

**FACULTATEA DE CONSTRUCȚII DE MAȘINI
ȘI MANAGEMENT INDUSTRIAL**

Florentin Cioată

Adriana Munteanu

TOLERANȚE ȘI CONTROL DIMENSIONAL
Suport de curs

- principiul interschimbabilității;
- precizia prelucrării, abateri de prelucrare;
- precizia formei, abateri de formă macrogeometrică;
- precizia formei, abateri de formă microgeometrică;
- precizia orientării, abateri de orientare;
- precizia poziției relative, abateri de poziție relativă;
- toleranțe generale.

Iași, 2016

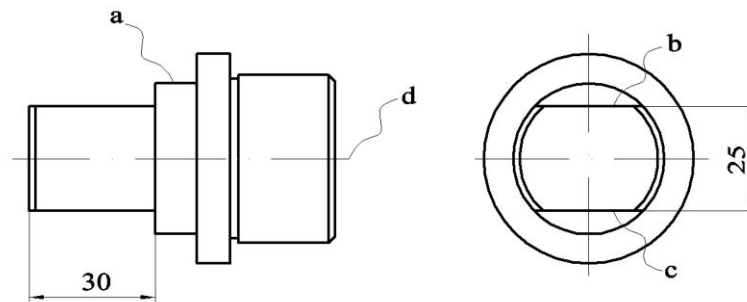
Introducere

Obiectul disciplinei Toleranțe și control dimensional

Un produs finit (gata pentru utilizare sau pentru montare) este precizat prin desenul produsului finit sau desenul de reper. Pe desenul de reper sunt indicate toate condițiile tehnice necesare executării produsului: dimensiunile liniare și/sau unghiulare, toleranțele acestora, condiții pentru rugozitatea suprafețelor, toleranțe pentru abateri de formă, orientare, poziție relativă ale suprafețelor, condiții de tratament termic, etc.

Pentru a asigura calitatea funcțională a produsului, toți acești parametri trebuie să aibă prevăzute valori limită între care se poate considera că produsul funcționează corect.

În cazul dimensiunilor, valorile limită pentru acestea se stabilesc deoarece este imposibilă executarea unei piese cu dimensiunile la valorile precis matematice; nici nu este absolut necesar acest lucru, pentru că o piesă poate funcționa la fel de bine și într- un interval de dimensiuni calculat corespunzător.



Exemplu: se consideră un arbore care are la capete două fusuri de lagăr; acestea trebuie executate la dimensiunea de 25 mm. Pentru că, practic, nu se pot realiza la valoarea matematic exactă, se prevede un interval în care se poate găsi diametrul fusurilor, interval cuprins între două dimensiuni limită (dimensiunea maximă și dimensiunea minimă); dacă diametrul obținut în urma prelucrării se va afla între aceste dimensiuni limită, atunci este asigurată buna funcționare a produsului. De aici rezultă faptul că nici nu este necesară executarea arborelui la valoarea exactă de 25 mm, deoarece el va funcționa la fel de bine în intervalul de dimensiuni prevăzut. Acest interval, respectiv aceste dimensiuni limită nu se stabilesc la întâmplare, ci se calculează astfel încât să fie asigurată funcționarea corectă a piesei.

În același fel se procedează nu numai în cazul dimensiunilor liniare și/sau unghiulare, ci și pentru forma, orientarea, poziția relativă, rugozitatea suprafețelor și nu numai la piese cilindrice netede, ci și la piese (organe de mașini) cu diferite forme: conice, filetate, canelate, dințate, etc.

Stabilirea intervalului de valori limită între care se pot realiza parametrii geometrici ai pieselor, reprezintă obiectul părții de disciplină: Toleranțe.

Pentru a se stabili dacă produsul realizat (executat) are parametrii geometrici (dimensi-

ni, formă, orientare, poziție relativă, rugozitate) cuprinși între valorile limită impuse, este necesar ca acești parametri să fie controlați; aceasta implică cunoașterea

metodelor de măsurare a diferențelor parametri geometrici la diverse organe de mașini, precum și a mijloacelor de control corespunzătoare.

Stabilirea metodelor și mijloacelor de măsurare pentru controlul parametrilor geometrici ai pieselor reprezintă obiectul părții de disciplină: Control dimensional.

Concluzie:

Obiectul disciplinei Toleranțe și control dimensional îl constituie stabilirea (și cunoașterea modului de stabilire) intervalului de valori limită (toleranțe) între care trebuie realizați parametrii geometrici ai organelor de mașini și alegerea metodelor și mijloacelor de control al acestor parametri.

Bibliografie

1. CIOATĂ, F., Toleranțe și control dimensional, Note de curs.
2. CIOATĂ, F., MUNTEANU A., Manual de aplicații la Toleranțe și control dimensional, îndrumar de laborator, Iași, 2015.
3. CROITORU, I., UNGUREANU C., Control tehnic, Chișinău, Ed. Tehnica Info, 2004.
4. DRAGU, D. Toleranțe și măsurători tehnice, București, Ed. Didactică și pedagogică, 1982.
5. MIRCEA, D. Controlul dimensional în construcția de mașini, Iași, Ed. Tehnopress, 2004.
6. POPA V, ș.a., Toleranțe și control dimensional, Chișinău, Ed. Tehnica Info, 2006.
7. x x x, SR ISO 1302- 1995, Starea suprafețelor. Sistemul liniei medii. Parametrii de profil ai rugozității.
8. x x x, STAS 1004- 86, Asamblări cu pene paralele. Dimensiuni
9. x x x, STAS 1005- 86, Asamblări cu pene disc. Dimensiuni
10. x x x, STAS 2810- 86, Mijloace de măsurare. Terminologie.
11. x x x, STAS 7391- 91, Toleranțe geometrice. Toleranțe pentru abaterea de la simetrie..
12. x x x, Organe de mașini. Elemente de asamblare (culegere de standarde).
13. x x x, Sistemul ISO de toleranțe și ajustaje (culegere de standarde).

Interschimbabilitatea

Interschimbabilitatea este un principiu tehnico- economic conform căruia orice produs industrial trebuie să satisfacă cerințele de fabricație și exploatare, prin executare parametrilor geometrici și de calitate între anumite limite specificate, astfel încât piesele să poată fi realizate independent și să se poată monta fără prelucrări suplimentare.

Piese din componența ansamblurilor și subansamblurilor (mecanisme, dispozitive, echipamente, mașini, utilaje, etc.) trebuie să îndeplinească o serie de cerințe care să asigure calitatea funcționării ansamblului din care fac parte și anume:

- să execute mișcările în limitele impuse;
- să reziste la solicitările la care sunt supuse;
- să aibă parametrii geometrici și de calitate între limitele stabilite;
- să poată fi montate fără ajustări suplimentare;
- să poată fi înlocui ușor piese noi, în caz de defectare.

Dacă piesele îndeplinesc și ultimile două cerințe, înseamnă că sunt interschimbabile, adică se pot executa independent una de alta, în locuri diferite, se pot monta, la locul de funcționare, fără a fi ajustate (prelucrate) suplimentar, iar în caz de defectare, se pot înlocui rapid cu altele noi, de același fel.

Interschimbabilitatea se clasifică după următoarele criterii:

C1. Modul în care se realizează:

a. interschimbabilitate totală (completă) conform căreia piesele se pot monta la locul de funcționare fără nici o ajustare, realizându-se jocul sau strângerea de montare (se păstrează caracterul ajustajului);

Exemple: - o piuliță cu o dimensiune dată se va îmbina cu un șurub cu aceeași dimensiune, indiferent de locul și data executării celor două piese;
- cheia fixă folosită la strângerea unei piulițe trebuie să se aplice cu un anumit joc la toate piulițele cu aceeași dimensiune.

b. interschimbabilitate parțială (incompletă) conform căreia piesele se pot monta la locul de montare fără a fi ajustate, dar nu se mai realizează jocul sau strângerea în îmbinare (se schimbă caracterul ajustajului).

Exemplu: se consideră îmbinarea dintre locașul filetat dintr- un bloc motor și prezonul folosit pentru montarea chiulasei; îmbinarea filetată se realizează cu o strângere specificată, care nu poate fi asigurată de piesele conjugate, cu toate că se montează fără ajustări. Pentru menținerea strângerii necesare (realizarea unei interschimbabilități totale) piesele conjugate se împart pe grupe de dimensiuni, montându- se apoi piesele pereche din aceeași grupă.

C2. Dimensiunile unităților de montare (ansambluri) la care se referă:

a. interschimbabilitate exterioară este interschimbabilitatea unităților de montare care se referă la dimensiunile de montare ale acestora;

Exemplu: se consideră un rulment radial cu bile (fig.1.); este o unitate de montare compusă din mai multe repere: inel exterior 1, inel interior 2, corpuri de rostogolire 3 (bile), colivie 4, fiecare piesă având dimensiunile ei de montare în rulment.

La montarea rulmentului în ansamblul în care funcționează se iau în considerare numai trei dimensiuni: diametrul exterior d , al inelului exterior, diametrul interior D , al inelului interior, lățimea b a inelelor.

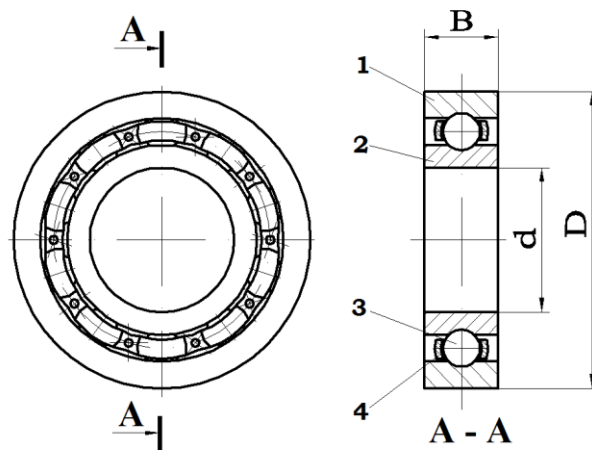


Fig. 1

Dacă aceste dimensiuni asigură montarea rulmentului fără ajustări suplimentare, atunci s- a realizat interschimbabilitatea exterioară

b. interschimbabilitate interioară este interschimbabilitatea pieselor componente ale unităților de montare, care se referă la dimensiunile cu care se montează piesele în unitățile de montare.

Exemplu: se consideră rulmentul radial cu bile din fig.1; piesele componente al acestuia se montează, pe baza interschimbabilității totale sau parțiale, la fabricarea rulmentului, fără a interesa pe utilizatorul rulmentului.

Legătura interschimbabilității cu etapele procesului de prelucrare.

Interschimbabilitatea este rezultatul preciziei de prelucrare, fiind determinată de toate etapele procesului de prelucrare, începând cu etapa de proiectare, prelucrare efectivă, control, exploatare și întreținere.

1. Legătura interschimbabilității cu proiectarea. Pentru realizarea de piese interschimbabile, este necesară proiectarea organelor de mașini cu forme cât mai simple și cât mai tehnologice, în scopul obținerii acestora cu preț de cost mic al prelucrării.

2. Legătura interschimbabilității cu producția. Legătura dintre interschimbabilitate și producție este hotărâtoare în producția de serie mare și de masă a pieselor; în cazul pieselor interschimbabile, procesul de producție se poate organiza în flux, pe operații simple, utilizându-se mașini prelucătoare specializate, automate și agregate. Se simplifică trecerea prelucrării de la un produs la altul și face posibilă executarea de piese diferite în unități de producție diferite.

3. Legătura interschimbabilității cu controlul. Controlul pieselor interschimbabile executate în serie necesită utilizarea de mijloace de măsurare automate și elemente normalizate, precum și metode preventive de control, care să asigure prevenirea apariției rebuturilor.

4. Legătura interschimbabilității cu exploatarea și întreținerea produselor. La exploatarea mai multor utilaje de același tip constituite din piese interschimbabile, se pot asigura, din timp, piese de schimb interschimbabile; aceasta reduce foarte mult timpul de staționare a utilajelor pentru reparare, înlăturarea

defecțiunilor făcându-se prin înlocuirea pieselor defecte cu piese de schimb executate din timp.

Precizia prelucrării. Abateri de prelucrare

1. Precizia prelucrării, abateri de prelucrare

Calitatea unui produs depinde de un complex de mărimi ale căror valori sunt stabilite în faza de proiectare constructivă a produsului cât și faza tehnologică de executare a acestuia.

Indiferent de procedeul de prelucrare a pieselor (turnare, matrițare, aşchiere, deformare plastică, etc), calitatea acestora este determinată de valorile efective ale parametrilor caracteristici (dimensionale, geometrice, fizico-mecanici).

Datorită factorilor care intervin în timpul prelucrării pieselor, acești parametri se obțin cu abateri numite abateri de prelucrare.

Abaterile de prelucrare sunt diferențele cu care se obțin dimensiunile, forma, orientarea și poziția relativă a pieselor în timpul prelucrării lor.

Cauzele apariției abaterilor de prelucrare sunt elementele procesului de prelucrare: mașina-unealtă, sculele, dispozitivul de prindere a sculei, dispozitivul de prindere a semifabricatului, semifabricatul, operatorul,

Ordinul de mărime a abaterilor de prelucrare determină precizia prelucrării pieselor.

Precizia prelucrării este gradul de concordanță dintre parametrii dimensionali și geometrice ai piesei prelucrate și aceiași parametri stabiliți prin desenul de execuție.

