

## TOLERANȚE ȘI CONTROL DIMENSIONAL

### 1. Tolerarea dimensională

Numărul relativ ridicat de factori incontrollabili ce însoțesc orice proces de prelucrare și de control conduce la obținerea unor dimensiuni efective ale pieselor, diferite atât de una la cealaltă, cât și față de *dimensiunea nominală*  $N$ , ce caracterizează piesa ideală. Prin urmare, cu precădere în cazul suprafețelor de importanță funcțională, se impune ca proiectantul să prescrie odată cu dimensiunea nominală și două *dimensiuni limită*, ce constituie valorile extreme între care trebuie să se găsească dimensiunea efectivă, constatată prin măsurare. Cea mai mare dintre acestea poartă denumirea de *dimensiune maximă*,  $D_{max}$  ( $d_{max}$ ), iar cea mică, de *dimensiune minimă*,  $D_{min}$  ( $d_{min}$ ).

Diferența algebrică dintre dimensiunea maximă, respectiv minimă, și dimensiunea nominală corespunzătoare se numește *abatere superioară*,  $ES$  ( $es$ ), respectiv *inferioară*,  $EI$  ( $ei$ ).

Toleranța unei dimensiuni,  $IT_{x_D}$  ( $IT_{x_d}$ ), reprezintă domeniul de dispersie admisibil pentru variația dimensiunii efective, adică diferența dintre dimensiunile maximă și minimă sau diferența algebrică dintre abaterea superioară și cea inferioară. Din definițiile anterioare se deduce faptul că toleranța este o mărime pozitivă întotdeauna, în timp ce abaterile sunt mărimi afectate de semn.

Într-o asamblare, suprafața cuprinzătoare, împreună cu zona limită adiacentă, se numește *alezaj*, iar suprafața cuprinsă, împreună cu zona limită adiacentă, se numește *arbore*. Asamblarea dintre alezaj și arbore, caracterizată printr-un raport bine definit al dimensiunilor de contact, înainte de asamblare, poartă denumirea de *ajustaj*. Alezajul și arborele în cauză au aceeași dimensiune nominală  $D_{nom} = d_{nom}$ . Pentru notațiile referitoare la elementele ce caracterizează un ajustaj se utilizează majuscule, iar cele ce definesc un arbore, se utilizează minuscule. Această regulă este respectată în relațiile de definire abaterilor și toleranțelor prezentate în *tabelul 1*, precum și în reprezentarea (asimetrică și anamorfozată) a elementelor unui ajustaj cilindric (*figura 1*).

Tab. 1. Definierea abaterilor și toleranțelor

Suprafață conjugată	Abatere inferioară	Abatere superioară	Toleranță
Arbore	$ei = d_{min} - d_{nom}$	$es = d_{max} - d_{nom}$	$IT_{x_d} = d_{max} - d_{min} = es - ei$
Alezaj	$EI = D_{min} - D_{nom}$	$ES = D_{max} - D_{nom}$	$IT_{x_D} = D_{max} - D_{min} = ES - EI$

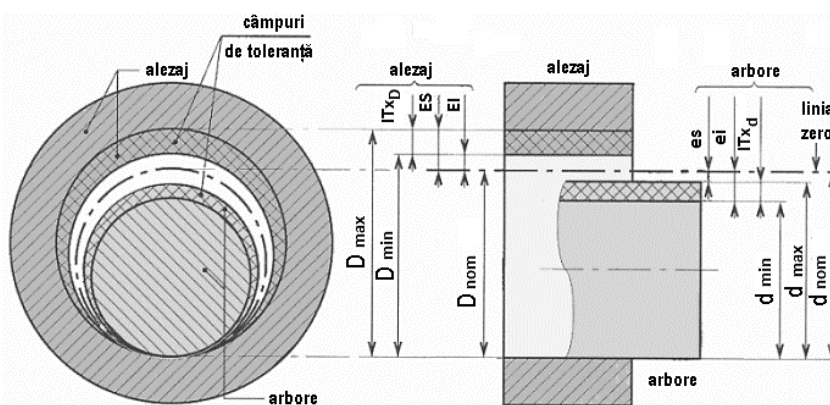


Fig. 1 Explicativă pentru definiția dimensiunilor, abaterilor și toleranțelor unui ajustaj cilindric

În funcție de raportul *dimensiunilor efective* ale suprafețelor de contact aparținând alezajului și arborelui,  $D$  și respectiv  $d$ , există trei *grupe de ajustaje*, corespunzător dezideratelor funcționale urmărite:

- – cu joc,  $J$ :  $D/d > 1 \Rightarrow J = D - d > 0$  ;
- – incerte (intermediare):  $D/d \rightarrow 1$  ;
- – cu strângere,  $S$ :  $D/d < 1 \Rightarrow S = d - D > 0$  .

*Ajustajele cu joc* se prescriu în situațiile în care este necesară asigurarea mobilității între piesele conjugate la montare, demontare și/sau în funcționare. *Ajustajele incerte* se prescriu în scopul realizării

unei precizii de asamblare ridicate, fiind folosite ca asamblări fixe, realizate prin intermediul unor organe de mașini. Ajustajele cu strângere se folosesc pentru asigurarea fixării, piesele funcționând solidar.

