del árbol} - \text{dimensión del agujero}$$

Se tendrán también dos casos extremos en el valor del apriete:

Apriete máx. = dimensión máx. del árbol - dimensión míni. del agujero

$$A_{\text{máx.}} = d_{\text{máx.}} - D_{\text{míni.}}$$

Apriete míni. = dimensión míni. del árbol - dimensión máxi. del agujero

$$A_{\text{míni.}} = d_{\text{míni.}} - D_{\text{máxi.}}$$

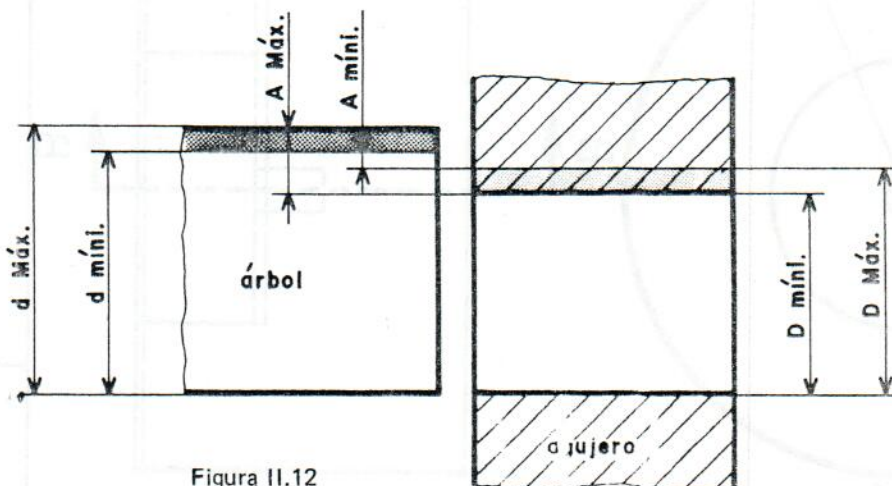


Figura II.12

5.4.5. Tolerancia Funcional

Se denomina tolerancia funcional (TF), a la diferencia entre los juegos máximo y mínimo o los aprietes máximo y mínimo:

de la Figura II.11, $TF = J_{\text{máx.}} - J_{\text{míni.}} = IT_{\text{árbol}} + IT_{\text{agujero}}$

de la Figura II.12, $TF = A_{\text{máx.}} - A_{\text{míni.}} = IT_{\text{árbol}} + IT_{\text{agujero}}$

En general, la tolerancia funcional es igual a la suma de los intervalos de tolerancia:

$$TF = \sum IT$$

Es importante recordar esta relación, ya que para efectos de proyecto, se observa que los intervalos de tolerancia de cada pieza que determinan un juego o un apriete, corresponde a una fracción de la tolerancia funcional.

6. EJEMPLOS

6.1. Ajuste con Juego

Se desea que entre las piezas 1 y 2 (Figura II.13), exista un ajuste con juego mediano entre las caras que comprenden la dimensión nominal de 200 mm.

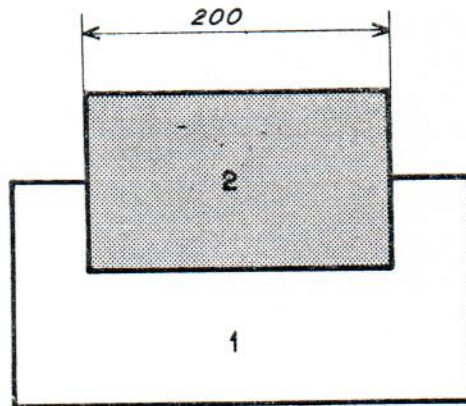


Figura II.13

La Tabla II recomienda utilizar en este caso, alguno de los ajustes: 200 H8/e8, 200 H9/e9 o 200 H8/f7.

Suponiendo que el ajuste seleccionado sea 200 H8/e8.

La tolerancia de la pieza contiene (No. 1), según la información contenida en la Tabla II.13 será:

$$200 \text{ H8} = 200 \begin{matrix} +0.072 \\ 0 \end{matrix}$$

Por su parte, la pieza contenida (No. 2), tendría:

$$200 \text{ e8} = 200 \begin{matrix} -0.100 \\ -0.172 \end{matrix}$$

El dibujo del ensamble y las piezas sueltas se acotarían de la manera indicada en la Figura II.14.

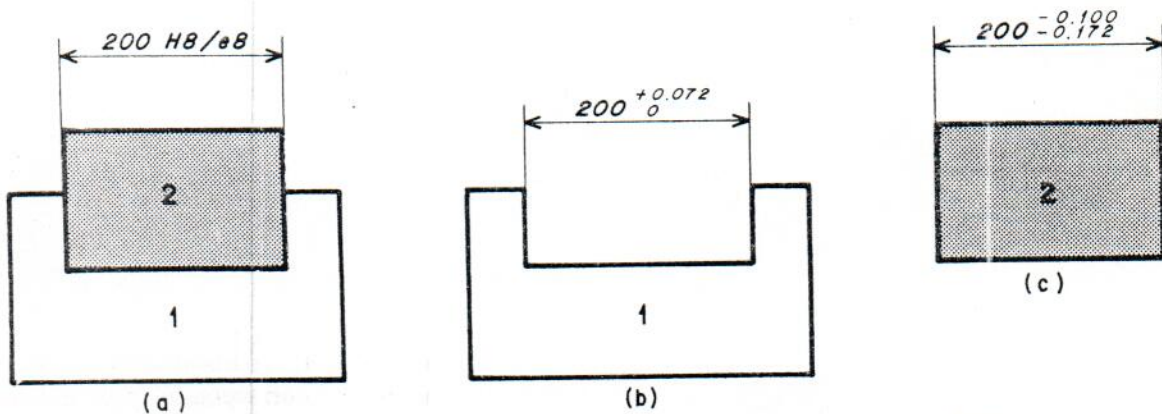


Figura II.14

Los juegos máximos y mínimos posibles en este ajuste son:

$$\text{Juego máximo} = \text{Dimensión máxima de 1} - \text{Dimensión mínima de 2}$$

$$\text{Juego mínimo} = \text{Dimensión mínima de 1} - \text{Dimensión máxima de 2}$$

$$\text{Juego máximo} = 200.072 - 199.828 = 0.244$$

$$\text{Juego mínimo} = 200.000 - 199.900 = 0.100$$

La tolerancia funcional en este caso es:

$$TF = \text{Jgo. máx.} - \text{Jmíni.} = 0.244 - 0.100 = 0.144$$

Se verifica entonces que $TF = \Sigma IT$, ya que

$$IT_1 = 200.072 - 200 = 0.072$$

$$IT_2 = 199.9 - 199.828 = 0.072$$

$$IT_1 + IT_2 = 0.144$$

6.2. Ajuste con Apriete

Las condiciones de funcionamiento del ensamble de las piezas de la Figura II.15, requieren que entre ellas exista un apriete mediano (ensamble con mazo).

La Tabla II.2 recomienda utilizar el ajuste H7/p6.

De la Tabla II.3 se obtiene:

$$\text{Pieza 1, } 200 \text{ H7} = 200^{+0.046}_0$$

$$\text{Pieza 2, } 200 \text{ p6} = 200^{+0.079}_{-0.050}$$

De tal forma, que las piezas se acotarían como lo indica la Figura II.15.

Efectuando los cálculos correspondientes, se tiene que:

$$\text{Apriete máximo} = \text{Dimensión máxima de 2} - \text{Dimensión mínima de 1}$$

$$\text{Apriete mínimo} = \text{Dimensión mínima de 2} - \text{Dimensión máxima de 1}$$

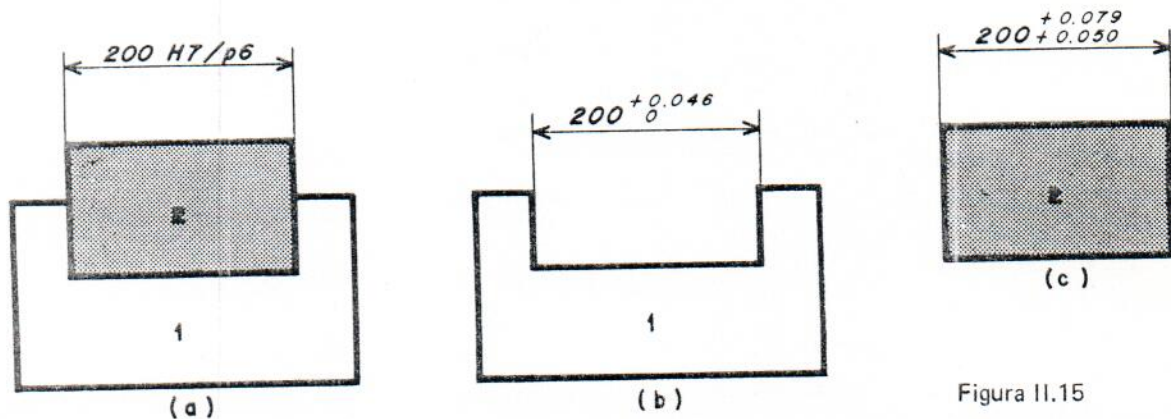


Figura II.15

$$\text{Apriete máximo} = 200.079 - 200.000 = 0.079$$

$$\text{Apriete mínimo} = 200.050 - 200.046 = 0.004$$

La tolerancia funcional será:

$$TF = A_{\text{máx.}} - A_{\text{míni.}} = 0.079 - 0.004 = 0.075$$

Además,

$$IT_1 = 200.046 - 200 = 0.046$$

$$IT_2 = 200.079 - 200.050 = 0.029$$

$$IT_1 + IT_2 = 0.046 + 0.029 = 0.075$$

7. TOLERANCIAS GENERALES

Es frecuente encontrar en dibujos técnicos, la anotación general de la tolerancia de las dimensiones que no se han especificado particularmente. En su mayoría, los valores son arbitrarios y resultan tolerancias muy cerradas en unos casos y muy abiertas en otros.

Para uniformizar criterios, se recomienda utilizar una especificación del tipo JS11 a JS13 para los casos en que la dimensión no sea funcional. De este modo, se tendrán IT que dependerán de la dimensión nominal.

Para las tolerancias JS, con calidad de 11 a 13 se tiene:

	Dímetros en mm											
	≤ 3	> 3 a 6	> 6 a 10	> 10 a 18	> 18 a 30	> 30 a 50	> 50 a 80	> 80 a 120	> 120 a 180	> 180 a 250	> 250 a 315	> 315 a 400
JS 11 y js 11	± 30	± 37	± 45	± 55	± 65	± 80	± 95	± 110	± 125	± 145	± 160	± 180
JS 12 y js 12	± 50	± 60	± 75	± 90	± 105	± 125	± 150	± 175	± 200	± 230	± 260	± 285
JS 13 y js 13	± 70	± 90	± 110	± 135	± 165	± 195	± 230	± 270	± 315	± 360	± 405	± 445

IT de la tabla en μm .

BIBLIOGRAFIA

- Norma Internacional de Tolerancias y Ajustes ISOR 286/1963.
 Norma Mexicana de Tolerancias y Ajustes NOM Z23/1973.
Gammes d'usinage et analyses de phases. J. KARR, Dunod, París, 1970.
Guide du dessinateur industriel. A. Chavalier, Hachette, París, 1969.