Precizia prelucrării se evaluează pe baza următoarelor componente:

- precizia dimensională, definită drept gradul de concordanță dintre dimensiunile piesei executate și dimensiunile specificate pe desenul de execuție; se evaluează prin mărimea abaterilor dimensionale;
- precizia formei suprafețelor este gradul de concordanță dintre forma cu care se obține piesa în urma prelucrării și forma prescrisă pe desenul de execuție al piesei; se evaluează prin mărimea abaterilor de formă macro și microgeometrică a suprafețelor;
- precizia orientării suprafețelor, definită drept gradul de concordanță dintre orientarea cu care se obține piesa în urma prelucrării și orientarea specificată pe desenul de execuție al piesei; se evaluează prin mărimea abaterilor de orientare a suprafețelor;
- precizia poziției relative a suprafețelor, definită drept gradul de concordanță dintre poziția relativă a suprafețelor obținute în urma prelucrării și poziția relativă a suprafețelor specificată pe desenul de execuție al piesei; se evaluează prin mărimea abaterilor de poziție relativă a suprafețelor.

2. Necesitatea cunoașterii toleranțelor dimensionale și geometrice

Un produs finit (gata spre a fi utilizat sau montat) este precizat prin esenul produsului finit sau desenul de execuție.

Pe desenul de execuție sunt indicate toate condițiile tehnice necesare executării produsului: dimensiuni liniare și unghiulare și toleranțele lor, condiții pentru rugozitatea suprafețelor, toleranțe pentru abaterile de formă, orientare și poziție relativă, condiții de tratament termic, etc.

Pentru a asigura calitatea funcțională a produsului, toți parametrii dimensionali și geometrice trebuie să aibă prevăzute valori limită între care se poate considera că produsul funcționează corect.

În cazul dimensiunilor liniare, valorile limită se stabilesc pentru că este imposibilă execuția unei piesei cu dimensiunile la valorile precis matematice (datorită ămpreciziei procesului de prelucrare); nici nu este necesar acest lucru pentru că o piesă poate funcționa la fel de bine având dimensiunile într- un interval calculate corespunzător. Spre exemplu, se consideră o piesă e tip arbore care are executate prin pe suprafața cilindrică **a**, două suprafețe plane **b** și **c**, cu distanța dintre ele de 25 mm (figura 1.2).

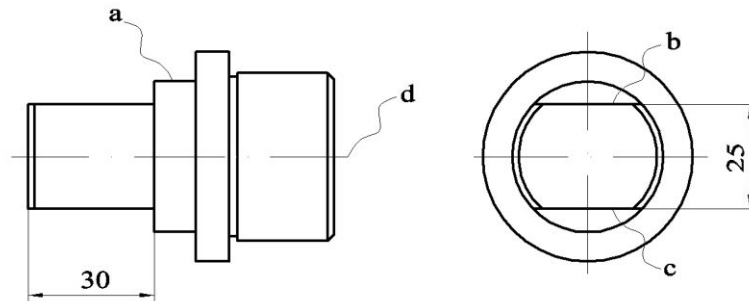


Figura 2 Piesă tip arbore

Pentru că, practic, această dimensiune nu se poate realiza la valoarea matematic exactă, se prevede un interval în care se poate găsi dimensiunea efectivă, interval cuprins între două dimensiuni limită (o dimensiune maximă și o dimensiune minimă). Dacă dimensiunea obținută la prelucrarea prin frezare se va afla între aceste limite, este asigurată buna funcționare a piesei.

De aici rezultă faptul că, nici nu este necesară executarea suprafețelor plane la valoarea exactă prescrisă de 25 mm, pentru că va funcționa la fel de bine și în intervalul de dimensiuni stabilit. Acest interval, respectiv, aceste dimensiuni limită nu se stabilesc la întâmplare, ci, se calculează astfel încât să fie asigurată funcționarea corectă a piesei.

În ceea ce privește forma suprafețelor **b** și **c**, nu se pot realiza plane ci se vor obține cu abatere de la planitate. De aceea, pentru ca piesa să funcționeze corect, se va stabili o zonă corespunzătoare în care se va găsi forma fiecărei suprafețe.

De asemenea, cele două suprafețe nu pot fi realizate simetric față de axa de rotație **d**, a piesei, fiind necesară stabilirea unei abateri maxime admise pentru abaterea de la simetria suprafețelor pentru ca piesa să funcționeze corect. În același fel se procedează pentru toate dimensiunile liniare și unghiulare, pentru forma macro și microgeometrică, orientarea și poziția relativă a suprafețelor piesei, pentru care se stabilesc intervale de valori, respective, abateri maxime admise, toate acestea fiind denumite toleranțe.

Toleranțele dimensionale și geometrice ale parametrilor dimensionali și geometrici ai pieselor se înscriu pe desenele de execuție prin simboluri grafice, literale și numerice, stabilite convențional prin standarde.

Modul de stabilire a toleranțelor dimensionale și geometrice și de notare pe desenele de execuție trebuie cunoscut de către proiectanți pentru a se asigura funcționarea corectă a pieselor proiectate.

Deasemenea tehnologii și executanții, ca utilizatorii desenele de execuție trebuie să fie în măsură să identifice toleranțele dimensionale și geometrice prescrise de proiectanți și să cunoască semnificația acestora, pentru a realiza piesele cu parametri dimensionali și geometrici care să asigure rolul funcțional al pieselor.

Toleranțe dimensionale. Ajustaje.

1. Dimensiuni. Abateri limită. Toleranța dimensiunii

Dimensiuni. Criterii de clasificare a dimensiunilor.

Dimensiunea este numărul care exprimă, în unitatea de măsură stabilită, valoarea numerică a unei lungimi sau a unui unghi.

Exemple: valoarea diametrului unei suprafețe cilindrice, adâncimea unei găuri, înălțimea unei piese, valoarea unghiului dintre două suprafețe plane, dintre etc.

Cota este dimensiunea înscrisă pe desen.

Dimensiunile întâlnite în construcția de mașini se clasifică după următoarele criterii:

C1. După natura mărimii pe care o caracterizează:

- dimensiuni liniare exprimă valoarea numerică a unei lungimi, în unitatea de măsură a lungimii: metrul [m] (în construcția de mașini, pentru exprimarea dimensiunilor liniare se utilizează ca unitate de măsură milimetrul [mm]);
- dimensiuni unghiulare exprimă valoarea numerică a unui unghi, în unitatea de măsură corespunzătoare: radiani sau grade.

C2. După poziția suprafețelor la care se referă (figura 1):

- dimensiune exterioară* sau *arbore*: dimensiunea unei suprafețe exterioare sau cuprinsă, chiar dacă nu este cilindrică;
- dimensiune interioară* sau *alezaj*: dimensiunea unei suprafețe interioare sau cuprinzătoare, chiar dacă nu este cilindrică.

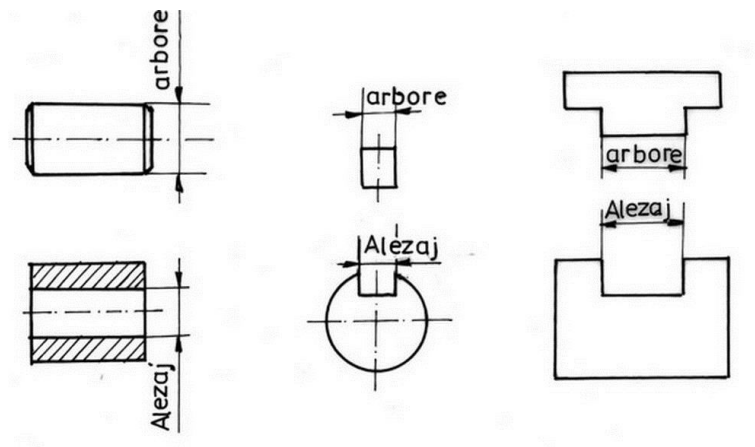


Figura 1 Arbori și alezaje

Notă:

- noțiunile de arbore și alezaj, cu sens de dimensiuni, nu trebuie confundate cu noțiunile de arbore și alezaj cu sens de suprafețe cuprinse, respectiv cuprinzătoare; în calcule notațiile pentru arbori se fac cu literă mică;
- noțiunile de arbore și alezaj, cu sens de dimensiuni, nu trebuie confundate cu noțiunile de arbore și alezaj cu sens de organe de mașini de tip arbore, respectiv de tip alezaj; în calcule, notațiile pentru alezaje se fac cu literă mare.

C3. După modul în care se obțin:

- a. *dimensiune nominală*: este dimensiunea stabilită de proiectant din considerente funcționale sau din calculul de rezistență; față de dimensiunea nominală se stabilesc dimensiunile, respectiv abaterile limită și toleranța dimensiunii; dimensiunile nominale se mai cunosc drept dimensiuni ideale sau teoretice, deoarece ele nu pot fi realizate la valorile prescrise. Dimensiunea nominală se notează cu litera mare N, atât pentru arbori cât și pentru alezaje;
- b. *dimensiune teoretică exactă*: dimensiunea pentru care nu se prescrie toleranță; ea determină poziția unor elemente geometrice (dreaptă, plan, suprafață) ale unei piese. Se înscrie pe desen, încadrată într- un dreptunghi (de aceea se mai numește dimensiune încadrată).
- c. *dimensiune reală*: dimensiunea cu care se obține piesa în urma prelucrării mecanice; valoarea ei este diferită de dimensiunea nominală, datorită abaterilor de prelucrare.
- d. *dimensiune efectivă*: dimensiunea care se obține în urma măsurării dimensiunii reale; valoarea ei este diferită de dimensiunea reală, respectiv nominală, datorită erorilor de măsurare.

C4. După rolul (utilizarea) pe care îl au în funcționarea pieselor:

- a. dimensiuni constructive sunt dimensiunile înscrise în documentația de proiectare a pieselor; se împart în:
 - *dimensiuni funcționale*: dimensiuni stabilite din condiții de funcționare corectă, de rezistență la solicitări și de rigiditate;
 - *dimensiuni de montare*: dimensiunile după care se montează piesele în îmbinări și formează ajustaje; ele pot coincide cu dimensiunile funcționale;
 - *dimensiuni nefuncționale* (libere): dimensiunile ale căror suprafețe nu vin în contact cu alte suprafețe, deci nu formează ajustaje;
 - *dimensiuni auxiliare*: dimensiunile care se obțin prin sumarea altor dimensiuni și determină gabaritul pieselor; pe desen, se indică între paranteze;
- b. dimensiuni tehnologice (de execuție sau intermediare): dimensiunile cu care se obțin piesele în fazele procesului de fabricație, de la stadiul de semifabricat la cel de piesă finită.

C5. După limitele intervalului de dimensiuni pe care îl determină:

- a. dimensiune maximă: este dimensiunea cea mai mare a intervalului de valori stabilit; se notează:
 - pentru arbori: d_{max} ;
 - pentru alezaje: D_{max} .
- dimensiunea minimă: este dimensiunea cea mai mică a intervalului de valori stabilit; se notează:
 - pentru arbori : d_{min} ;
 - pentru alezaje: D_{min} .

Notă: dimensiunile maximă și minimă se numesc dimensiuni limită și stabilesc limitele intervalului de valori între care se află dimensiunea efectivă a piesei, obținută în urma prelucrării și cunoscută la măsurare.

C6. După limitele de material pe care le caracterizează:

- a. dimensiune la maxim de material (limită Trece): este dimensiunea limită corespunzătoare maximului de material și care este :
 - pentru arbori: d_{\max} ;
 - pentru alezaje: D_{\min} .
- b. dimensiune la minim de material (limită Nu Trece): este dimensiunea limită corespunzătoare minimului de material și care este :
 - pentru arbori: d_{\min} ;
 - pentru alezaje: D_{\max} .

Abateri dimensionale

Abaterile dimensionale sunt diferențele dintre dimensiunea efectivă și dimensiunea nominală, respectiv, diferențele dintre dimensiunile limită și dimensiunea nominală.

De aceea, se definesc următoarele abateri dimensionale:

Abatere efectivă este diferența dintre dimensiune efectivă și dimensiunea nominală; abaterile efective se mai cunosc drept *abateri de prelucrare*, fiind abaterile cu care se obțin dimensiunile pieselor, în urma prelucrării (pentru asigurarea preciziei prelucrării, ele trebuie să se încadreze între abaterile limită stabilite). Abaterile efective se notează:

- pentru arbori: $a = E_d - N$;
- pentru alezaje: $A = E_D - N$.

Abateri limită sunt diferențele dintre dimensiunile limită prescrise și dimensiunea nominală; deoarece caracterizează dimensiunea maximă, respectiv, dimensiunea minimă, abaterile limită se clasifică în:

a. *abaterea superioară*: este diferența dintre dimensiunea maximă și dimensiunea nominală; se notează:

- pentru arbori: $es = d_{\max} - N$; se obține: $d_{\max} = N + es$;
- pentru alezaje: $ES = D_{\max} - N$; se obține: $D_{\max} = N + ES$.

b. *abatere inferioară*: este diferența dintre dimensiunea minimă și dimensiunea nominală; se notează:

- pentru arbori: $ei = d_{\min} - N$; se obține: $d_{\min} = N + ei$;
- pentru alezaje: $EI = D_{\min} - N$; se obține: $D_{\min} = N + EI$.

Toleranța dimensională.

Toleranța dimensională este diferența dintre dimensiunile limită (dimensiunea maximă și dimensiunea minimă) sau diferența dintre abaterile limită (abaterea superioară și abaterea inferioară). Se calculează astfel:

- pentru arbori: $ITa = d_{\max} - d_{\min} = N + es - (N + ei)$

$$ITa = es - ei;$$

- pentru alezaje: $ITA = D_{\max} - D_{\min} = N + ES - (N + EI)$

$$ITA = ES - EI.$$

Notă: toleranța are o valoare pozitivă, întotdeauna (deoarece reprezintă diferența dintre o dimensiune maximă și o dimensiune minimă, respectiv, diferența algebrică a abaterilor limită, chiar dacă acestea sunt negative).