În scopul creșterii eficienței economice a activităților de proiectare și fabricație, s-a limitat numărul de cazuri posibile de ajustaje prin adoptarea a două sisteme de ajustaj: *alezaj unitar*, ce presupune un alezaj cu  $EI = 0$ , notat cu **H**, și *arbore unitar*, al cărui arbore notată cu **h**, are  $es = 0$ .

În cadrul fiecărei grupe de ajustaj există mai multe feluri de ajustaj, determinate de abaterea fundamentală a piesei neunitare. Astfel, în sistemul alezaj unitar, preferat în practică din punct de vedere economic, arborii simbolizați cu **a, b, c, cd, d, e, ef, f, fg, g, h** formează ajustaje cu joc, cei simbolizați cu **js, j, k, m, n** determină ajustaje incerte, iar cei notați cu **p, r, s, t, u, v, x, y, z, za, zb, zc**, ajustaje cu strângere. În mod similar, în sistemul arbore unitar, alezajele simbolizate cu **A, B, C, CD, D, E, EF, F, FG, G, H** formează ajustaje cu joc; cele simbolizate cu **JS, J, K, M, N** determină ajustaje incerte, iar cele notate cu **P, R, S, T, U, V, X, Y, Z, ZA, ZB, ZC**, ajustaje cu strângere.

Symbolizarea ISO a ajustajelor presupune precizarea cotei nominale, urmată de o fracție, având la numărător simbolul clasei de toleranță a alezajului, iar la numitor simbolul clasei de toleranță a arborelui. Prin *clasa de toleranță* se precizează atât abaterea fundamentală, cât și treapta de toleranță a dimensiunii unei suprafețe.

## 2. Tolerarea geometrică

Toleranțele geometrice sunt definite, conform ISO, prin intermediul unor zone de toleranță de diferite forme și extinderi, care, pentru respectarea condiției de precizie impuse, trebuie să conțină elementul real (suprafață, axă, profil etc.) tolerat.

Toleranțele geometrice sunt reprezentate pe desen într-un cadru dreptunghiular, împărțit în două sau mai multe casete (*figura 2*). În prima casetă se înscrie simbolul caracteristicii geometrice, în a doua valoarea și, eventual, forma zonei de toleranță și posibili modificatori, iar în casetele suplimentare se precizează, cu majuscule, elementul(-ele) geometric(-e) sau sistemul de referință, cu posibili modificatori adiționali. Cadrul dreptunghiular se leagă de elementul geometric tolerat, printr-o linie terminată cu o săgeată, iar specificarea elementului geometric de referință presupune indicarea acestuia printr-o linie terminată cu un triunghi, de o casetă în interiorul căreia notarea este realizată cu o majusculă.

După cum săgeata se sprijină pe linia de contur a piesei sau pe o linie ajutătoare, nu în dreptul unei linii de cotă (*figura 2.a*) sau, din contră, în dreptul acesteia (*figura 2.b*), toleranța geometrică se referă la suprafața sau profilul în cauză, respectiv la axa sau planul de simetrie al elementului geometric cotat. O interpretare similară legată de elementul geometric de referință ține cont de modalitatea de reprezentare a triunghiului înnegrit.

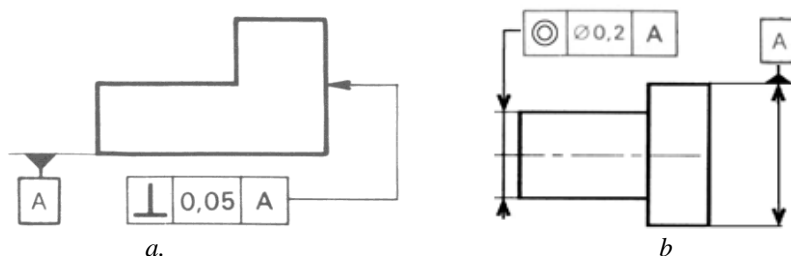


Fig. 2. Exemple de tolerare geometrică

## 3. Elemente de metrologie

La selecția unui mijloc de măsurare, pentru respectarea criteriului metrologic, printre alte condiții, este important să se verifice recomandarea generală

$$v_a \leq 1/5 IT_x \quad , \quad \text{unde } v_a - \text{valoarea diviziunii (rezoluția) mijlocului de măsurare.}$$

## Bibliografie

- [1] G. Henzold, *Geometrical Dimensioning and Tolerancing for Design, Manufacturing and Inspection*, Second Edition, Elsevier Ltd, 2006.
- [2] L. Niculiță, *Tolerarea și măsurare dimensională și geometrică*, Editura Tehnică, București, 2001.

**Subiecte propuse:**

1. Definirea și utilizarea grupelor și a sistemelor de ajustaje.
2. Recunoașterea și interpretarea toleranțelor dimensionale și geometrice specificate în cadrul lucrării de licență.
3. Aplicarea criteriului metrologic pentru selecția unui mijloc adecvat de măsurare a dimensiunilor tolerate precizate în cadrul lucrării de licență.