2. Reprezentarea grafică a dimensiunilor, abaterilor limită și toleranțelor

Pentru reprezentarea grafică a dimensiunii nominale, a dimensiunilor și abaterilor limită și a toleranțelor, este necesară definirea următoarelor noțiuni:

Linia zero sau linia dimensiunii nominale este linia aleasă, convențional, pentru definirea abaterilor limită și a toleranțelor; față de ea se determină abaterile superioară și inferioară și se stabilește poziția toleranței dimensiunii considerate. Pe reprezentarea grafică, linia *zero* este o dreaptă notată 00 (este linia abaterilor egale cu zero) și corespunde dimensiunii nominale.

Linia abaterilor este linia perpendiculară pe linia *zero*, care se folosește pentru determinarea mărimii și semnului abaterilor limită: abaterile situate deasupra liniei *zero* au semnul +, iar cele aflate sub linia *zero*, au semnul –.

Câmp (zonă) de toleranță este spațiul dintre liniile dimensiunilor sau abaterilor limită. Câmpul de toleranță se reprezintă sub formă de dreptunghi cu lățimea egală cu toleranța dimensiunii și lungime (pe direcția liniei *zero*) oricât de mare sau de mică (atât cât este necesar); câmpul de toleranță se notează și se hașurează astfel:

- pentru arbori se notează cu litere mici, și se hașurează cu linii înclinate de la stânga la dreapta mai dese;
- pentru alezaje se notează cu litere mari, și se hașurează cu linii înclinate de la dreapta la stânga mai rare.

Mărimea câmpului de toleranță este dată de mărimea toleranței, iar poziția acestuia față de linia *zero* este determinată de abaterea fundamentală.

Abatere fundamentală este abaterea limită cea mai apropiată de linia *zero* și care determină poziția câmpului de toleranță față de linia *zero*; ea are aceeași notație ca și câmpul de toleranță și poate fi:

- abaterea inferioară, pentru câmpurile situate deasupra liniei *zero*;
- abaterea superioară, pentru câmpurile situate sub linia *zero*.

Dimensiunile, abaterile limită și toleranțele dimensionale se reprezintă grafic, în trei moduri:

- reprezentarea pe desenul piesei;
- reprezentarea grafică completă;
- reprezentarea grafică simplificată.

Pentru exemplificare, se consideră două piese prelucrate prin procedeul de frezare: o piesă de tip alezaj (figura 2.a), la care lățimea D , a canalului este o dimensiune interioară (un alezaj) și o piesă de tip arbore – o riglă (figura 2.b), la care lățimea d , este o dimensiune exterioară (un arbore).

Din desen, se obțin următoarele elemente dimensionale ale alezajului și arborelui:

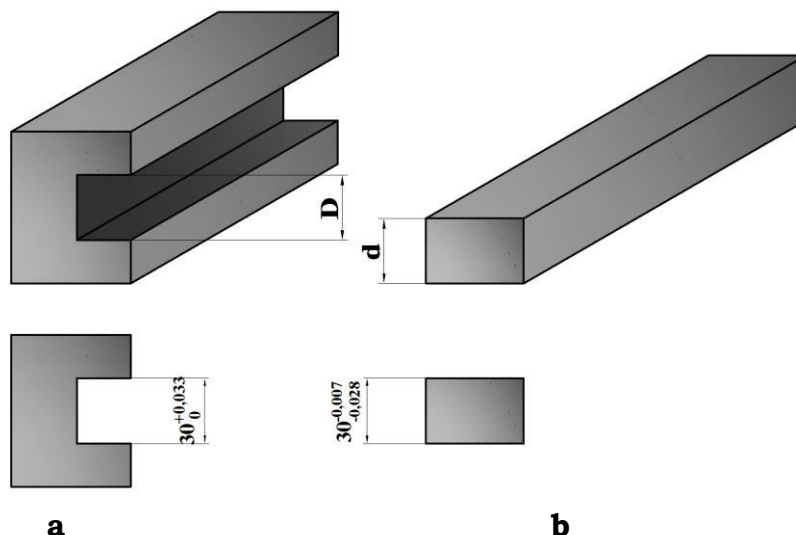


Figura 2 Piese prelucrate

	pentru alezaj:	pentru arbore:
valoarea nominală:	$N = 30 \text{ mm};$	$N = 30 \text{ mm};$
abaterea superioară:	$ES = 0,033 \text{ mm};$	$es = -0,007 \text{ mm};$
abaterea inferioară:	$EI = 0;$	$ei = -0,028 \text{ mm};$
toleranța dimensiunii:	$IT_A = ES - EI = 0,033 \text{ mm};$	$IT_a = es - ei = 0,021 \text{ mm}.$

Aceste elemente se pot reprezenta grafic în modurile precizate anterior.

Reprezentarea grafică pe desenul piesei

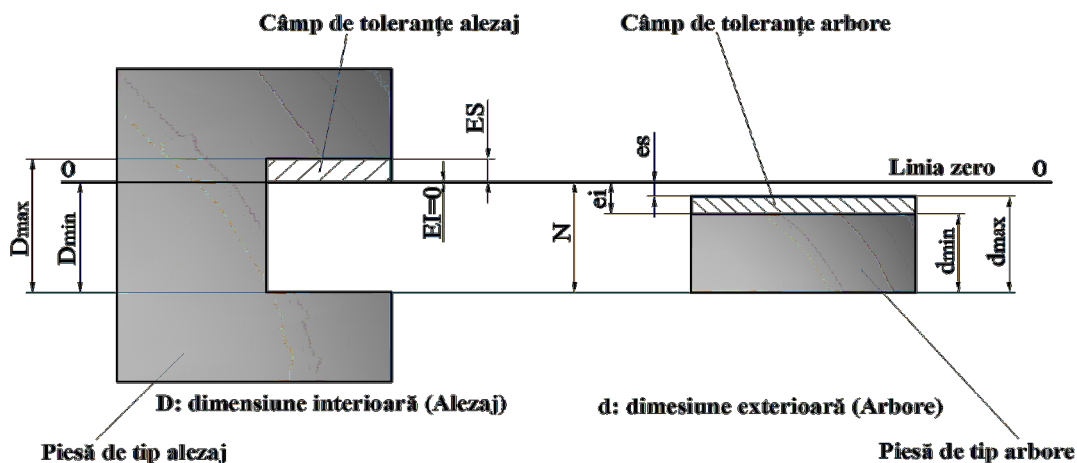


Figura 3 Reprezentare grafică pe desen

Abaterile limită și câmpul de toleranțe se reprezintă direct pe desenul de execuție al piesei considerate (figura 3).

Câmpurile de toleranțe și baterile limită ale alezajului și arborelui se reprezintă într-o parte a dimensiunii nominale N , care corespunde liniei zero. În funcție de semnul abaterilor limită, dimensiunea nominală poate fi între dimensiunile limită, egală cu una din dimensiunile limită (cazul alezajului din figurile 1, 2), sau în afara intervalului determinat de dimensiunile limită (cazul arborelui din figura 2).

Reprezentarea grafică completă, într- un sistem de coordonate rectangulare, în care se ia, ca axă a absciselor, linia zero, iar ca axă a ordonatelor, linia abaterilor exprimate în μm ; pe această reprezentare grafică se cotează dimensiunile maximă și minimă, abaterile superioară și inferioară, precum și toleranța dimensiunii (figura 4).

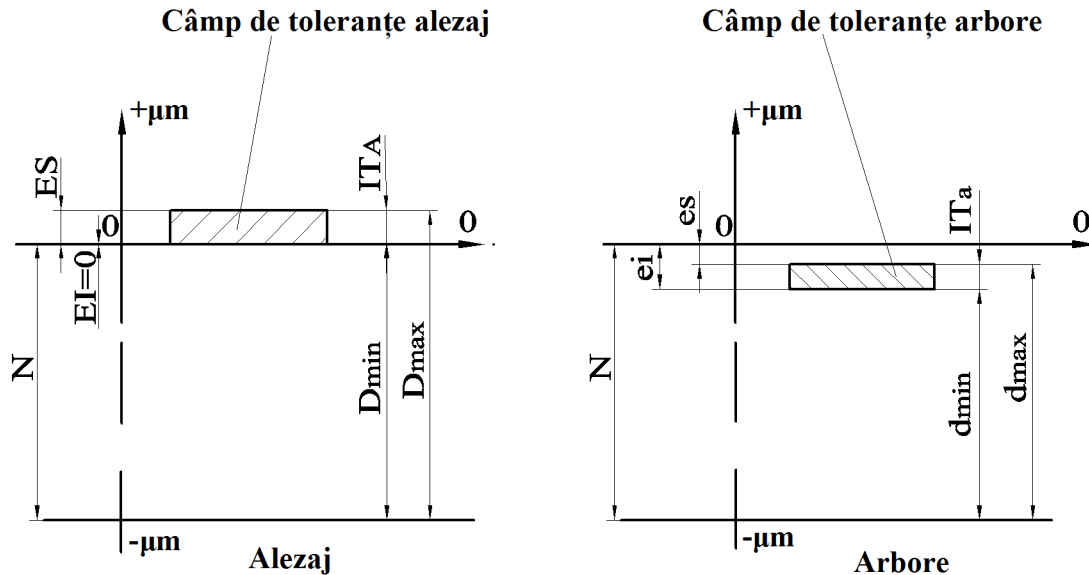


Figura 4 Reprezentare grafică completă

Reprezentarea grafică completă a apărut din necesitatea economiei de timp, deoarece nu mai este necesar reprezentarea conturului piesei considerate.

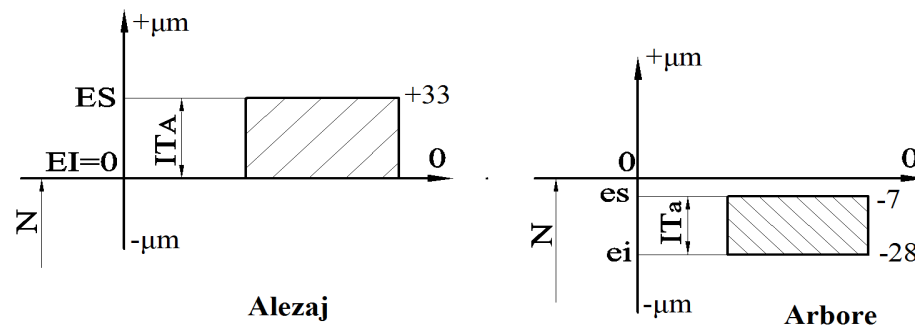


Figura 5 Reprezentarea grafică simplificată

Reprezentarea grafică simplificată. Pentru economicitatea reprezentării grafice și, deoarece este necesar să fie reprezentate numai câmpurile de toleranțe și poziția lor față de linia zero, se utilizează frecvent reprezentarea grafică simplificată, în care mărimea câmpurilor de toleranțe este redată, la scară, cu valori în micrometri (fig. 5).

În figura 4 sunt reprezentate câmpurile de toleranțe corespunzătoare celor două dimensiuni luate spre exemplificare. Abaterile limită fiind date în micrometri, nu mai este reprezentată și a doua bază de cotare a dimensiunii nominale (cu valori în milimetri); pe reprezentarea grafică simplificată se trec numai liniile abaterilor limită se notează în

stînga liniei abaterilor, valorile abaterilor limită se înscriu în dreapta câmpului de toleranțe și se cotează numai toleranța dimensiunii.

3. Ajustaj; tipuri de ajustaje.

Joc sau strângere în îmbinări de piese.

Un produs format din mai multe piese reprezintă un ansamblu sau subansamblu; piesele asociate pot fi cuprinse și cuprinzătoare, formând îmbinări sau ansamblări.

Îmbinările dintre piese pot fi:

a. **îmbinări mobile**, care permit deplasarea relativă dintre piesele îmbinate, fiind caracterizate printr- un joc între piese;

b. **îmbinări fixe**, care nu permit deplasarea relativă dintre piesele îmbinate și care pot fi:

- **îmbinări greu demontabile**, la care există o strângere puternică între piesele îmbinate;

- **îmbinări ușor demontabile**, caracterizate prin existența unui joc foarte mic sau a unei strângeri foarte mici,

Îmbinarea a două piese se poate realiza dacă ambele au aceeași dimensiune nominală a suprafețelor după care vin în contact; datorită faptului că dimensiunile efective ale pieselor conjugate nu sunt egale, între suprafețele în contact poate apare un joc sau o strângere.

Joc într- o îmbinare este diferența, înainte de montare între valorile efective ale alezajului și arborelui(fig. 6.a.).

Strângere într- o îmbinare este diferența (în valoare absolută), înainte de montare între valorile efective ale alezajului și arborelui, atunci când aceasta este negativă (fig. 6.b.)

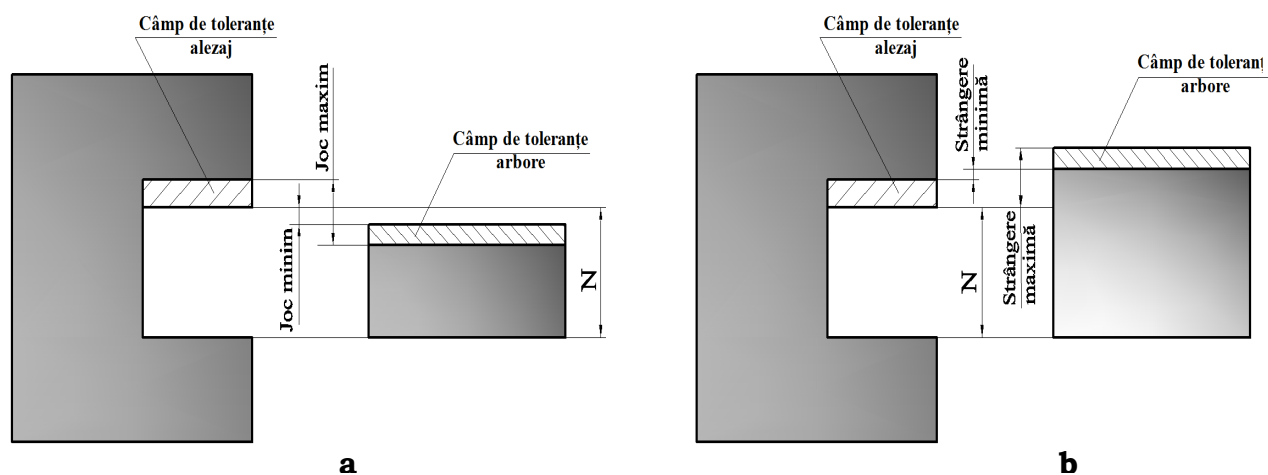


Figura 6 Jocuri și strângeri în îmbinări

Ajustajul este o relație care rezultă din diferența, înainte de montare, între dimensiunile efective ale pieselor dintr- o îmbinare; se referă la mărimea jocului sau a strângerii care apare între două piese care se îmbină.

Ajustajul este caracterizat prin următoarele elemente:

- *dimensiunea nominală a ajustajului*: dimensiunea nominală comună a pieselor care se îmbină (valoarea nominală comună a arborelui și alezajului);

- **toleranța ajustajului, IT_{aj} :** suma toleranțelor arborelui și alezajului:
 $IT_{aj} = IT_a + IT_A$.

Sisteme de ajustaje.

Sistemul de ajustaje este ansamblul de ajustaje în care jocurile sau strângerile se obțin prin asocierea de arbori și alezaje aparținând aceluiași sistem de toleranțe. În funcție de câmpul unitar, se deosebesc două sisteme de ajustaje

a. *sistem de ajustaje arbore unitar*: totalitatea ajustajelor obținute prin asocierea unui arbore unic numit *arbore unitar*, cu toate alezajele din sistemul de toleranțe considerat;

b. *sistem de ajustaje alezaj unitar*: totalitatea ajustajelor obținute prin asocierea unui alezaj unic numit *alezaj unitar*, cu toți arborii din sistemul de toleranțe considerat.

Se definesc, astfel două câmpuri unitare:

a. *arboarele unitar*, care este arborele luat ca bază în subsistemul de ajustaje arbore unitar; câmpul de toleranță al *arborelui unitar* are o poziție particulară față de linia *zero*, fiind situat sub aceasta și alăturat ei;

b. *alezaj unitar*, care este alezajul luat ca bază în subsistemul de ajustaje alezaj unitar; câmpul de toleranță al *alezajului unitar* are o poziție particulară față de linia *zero*, fiind situat deasupra acesteia și alăturat ei.

Tipuri de ajustaje:

a. *Ajustaje cu joc*: sunt ajustajele care asigură totdeauna un joc. În reprezentarea grafică, la ajustajele cu joc, câmpul de toleranță al alezajului se află deasupra câmpului de toleranță al arborelui, la distanța egală cu jocul minim (fig. 7.a.).

Se determină jocurile limită, jocul maxim și jocul minim și toleranța ajustajului:

Jocul maxim este diferența, înainte de montare, dintre valoarea maximă a alezajului și valoarea minimă a arborelui, respectiv, diferența dintre abaterea superioară a alezajului și abaterea inferioară a arborelui:

$$J_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei.$$

Jocul minim este diferența, înainte de montare, dintre valoarea minimă a alezajului și valoarea maximă a arborelui, respectiv, diferența dintre abaterea inferioară a alezajului și abaterea superioară a arborelui:

$$J_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es.$$

Toleranța ajustajului cu joc IT_j , se determină pornind de la relația toleranței ajustajului:

$$IT_{aj} = IT_j = IT_A + IT_a = ES - EI + es - ei = (ES - ei) - (EI - es)$$

$$IT_{aj} = J_{\max} - J_{\min}$$

Ajustajele cu joc se folosesc la îmbinările mobile, deoarece asigură, totdeauna un joc între suprafețele în contact, permițând deplasarea relativă a pieselor conjugate.

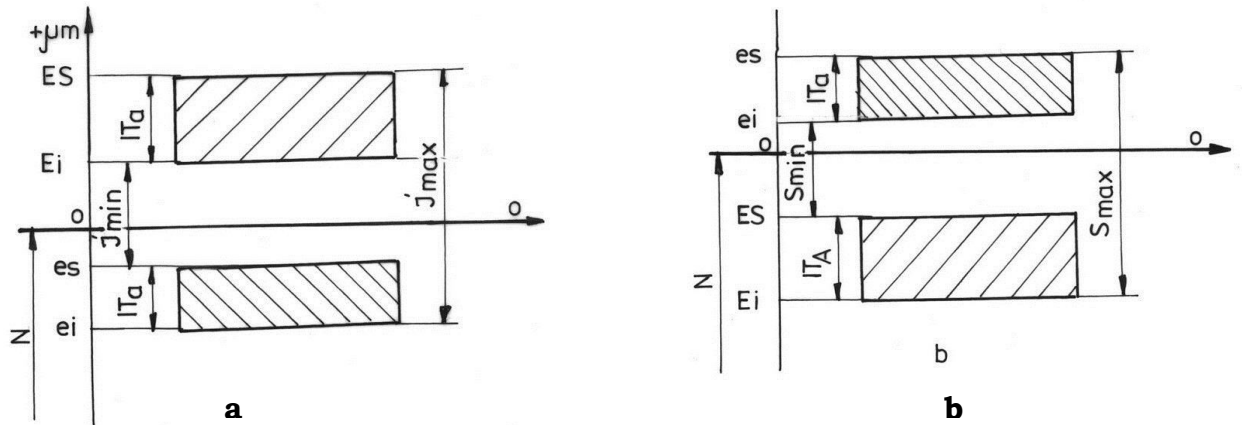


Figura 7. Ajustaj cu joc; ajustaj cu strângere. Reprezentare grafică

b. Ajustaje cu strângere: sunt ajustajele care asigură totdeauna o strângere. În reprezentarea grafică, la ajustajele cu strângere, câmpul de toleranță al alezajului se află sub câmpul de toleranță al arborelui, la distanța egală cu strângerea minimă (fig.7.b.).

Se determină strângerile limită, strângerea maximă și strângerea minimă și toleranța ajustajului:

Strângerea maximă este diferența, înainte de montare, dintre valoarea maximă a arborelui și valoarea minimă a alezajului, respectiv, diferența dintre abaterea superioară a arborelui și abaterea inferioară a alezajului:

$$S_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI.$$

Strângerea minimă este diferența, înainte de montare, dintre valoarea minimă a arborelui și valoarea maximă alezajului, respectiv, diferența dintre abaterea inferioară a arborelui și abaterea superioară a alezajului:

$$S_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = ei - ES.$$

Toleranța ajustajului cu strângere IT_s , se determină pornind de la relația toleranței ajustajului:

$$IT_{aj} = IT_s = IT_A + IT_a = ES - EI + es - ei = (es - EI) - (ei - ES)$$

$$IT_{aj} = IT_s = S_{\max} - S_{\min}$$

Ajustajele cu strângere se folosesc la îmbinări fixe greu demontabile, unde este necesară realizarea unei strângeri mari între suprafețele în contact, care să asigure preluarea momente de torsiune mari, fără elemente suplimentare.

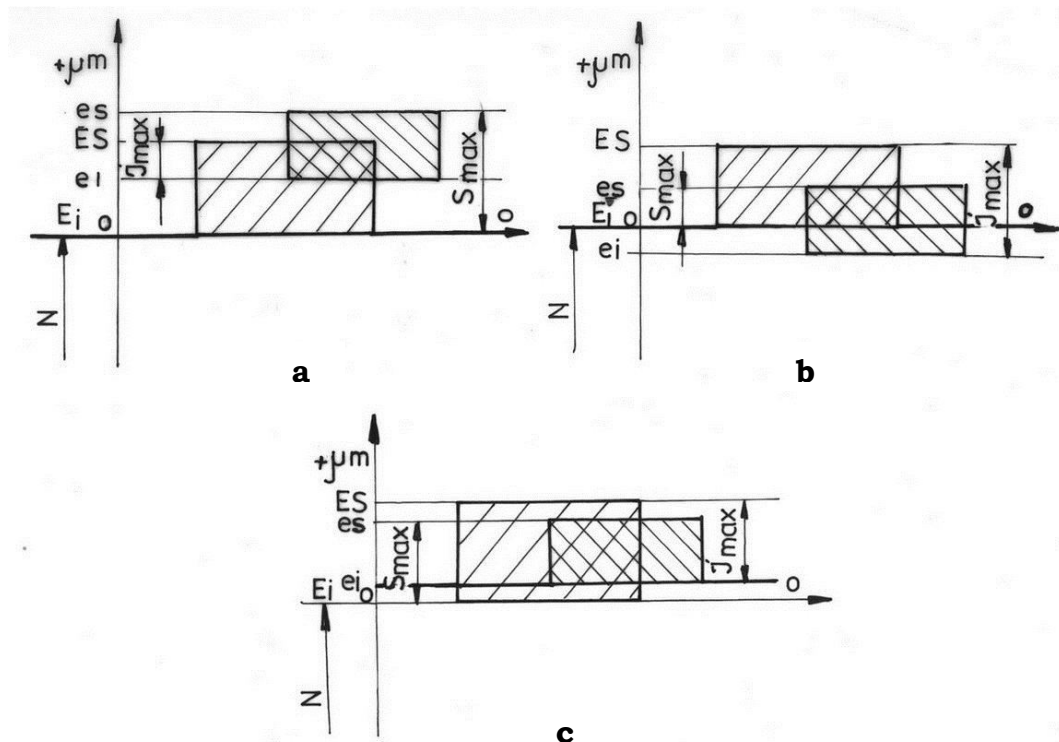


Figura 8. Ajustaje intermediare. Reprezentare grafică

c. *Ajustaje intermediare*: sunt ajustajele care asigură un joc mic sau o strângere mică, între piesele din îmbinare. În reprezentarea grafică, la ajustajele cu strângere, câmpurile de toleranță al alezajului și al arborelui se suprapun parțial (fig.8.a și b),sau total (fig. 8.c.).

Ajustajul intermediar se caracterizează prin strângere maximă și joc maxim.

Toleranța ajustajului intermediar se calculează pornind de la relația toleranței ajustajului:

$$IT_{aj} = IT_A + IT_a = ES - EI + es - ei = (ES - ei) - (ei - ES)$$

$$IT_{aj} = J_{max} + S_{max}$$

Ajustajele intermediare se folosesc la îmbinările fixe, ușor demontabile, la care sunt necesare o strângere sau un joc foarte mici, cu scopul de a asigura un contact cât mai bun între suprafețele pieselor conjugate.

Sistem de toleranțe dimensionale și ajustaje: este ansamblul de toleranțe dimensionale și de ajustaje corespunzătoare, standardizate, general și obligatoriu de respectat la un anumit nivel: internațional, național, departamental; ajustajele dintr- un sistem de toleranțe și ajustaje sunt grupate cele două subsisteme de ajustaje (subsistemul arbore unitar și subsistemul alezaj unitar) în care se formează.

4. Sistemul ISO de toleranțe dimensionale și ajustaje

Sistemul de toleranțe dimensionale și ajustaje ISO stabilește abaterile fundamentale, treptele de toleranțe, toleranțele fundamentale, clasele de toleranțe și ajustajele pentru dimensiuni (împărțite pe intervale de dimensiuni până la 40.000 mm) care formează ajustaje în îmbinări de piese (pentru dimensiunile de montare).

Sistemul de toleranțe dimensionale și ajustaje ISO este reglementat prin standardele SR EN 20286-1:1997, SR EN 20286-2: 1997, SR ISO 1929:1997, STAS 8100/5,6- 1990.

Caracteristicile sistemului de toleranțe dimensionale și ajustaje ISO.

1. Intervale de dimensiuni: abaterile fundamentale și treptele de toleranțe se stabilesc în funcție de domeniul de dimensiuni în care se încadrează dimensiunea considerată; standardul stabilește următoarele domenii de dimensiuni:

- dimensiuni obișnuite, cu valori până la 500 mm;
- dimensiuni mari, cu valori peste 500 până la 3150 mm;
- dimensiuni foarte mari, cu valori peste 3150 până la 10.000 mm, respectiv peste 10.000 până la 40.000 mm;

Dimensiunile din fiecare domeniu sunt împărțite în intervale de dimensiuni principale, iar în interiorul acestora, în intervale secundare sau subintervale. În acest fel toleranța fundamentală nu se determină pentru fiecare dimensiune, ci se calculează o singură valoare pentru toate dimensiunile dintr- un interval sau subinterval; în relația de calcul a toleranței fundamentale se introduce media geometrică a limitelor intervalului considerat.

2. Câmpuri de toleranțe:

- pentru dimensiuni până la 3150 mm, s- au stabilit câte 28 de câmpuri de toleranțe, atât pentru arbori cât și pentru alezaje, simbolizate cu o literă sau un grup de litere ale alfabetului latin, mici pentru arbori și mari pentru alezaje; din pozițiile relative ale acestora, pe reprezentarea grafică (fig.5.11), se observă formarea celor trei tipuri. de ajustaje (cu joc, cu strângere și intermediare), care se obțin prin asocierea arborilor și alezajelor;

- pentru dimensiuni peste 3150 mm până la 10.000 mm, s- au stabilit 14 câmpuri de toleranțe, atât pentru arbori cât și pentru alezaje;

- pentru dimensiuni peste 10.000 mm până la 40.000 mm, s- au stabilit două câmpuri de toleranțe, atât pentru arbori cât și pentru alezaje;

3. Trepte de toleranțe: numărul de trepte de toleranțe stabilit diferă în funcție de domeniul de dimensiuni la care se referă:

- pentru dimensiuni până la 500 mm sunt prevăzute 20 trepte de toleranțe notate: 01; 0; 1 ; 2;; 18;

- pentru dimensiuni peste 500 mm până la 3150 mm, sunt stabilite 18 trepte de toleranțe, notate de la 1 la 18;

- pentru dimensiuni peste 3150 mm până la 10.000 mm, respectiv peste 10.000 mm până la 40.000 mm, sunt stabilite 12 trepte de toleranțe, notate de la 5 la 18;

4. Toleranțe fundamentale: s- au calculat cu relația generală de forma: $IT_x = n_x \cdot i$, sau $:IT_x = n_x \cdot I$. Toleranțele fundamentale sunt determinate de dimensiunea caracteristică unui interval de dimensiuni (media geometrică a limitelor intervalului) și treapta de toleranță; dacă se consideră un interval de dimensiuni și o treaptă de toleranță date, toți cei 28 de arbori, respectiv cele 28 de alezaje vor avea aceeași toleranță fundamentală (toate dimensiunile din acel interval au câmpurile de toleranță cu aceeași mărime, egală cu toleranța fundamentală calculată). Toleranțele fundamentale se folosesc pentru

determinarea abaterilor limită. În Anexa I sunt date toleranțele fundamentale ISO, pentru dimensiuni până la 500 mm.

5. Abateri fundamentale: fiind abaterile limită cele mai apropiate de linia zero, ele stabilesc poziția câmpului de toleranțe față de linia zero; sunt abaterile inferioare, pentru câmpurile situate deasupra liniei zero și abaterile inferioare, pentru câmpurile situate sub linia zero (fig. 9). Abateri fundamentale se folosesc pentru determinarea abaterilor limită.

6. Clase de toleranțe: sunt asocieri dintre abaterea fundamentală și treapta de toleranță; aceasta înseamnă că, pentru un interval de dimensiuni dat, se pot obține un număr de 28 înmulțit cu numărul treptelor de toleranță stabilit pentru acel interval (exemplu: pentru orice interval de dimensiuni până la 3150 mm, se obțin: $28 \cdot 20 = 560$ clase de toleranță). Acest număr mare de clase de toleranță îngreunează activitatea de proiectare și execuție; pentru simplificare, se reduce numărul acestora, prin stabilirea de clase de toleranțe preferențiale, considerate cele mai bune pentru majoritatea situațiilor concrete; clase de toleranțe preferențiale se împart în:

- clase de toleranțe preferențiale de ordinul 1 (șirul 1), evidențiate, în standard, prin scrierea lor cu litere și cifre îngroșate și încadrate;
- clase de toleranțe preferențiale de ordinul 2 (șirul 2), evidențiate, în standard, prin scrierea lor cu litere și cifre îngroșate.

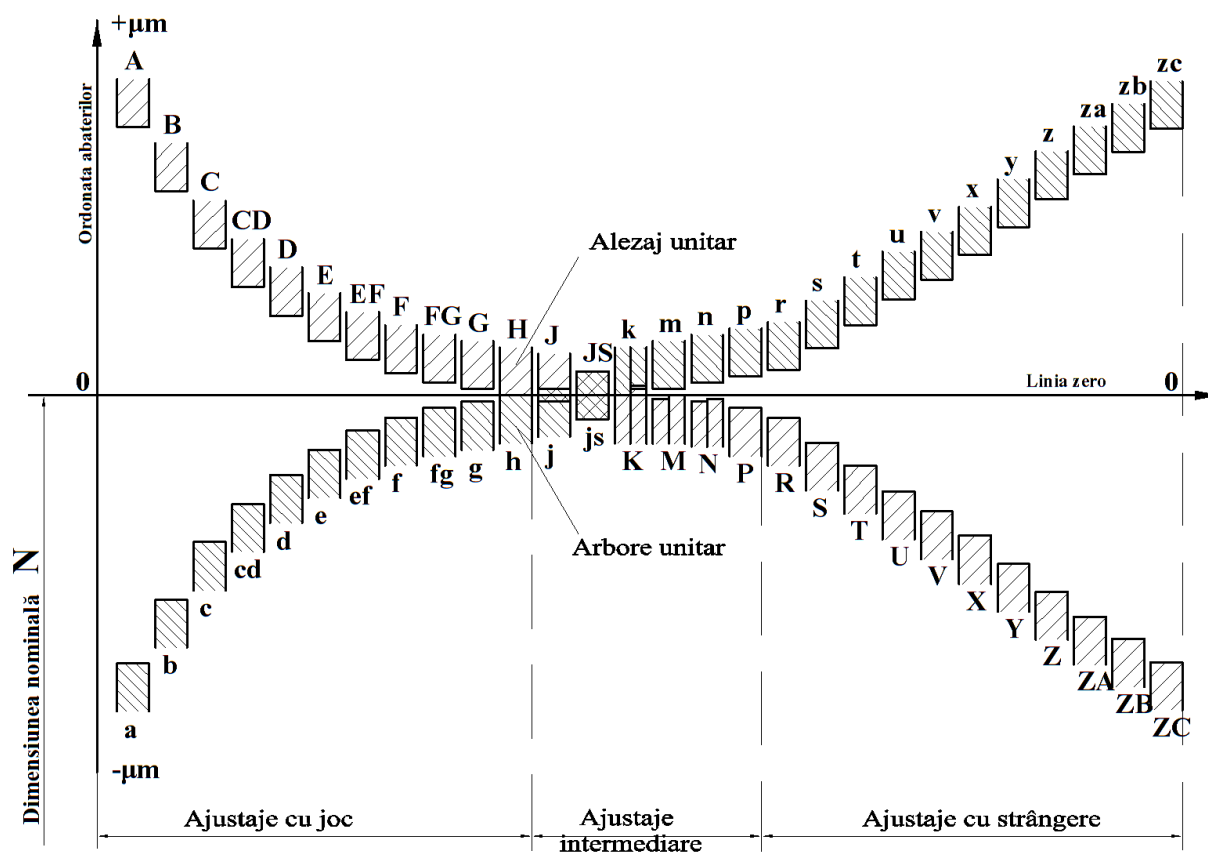


Figura 9. Câmpuri de toleranțe ISO

Notă: dacă pentru o situație dată, nu sunt convenabile clasele de toleranță din cele două șiruri, se vor utiliza clase de toleranță din afara șirurilor 1 și 2.

7. **Abateri limită:** sunt abaterea superioară și abaterea inferioară, care se obțin cu ajutorul abaterii limită și a toleranței fundamentale, conform fig. 10.a, pentru alezaje și fig. 10.b, pentru arbori:

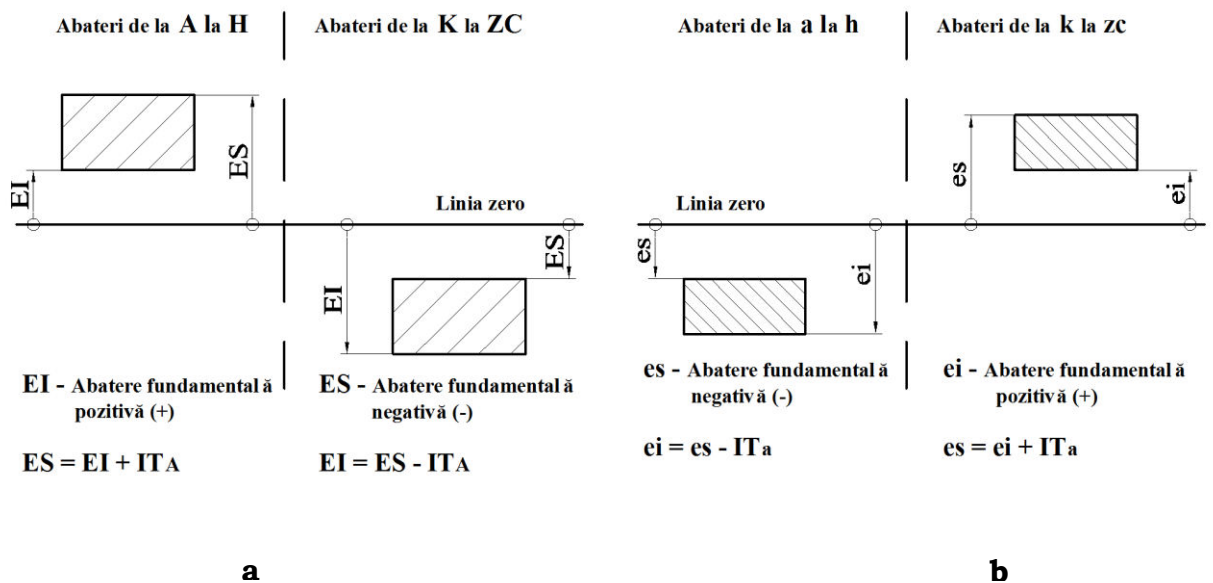


Figura 10. Abateri fundamentale

- pentru câmpurile situate deasupra liniei *zero* (chiar dacă o intersectează): abaterea fundamentală este abaterea inferioară, EI ; abaterea superioară es (EI), se obține adunând toleranța fundamentală;
- pentru câmpurile situate sub linia *zero* (chiar dacă o intersectează): abaterea fundamentală este abaterea superioară, es (EI); abaterea inferioară ei (EI), se obține scăzând toleranța fundamentală;
- pentru câmpul situat deasupra liniei *zero* și alăturat ei (caz particular): abaterea fundamentală, abaterea inferioară, EI este egală cu zero; abaterea superioară es (ES), este egală cu toleranța fundamentală;

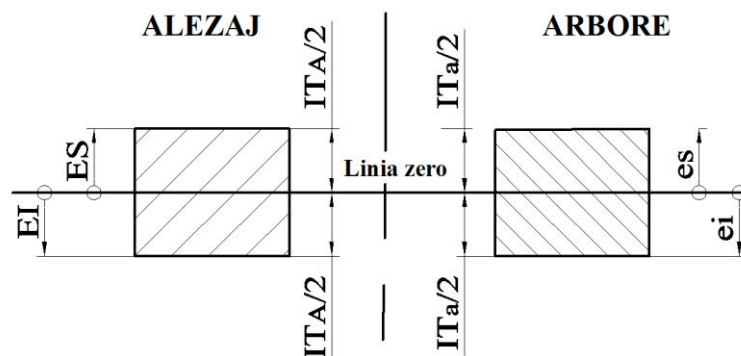


Figura 11. Abateri fundamentale simetrice față de linia zero

- pentru câmpul situat sub linia *zero* și alăturat ei (caz particular): abaterea fundamentală, abaterea superioară, es (ES) este egală cu zero; abaterea inferioară ei (EI), este egală cu toleranța fundamentală, luată cu semnul –;

- pentru câmpurile situate simetric față de linia *zero* (caz particular): abaterea fundamentală poate fi sau abaterea inferioară, ei (EI) sau abaterea superioară es (EI), ele fiind egale și de semn contrar (se obțin împărțind toleranța fundamentală la doi), (fig. 11).

8. Câmpuri de toleranță unitare: câmpurile de toleranță luate ca bază la formarea ajustajelor în cele două subsisteme de ajustaje, arbore unitar și alezaj unitar, au o poziție particulară față de linia *zero* (alăturate ei):

- pentru sistemul de ajustaje arbore unitar, arborele unitar este câmpul **h**, care este situat sub linia *zero* și alăturat ei, având abaterea superioară, es = 0, iar abaterea inferioară, ei = – IT_a;

- pentru sistemul de ajustaje alezaj unitar, alezajul unitar este câmpul **H**, care este situat deasupra liniei *zero* și alăturat ei, având abaterea inferioară, ES = 0, iar abaterea superioară, ES = IT_A.

9. Temperatura de referință: dimensiunile, abaterile fundamentale, abaterile limită și toleranțele dimensionale care fac parte din sistemul ISO de toleranțe și ajustaje, sunt valabile pentru temperatura de *referință*, stabilită, prin standard, la valoarea de 20°C.

5. Notarea dimensiunilor tolerate și a ajustajelor pe desene

O dimensiune tolerată este o dimensiune afectată de abateri limită (pentru care este precisă toleranță),

O dimensiune este complet caracterizată dacă se cunosc elementele:

- valoarea nominală a dimensiunii;
- clasa de toleranță care cuprinde abaterea fundamentală și treapta de toleranță.

Cu aceste elemente se pot determina:

- valoarea abaterii fundamentale (din SR EN 20286-1: 1997);
- valoarea toleranței fundamentale (din SR EN 20286-1: 1997);
- valorile abaterilor limită (prin calcul, una din ele fiind egală cu abaterea fundamentală);
- valoarea toleranței (egală cu toleranța fundamentală);
- valorile limită ale dimensiunii considerate (prin calcul).

Un ajustaj este caracterizat complet dacă se cunosc elementele:

- dimensiunea nominală a ajustajului;
- clasele de toleranță ale arborelui și alezajului.

Cu aceste elemente se pot determina:

- tipul de ajustaj (cu joc, cu strângere sau intermediar), din SR EN 20286-1: 1997;
- subsistemul de ajustaje din care face parte; situații:
 - dacă abaterea fundamentală a arborelui are simbolul **h**, ajustajul este în subsistem arbore unitar;
 - dacă abaterea fundamentală a alezajului are simbolul **H**, ajustajul este în subsistem alezaj unitar;
 - caz particular: dacă ambele câmpuri de toleranță au același simbol, **h**, respectiv, **H**, se alege subsistemul de ajustaje cel mai convenabil pentru execuția dimensiunilor;
- valorile abaterilor limită și ale toleranțelor pentru arbore și alezaj (SR EN 20286-1: 1997 și prin calcul, sau direct din SR EN 20286-2: 1997);
- jocurile sau strângerile limită (prin calcul);

- toleranța ajustajului (prin calcul).

Dimensiunile tolerate se notează, pe desenele de reper, în trei moduri:

- prin indicarea valorii nominale și a clasei de toleranță (fig. 12.a., b., mod I);
- prin indicarea valorii nominale și a clasei de toleranță, urmate de valorile abaterilor limită, între paranteze (fig. 12. a, b., mod II);
- prin indicarea valorii nominale și a valorilor abaterilor limită (fig. 12.a, b., mod

III).

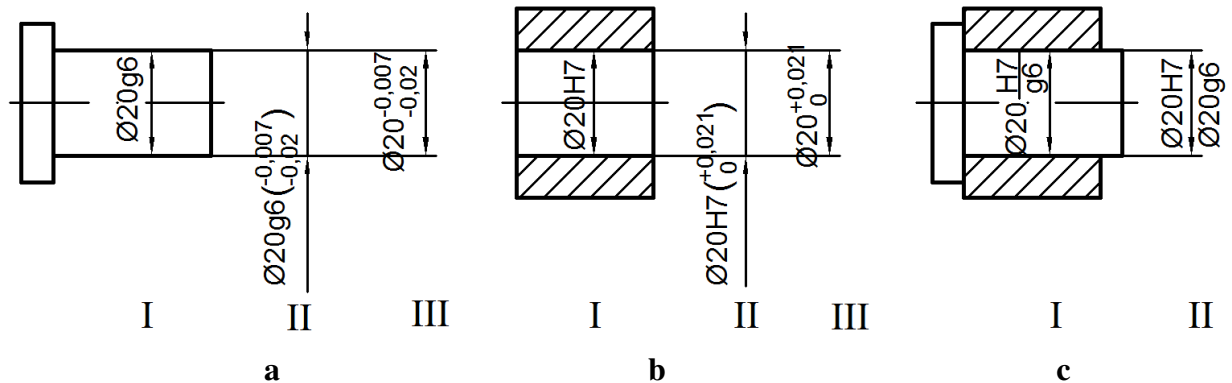


Figura 12. Notare pe desene

Ajustajele se notează, pe desenele de ansamblu, în următoarele moduri:

- prin indicarea valorii dimensiunii nominale a ajustajului, urmată de clasele de toleranță ale alezajului și arborelui, scrise sub formă de fracție (dimensiunea nominală se trece o singură dată, în dreptul liniei de fracție); toate aceste elemente se înscriu deasupra liniei de cotă (fig.12.c., mod I);

Notă: clasa de toleranță a alezajului se înscrie, totdeauna, la numărător.

- prin indicarea valorii dimensiunii nominale, urmată de clasa de toleranță a alezajului deasupra liniei de cotă și a același elemente pentru arbore, sub linia de cotă (fig.12. c., mod II).

6. Utilizarea tipurilor de ajustaje

Utilizarea sistemelor alezaj unitar și arbore unitar

Ajustajele se pot forma în două moduri, obținându-se două sisteme de ajustaje: sistemul alezaj unitar și sistemul arbore unitar:

a. *sistemul alezaj unitar* este cel mai utilizat, fiind considerat subsistem de ajustaje preferențial; folosirea cu preponderență a acestui subsistem de ajustaje se bazează pe faptul că alezajele (dimensiunile suprafețelor interioare) fiind mai dificil de executat decât arborii (dimensiunile suprafețelor exterioare), este mai convenabilă execuția unui alezaj unitar, care se obține cu un preț de cost al execuției mai mic;

b. *sistemul arbore unitar* este utilizat în situațiile în care, datorită condițiilor de funcționare, de montare sau tehnologice, este costisitoare sau chiar imposibilă folosirea subsistemului alezaj unitar.

Cazuri în care se utilizează sistemul arbore unitar: pentru îmbinări dintre două sau mai multe piese de tip alezaj cu o singură piesă de tip arbore, în care, același arbore formează ajustaje cu caracter diferit cu mai multe alezaje; dacă un ajustaj cu joc se formează între două ajuateje cu strângere sau intermediare, în cazul folosirii subsiste-

mului alezaj unitar, montarea pieselor nu este posibilă decât prin complicarea soluției constructive;

Utilizarea tipurilor de ajustaje

Ajustajele cu joc se utilizează atunci când piesele asamblate execută, una față de alta, în timpul funcționării, mișcări de rotați sau/și translație sau când piesele se montează sau se demontează des sau se înlocuiesc frecvent. Mărimea toleranțelor la dimensiuni (precizia dimensională) și mărimea jocurilor în asamblare se stabilesc în funcție de mărimea și caracterul solicitărilor, de viteză relativă dintre elementele asamblării, de durata mișcărilor, lungimea asamblării, frecvența înlocuirilor, regimul de temperatură și ungere, e.t.c.

Ajustajele intermediare se utilizează pentru asigurarea unei centrări precise a arborelui în alezaj, pentru obținerea de imbinări etanse și pentru cazurile în care montarea și demontarea pieselor asamblării trebuie să se facă relativ ușor și fără deteriorarea suprafețelor de contact [2]. La aceste ajustaje pentru garantarea imobilității pieselor imbinării este necesar să se prevadă elementele de siguranță (știfturi, pene e.t.c.).

O problemă importantă la aceste ajustaje este cea a cunoașterii probabilității jocurilor și strângerilor ce apar la asamblare. Ajustajul probabil se consideră acel joc sau acea strângere care rezultă la asamblarea pieselor, dacă dimensiunea lor efectivă este la $1/3$ din toleranța fundamentală, respectiv față de dimensiunea limită corespunzătoare maximului de material. Valorile date în standard sunt pentru ipoteza ca procesul de producție este reglat în consecință, în caz contrar probabilitatea ajustajului calculându-se funcție de dimensiunea la care se consideră reglat procesul tehnologic.

Ajustaje cu strângere se folosesc acolo unde la anumite solicitari și temperaturi de regim, imobilitatea relativă a pieselor conjugate se realizează fără utilizarea unor elemente suplimentare de fixare. Prin strângere, pe suprafețele de contact se crează o stare de tensiuni proporțională cu mărimea strângerii. Din cauza deformării materialului pieselor și a dificultăților de montare și demontare, aceste ajustaje se prescriu atunci când, până la sfârșitul perioadei de funcționare nu este necesară demontarea pieselor asamblate.

În general, cu cât solicitările mecanice și termice ale asamblării sunt mai mari, cu atât strângerile trebuie luate mai mari. La proiectarea acestor ajustaje se va avea în vedere faptul că, în urma amplasării rugozitașilor strângerea efectivă va fi mai mică decât cea calculă pe baza diferenței dimensiunilor efective.

PRECIZIA FORMEI SUPRAFETELOR

Precizia formei suprafețelor reprezintă gradul de corespondență dintre forma suprafețelor reale, obținute în urma prelucrării și forma suprafețelor indicată de proiectant pe desene; este o componentă a preciziei de prelucrare.

1. Clasificarea abaterilor de formă

Datorită impreciziei procesului de prelucrare forma geometrică a suprafețelor și profilelor nu se obține cu exactitate ci cu abateri numite **abateri de formă**.

Abaterile de la forma suprafețelor sunt diferențele cu care se obține forma suprafețelor prelucrate față de forma nominală a acelorași suprafețe, specificată în documentația de execuție.

Prin abaterile de formă se evaluează precizia formei a suprafețelor pieselor.

Abaterile de la forma suprafețelor se împart în patru ordine de mărime, în funcție de raportul dintre pasul și adâncimea neregularităților (fig. 1.):

- *abateri de ordinul 1* sau *abateri macrogeometrice*, caracterizate prin raportul pas/ adâncime: $S_F / Y_F > 1000$;
- *abateri de ordinul 2* sau *ondulații* . pentru care raportul pas/ adâncime: $50 \leq S_W / Y_W \leq 1000$;

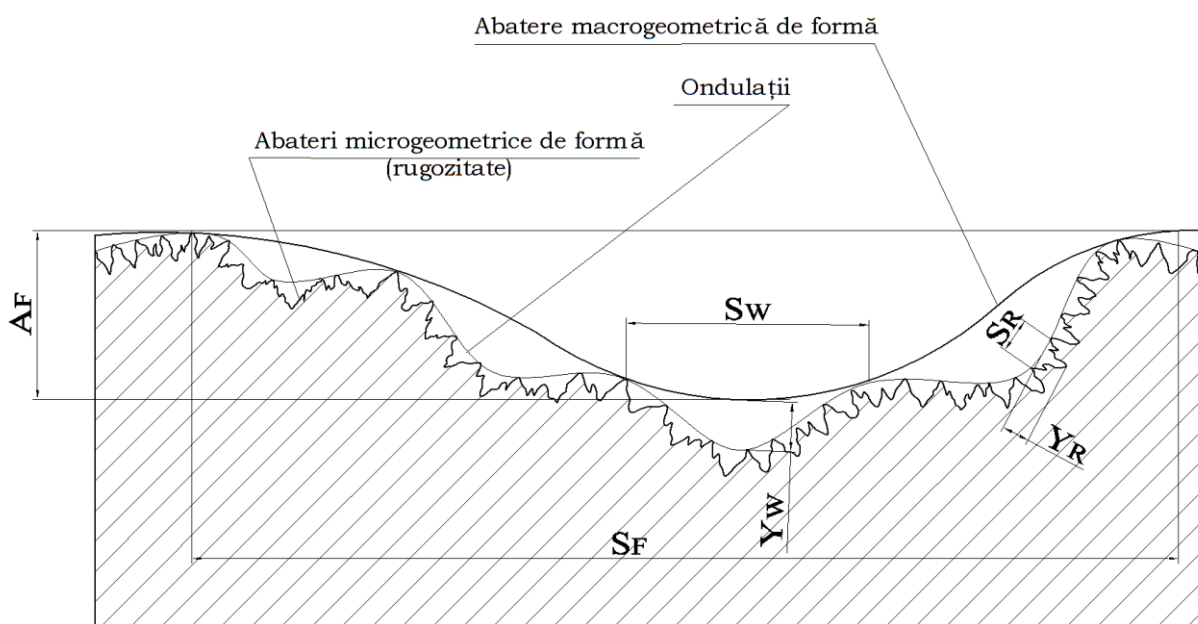


Figura 1. Abateri de formă (ordine de mărime)

- *abateri de ordinul 3 și 4* sau *abateri microgeometrice* pentru care raportul pas/ adâncime: $S_R / Y_R < 50$.

2. Definirea abaterilor macrogeometrice de formă

Principalele abateri macrogeometrice de la forma suprafețelor sunt

- abaterea de la rectilinitate;
- abaterea de la planitate;
- abaterea de la circularitate;
- abaterea de la cilindricitate;
- abaterea de la forma dată a profilului;
- abaterea de la forma dată a suprafeței.

În tab.1 sunt prezentate noțiunile necesare definirii abaterilor macrogeometrice de la forma suprafețelor.

Tabelul 1.

Noțiunea	Definirea noțiunii
0	1
Suprafață nominală (geometrică)	Suprafața ideală, teoretică, definită în documentația tehnică (desenul de reper).
Profil nominal (geometric)	Conturul obținut prin intersectarea unei suprafețe cu un plan
Suprafață reală	Suprafața care limitează piese separând-o de mediul înconjurător
Profil real	Profilul obținut prin intersectarea suprafeței reale cu un plan
Muchie reală	Muchia obținută prin intersectarea a două suprafețe reale
Suprafață efectivă	Suprafața rezultată în urma măsurării suprafeței reale
Profil efectiv	Profilul rezultat în urma măsurării profilului real
Suprafață sau lungime de referință	Suprafața sau lungimea în limitele căreia se definesc și se măsoară abaterile de formă; poate fi întreaga suprafață/profil sau o porțiune a acestora
Suprafață adiacentă	Suprafața cu aceeași formă cu a suprafeței nominale, tangentă la suprafața reală astfel încât distanța dintre ele să fie minimă
Profil adiacent	Profilul cu aceeași formă cu a profilului nominal, tangent la profilul real astfel încât distanța dintre ele să fie minimă
Dreaptă adiacentă	Dreapta tangentă la profilul real, situată astfel încât distanța cea mai mare dintre ele să fie minimă, în limitele lungimii de referință
Plan adiacent	Planul tangent la suprafața reală, situat astfel încât distanța cea mai mare dintre ele să fie minimă, în limitele suprafeței de referință
Cerc adiacent	Cercul cu diametrul minim circumscris secțiunii transversale a supraf. cilindrice exterioare reale, respectiv cercul cu diametrul maxim înscris secțiunii transversale a supraf. cilindrice interioare reale
Abatere de formă	Distanța maximă dintre suprafața(profilul) efectivă și suprafața(profilul) reală, măsurată în limitele suprafeței(lungimii) de referință
Abatere limită de formă	Valoarea maximă admisă a abaterii de formă
Toleranța de formă	Abaterea limită de formă
Zonă de toleranță	Zona delimitată de suprafața(profilul) adiacentă și o suprafață(profil) de aceeași formă, ambele aflate la o distanță egală cu valoarea toleranței de formă

Definirea abaterilor macrogeometrice de formă și schemele pe baza cărora acestea se definesc, sunt prezentate în tab..2.

Tabelul .2.

Nr crt	Abaterii de formă	Simbol grafic	Definirea abaterii de formă	Schematizare
0	1	2	3	4
1.	Abaterii la rectilinitate	—	Distanța maximă dintre profilul real (efectiv) și dreapta adiacentă acestuia, măsurată în limitele lungimii de referință	
2.	Abaterii la planitate	□	Distanța maximă dintre suprafața plană reală (efectivă) și suprafața adiacentă acesteia, măsurată în limitele suprafeței de referință	
3.	Abaterii la circularitate	○	Distanța maximă dintre cercul adiacent și profilul (cercul) real (efectiv) măsurată într-o secțiune transversală a suprafeței cilindrice	
4.	Abaterii la cilindricitate	○	Distanța maximă dintre cilindrul adiacent și suprafața cilindrică reală (efectivă) măsurată în limitele lungimii de referință	
5.	Abaterii la forma dată a profilului	∩	Distanța maximă dintre profilul real (efectiv) și profilul adiacent acestuia măsurată în limitele lungimii de referință	
6.	Abaterii la forma dată a suprafeței	□	Distanța maximă dintre suprafața reală (efectivă) și suprafața adiacentă acesteia măsurată în limitele suprafeței de referință	

3. Indicarea toleranțelor la forma suprafețelor pe desenele de execuție. Definirea zonei de toleranțe. Interpretare

Pentru indicarea toleranței la forma macrogeometrică a elementelor geometrice, se utilizează cadrul de toleranțe cu primele două casete obligatorii în care se înscriu elementele:

- în prima casetă din stânga se înscrie simbolul grafic al caracteristicii de formă pentru care se prescrie toleranța de formă;
- în a doua casetă se înscrie valoarea toleranței de formă (mărimea zonei de toleranță), în milimetri.

Cadrul de toleranțe se atașează, printr-o linie subțire de indicație cu săgeată la elementul geometric tolerat, astfel:

- direct de elementul geometric (pe conturul acestuia);
- indirect, pe o linie subțire ajutătoare;
- în continuarea liniei de cotă, atunci când elementul geometric tolerat este un plan median sau, axa unei suprafețe de rotație.

Notă: indicarea planului median sau a axei de rotație, se poate realiza și cu ajutorul simbolului suplimentar "A", înscris într-un cerc.

Notă: atunci când se tolerează forma dată a profilului sau forma dată a suprafeței și este necesară indicarea bazei de referință, simbolul literal al acesteia se înscrie într-o a treia casetă, care se atașează la cadrul de toleranțe, în dreapta casetei a II-a.

Se prezintă, în continuare, exemple de indicare a toleranțelor de formă macrogeometrică, pe desenele de execuție, împreună cu identificarea elementelor înscrise (interpretarea notațiilor de pe desen).

La identificarea toleranței geometrice (interpretarea notațiilor de pe desenul de execuție), utilizatorul desenului de execuție va urmări obținerea tuturor informațiilor date de proiectant și anume:

- caracteristica tolerată (ce caracteristică geometrică este tolerată pe desen): **se observă simbolul grafic în prima casetă;**
- elementul geometric tolerat (care a primit toleranță): **se observă de care element geometric este legat cadrul de toleranțe;**
- valoarea toleranței geometrice: **se observă valoarea numerică, dată în milimetri, din a doua casetă a cadrului de toleranțe.**

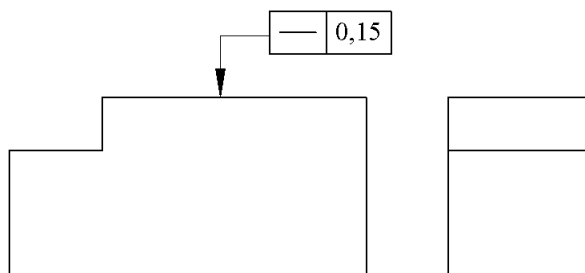


Fig. 2

Interpretare: toleranța la rectilinitate a fiecărei linii conținută în suprafața plană superioară este 0,15 mm

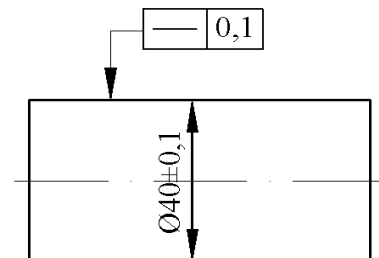


Fig. 3

Interpretare: toleranța la rectilinitate a generatoarelor suprafeței cilindrice este 0,1 mm

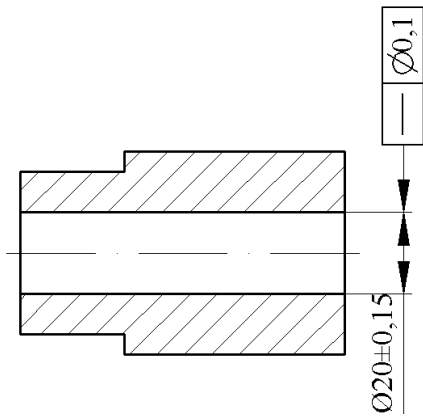


Fig. 4

Interpretare: toleranța la rectilinitate a axei suprafeței cilindrice interioare cu $N=20\text{mm}$, este 0,1 mm

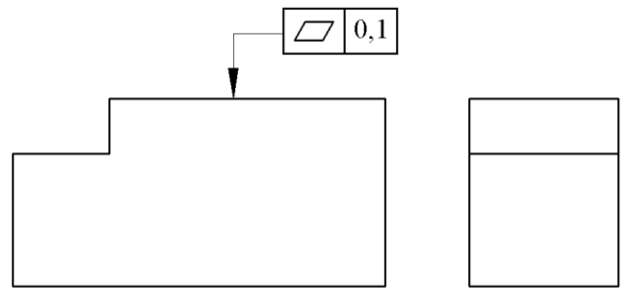


Fig. 5

Interpretare: toleranța la planitate a suprafeței plane superioare, este 0,1 mm

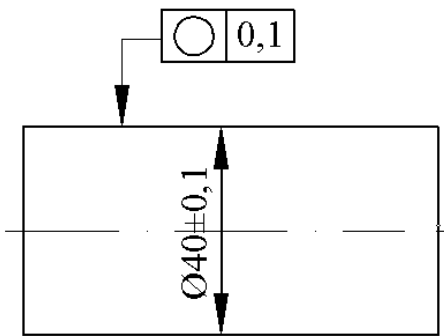


Fig. 6

Interpretare: toleranța la circularitate a fiecărei secțiuni transversale a suprafeței cilindrice, este 0,1 mm

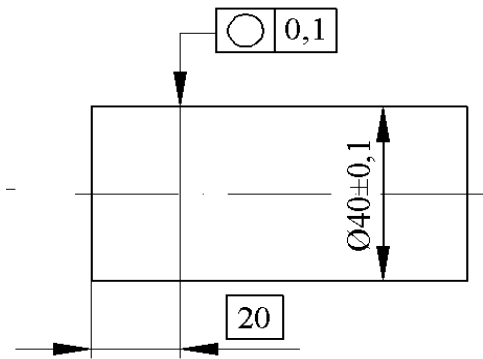


Fig. 7

Interpretare: toleranța la circularitate a secțiunii transversale a suprafeței cilindrice, poziționată la 20 mm de la baza de cotare din stânga, este 0,1 mm

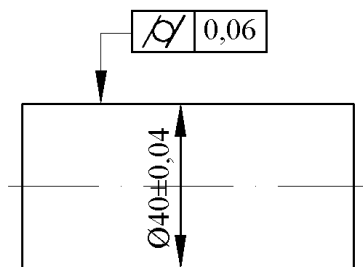


Fig. 8

Interpretare: toleranța la cilindricitate a suprafeței cilindrice, este 0,04 mm

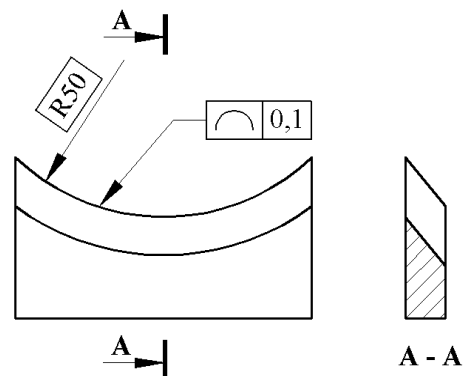


Fig. 9

Interpretare: toleranța la forma dată a profilului, este 0,1 mm

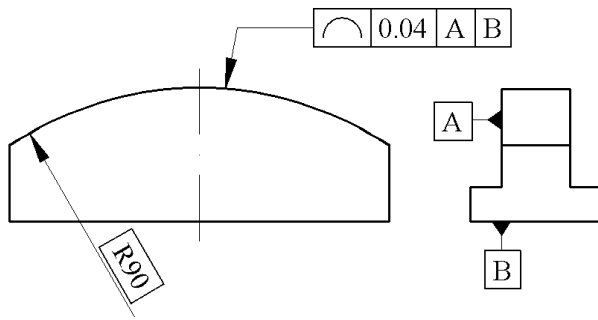


Fig. 10

Interpretare: toleranța la forma dată a profilului în plane echidistante, paralele cu suprafața A și perpendiculare pe suprafața B și care intersectează suprafața profilată, este 0,04 mm

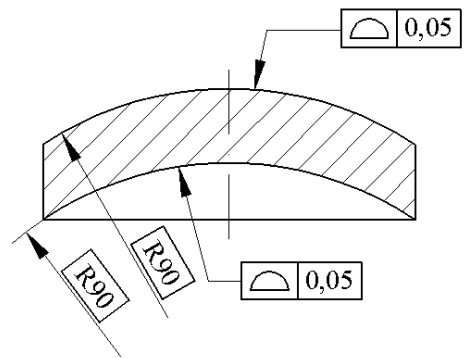
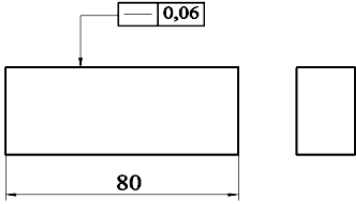
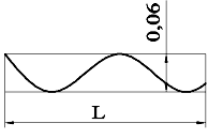
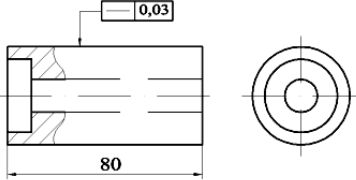
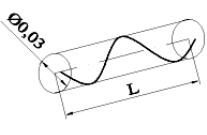
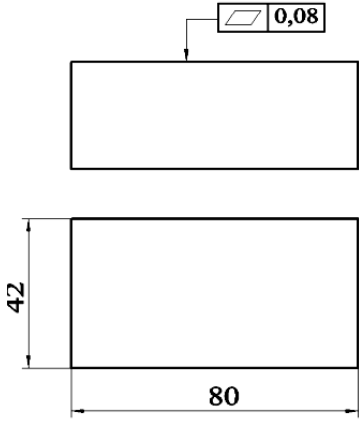
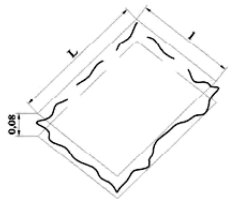


Fig. 11

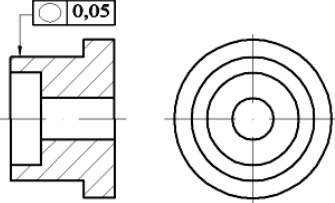
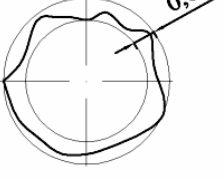
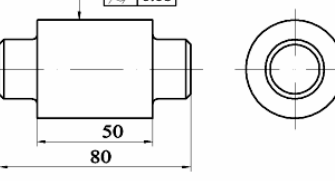

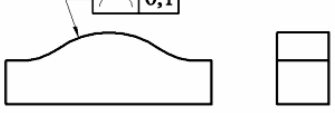
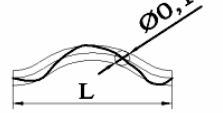
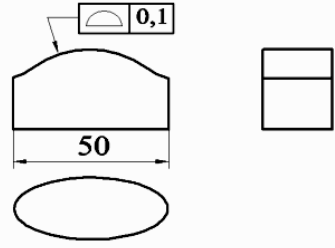
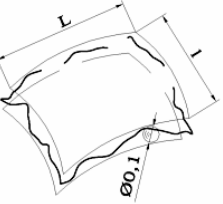
Interpretare: toleranța la forma dată a suprafețelor convexe și concavă este 0,05 mm

În tabelul 3 sunt prezentate, sintetic, definițiile zonelor de toleranțe pentru abaterile de formă, notarea toleranțelor pentru aceste abateri pe desenul de execuție și interpretarea informațiilor înscrise în caseta de toleranțe.

Tabelul 3

Toleranța	Înscrierea toleranței de poziție pe desen	Interpretare	Zona de toleranță	
			Schematizare	Descriere
0	1	2	3	4
Toleranța la rectilinitate	Toleranța la rectilinitate se prescrie într- o singură direcție			
		<p>Toleranța la rectilinitate a axei găurii față de suprafețele plane verticală și orizontală (specificate drept baze de referință, A și B), este de 0,08 mm, în orice direcție.</p>		<p>Zona de toleranță este limitată de două drepte paralele proiectate pe un plan, aflate la distanța egală cu toleranța</p>
	Toleranța la rectilinitate se prescrie în orice direcție			
Toleranța la planitate		<p>Toleranța la poziția nominală a suprafeței înclinate față de suprafața frontală specificată drept bază de referință A și axa suprafeței cilindrice specificată drept bază de referință b, este de 0,05 mm.</p>		<p>Zona de toleranță este limitată de un cilindru cu diametrul egal cu toleranța, dacă valoarea toleranței este precedată de simbolul Ø.</p>
		<p>Toleranța la coaxialitate a axei suprafeței cilindrice din mijloc, față de axa comună a suprafețelor cilindrice din ca petele arborelui specificat drept baze de referință A și B), este de 0,08 mm.</p>		<p>Zona de toleranță este limitată de două plane paralele având distanța dintre ele egală cu toleranța</p>

Tabelul 3 (continuare)

Toleranța	Înscrierea toleranței de poziție pe desen	Interpretare	Zona de toleranță	
			Schematizare	Descriere
0	1	2	3	4
Toleranța la circularitate		<p>Toleranța la rectilinitate a axei găurii față de suprafețele plane verticală și orizontală (specificate drept baze de referință, A și B), este de 0,08 mm, în orice direcție.</p>		<p>Zona de toleranță este limitată de cercul adiacent și un cerc concentric cu aceste, având raza mai mică cu toleranța</p>
		<p>Toleranța la poziția nominală a suprafeței înclinată față de suprafața frontală specificată drept bază de referință A și axa suprafeței cilindrice specificată drept bază de referință b, este de 0,05 mm.</p>		<p>Zona de toleranță este limitată de un cilindru cu diametrul egal cu toleranța, dacă valoarea toleranței este precedată de simbolul Ø.</p>
Toleranța la forma dată a profilului		<p>Toleranța la coaxialitate a axei suprafeței cilindrice din mijloc, față de axa comună a suprafețelor cilindrice din capetele arborelui specificat drept baze de referință A și B), este de 0,08 mm.</p>		<p>Zona de toleranță este limitată de două linii înfășurătoare ale cercurilor cu diametrul egal cu toleranța, ale căror centre sunt situate pe un profil care are forma geometrică corectă.</p>
Toleranța la forma dată a suprafeței		<p>Toleranța la concentricitate a centrului cercului cu diametrul mare, față de centrul cercului cu diametrul mai mic (specificat drept bază de referință), este de 0,01 mm</p>		<p>Zona de toleranță este limitată de două suprafețe înfășurătoare ale sferelor cu diametrul egal cu toleranța, ale căror centre sunt situate pe o suprafață care are forma geometrică corectă.</p>

Rugozitatea suprafețelor.

Rugozitatea suprafețelor reprezintă abaterile geometrice de ordinul 3 și 4, constituind ansamblul neregularităților care formează relieful suprafeței reale, al căror pas S_R , este relativ mic în raport cu adâncimea Y_R ($S_R/Y_R \leq 50$).

1. Considerații generale

Neregularitățile care formează relieful suprafeței prelucrate pot fi: striații, rizuri, goluri, smulgeri de material, urme de sculă, pori, sufluri, fisuri, etc., a căror formă și dimensiuni depind de procedeul de prelucrare, geometria sculelor așchietoare, regimul de așchiere, modul de formare a așchiei, caracteristicile materialului prelucrat.

Cauzele apariției abaterilor de ordinul 3 și 4 se datoresc factorilor care intervin la prelucrarea pieselor:

- neuniformitatea procesului de așchiere;
- mișcarea ondulatorie a vârfului sculei așchietoare;
- frecarea dintre suprafața prelucrată a piesei și tăișul sculei așchietoare;
- vibrațiile cu frecvență înaltă generate în sistemul tehnologic.

Rugozitatea suprafețelor constituie abateri geometrice de ordinul 3 și 4 astfel:

- abaterile de ordinul 3 reprezintă componenta cu caracter periodic a rugozității; sunt neregularitățile generate de cinematica procesului de așchiere și de factorii care intervin constant în timpul prelucrării;
- abaterile de ordinul 4 reprezintă componenta cu caracter aleatoriu a rugozității; sunt neregularitățile generate de factorii care intervin la întâmplare în timpul prelucrării.

Notă: între rugozitatea suprafețelor și starea suprafețelor există deosebiri evidențiate de faptul că:

- starea suprafețelor este definită prin starea fizică și chimică a suprafețelor, definită de caracteristicile fizice și chimice ale stratului superficial al suprafeței și prin starea geometrică a suprafeței, caracterizată de abaterile geometrice ale suprafeței reale față de suprafața nominală;
- rugozitatea suprafețelor se referă numai la aspectul geometric al suprafețelor.

Evaluarea abaterilor microgeometrice se realizează folosind diferite sisteme de evaluare, iar parametrii de rugozitate se definesc pe profile filtrate.

Pentru evaluarea parametrilor de profil ai rugozității este necesară definirea unor noțiuni specifice.

Filtrarea abaterilor geometrice - separarea componentelor transmise de cele atenuate ale profilului efectiv; filtrarea poate fi mecanică, electrică sau combinată.

Profil filtrat – profilul modificat, obținut prin aplicarea filtrării; după componentele transmise ale profilului, se pot obține:

- profil filtrat trece jos – obținut prin filtrare cu joasă frecvență care permite transmiterea componentelor cu frecvență joasă (sunt restituite abaterile de ordinul 1 și 2 și atenuate abaterile de ordinul 3 și 4);
- • profil filtrat trece sus – obținut prin filtrare cu înaltă frecvență care permite transmiterea componentelor cu frecvență înaltă (sunt restituite abaterile de ordinul 3 și 4 și atenuate abaterile de ordinul 1 și 2);

Sistem de evaluare a rugozității – o metodă de calcul folosită pentru aprecierea cantitativă a profilului efectiv; fiecare sistem are la bază o linie sau un profil de referință aleasă, convențional pentru evaluarea cantitativă a profilului efectiv.

Se utilizează mai multe sisteme de evaluare:

- sistemul liniei medii (sistemul M);
- sistemul liniei înfișurătoare (sistemul E);
- sistemul diferențelor variabile.

La baza standardizării rugozității se află sistemul liniei medii, în care se definesc următoarele elemente (fig.1):

- **lungime de bază l** – lungimea secțiunii de suprafață aleasă pentru definirea parametrilor de rugozitate, astfel încât să se înlăture influența abaterilor de ordinul 1 și 2;
- **lungimea secțiunii măsurate, L** - lungimea secțiunii de suprafață aleasă pentru măsurarea parametrilor de profil; poate fi egală cu l sau un multiplu de lungimi de bază;
- **linia medie a profilului, m** – linia cu forma profilului geometric care împarte profilul efectiv astfel încât, în limitele lungimii l , suma pătratelor ordonatelor y_1, y_2, \dots, y_n , să fie minimă;

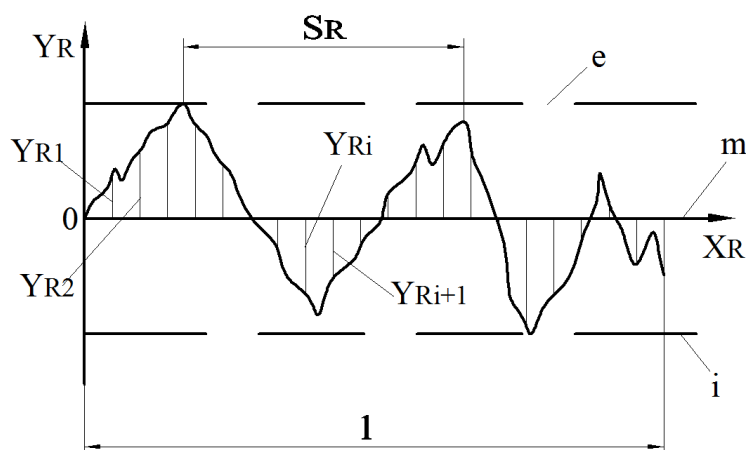


Fig. 1

- **linia exterioară a profilului, e** – linia echidistantă cu linia medie, tangentă la cele mai înalte vârfuri întâlnite pe suprafață, în limitele lungimii l ;
- **linia interioară a profilului, i** – linia echidistantă cu linia medie, tangentă la cele mai joase goluri întâlnite pe suprafață, în limitele lungimii l ;
- **pasul neregularităților, S_R** – distanța între punctele cele mai de sus aparținând la două proeminente (vârfuri) consecutive ale profilului efectiv;
- **nivel de secționare, p** – distanța dintre linia e a profilului și o dreaptă paralelă cu aceasta care intersectează profilul;
- **lungimea portantă a profilului, L_{Rp}** – suma lungimilor segmentelor interceptate în interiorul profilului, în limitele lungimii de bază, pe dreapta care intersectează profilul la nivelul de secționare.

Evaluarea rugozității suprafețelor se realizează prin definirea și determinarea unor parametri caracteristici numiți parametri de profil, care sunt grupați în două categorii distincte: parametri fizici și parametri statistici.

Notă: din motive de utilizare practică, definițiile și relațiile parametrilor de profil ai rugozității sunt stabilite prin metoda grafică de evaluare a profilului efectiv și raportate la o lungime, L de măsurare; pe reprezentarea grafică a profilului filtrat, axa absciselor coincide cu linia exterioară, e , iar axa ordonatelor trece prin punctul zero al unghiei de măsurare, L .

2. Parametrii de profil ai rugozității

Determinarea cantitativă a rugozității se realizează cu ajutorul unor indicatori numiți parametri de profil ai rugozității.

În sistemul liniei medii se folosesc două categorii de parametri de profil:

- parametri fizici;
- parametri statistici.

Din motive de utilitate practică, definițiile și relațiile parametrilor de profil sunt stabilite prin metoda grafică de evaluare a profilului efectiv, care este raportat la o lungime de măsurare L ; axa absciselor trece prin punctul cel mai înalt al profilului, iar axa ordonatelor trece prin punctul de zero al lungimii de măsurare.

2.1. Parametrii fizici ai rugozității exprimă caracteristicile fizice de formă și dimensiuni ale profilului real (efectiv); sunt următorii:

a. Adâncimea totală (abaterea totală) a rugozității, R_{max} este distanța, pe axa ordonatelor între punctul cel mai înalt și punctul cel mai de jos al profilului, evaluată pe un profil filtrat trece sus (fig.2.):

$$R_{max} = Y_{Rmax} - Y_{Rmin}.$$

b. Adâncimea medie (amplitudinea medie) a rugozității, R_z este media aritmetică a distanțelor, pe axa ordonatelor, între o proeminență și un gol succesive, evaluată pe un profil filtrat trece sus (fig.3.):

$$R_z = 1/n \cdot \sum R_i, \text{ unde } n = 5.$$

c. Adâncimea maximă (amplitudinea maximă) a rugozității, R este cea mai mare din distanțele, pe axa ordonatelor, între o proeminență și un gol consecutive evaluată pe un profil filtrat trece sus (fig. 2.).

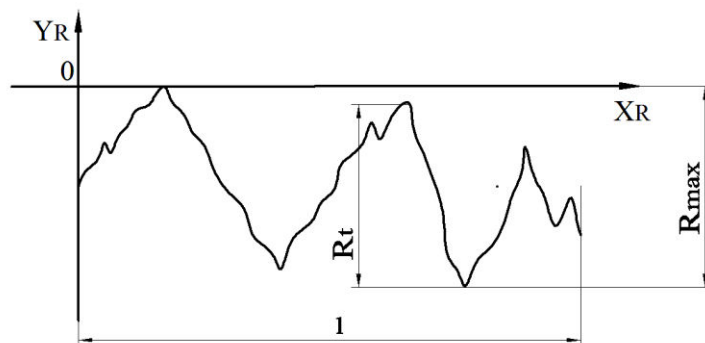


Fig. 2

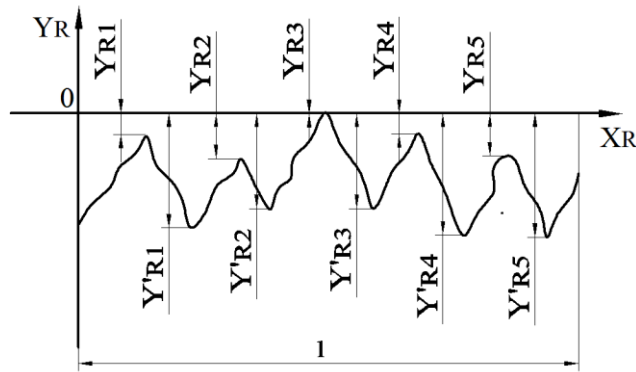


Fig. 3

2.2. Parametrii statistici ai rugozității exprimă caracteristicile statistice ale profilului real (efectiv); aceștia sunt.

a. Procentajul portant al rugozității, T_{Rp} este raportul între lungimea portantă a profilului și lungimea de măsurare L , evaluat pe un profil filtrat trece sus.

$$T_{Rp} = 100/ L \cdot \Sigma (L_{Rp})_i.$$

b. Adâncimea de nivelare a rugozității, R_p este distanța între punctul cel mai înalt al profilului și linia medie, evaluată pe un profil filtrat trece sus (fig.3.):

$$R_p = 1/ L \cdot \int Y_R \cdot dx_R.$$

c. Abțerea medie aritmetică a rugozității, W_a este media aritmetică a valorilor absolute ale ordonatelor profilului efectiv, evaluată pe un profil filtrat trece sus (fig.3.):

$$R_a = 1/ L \cdot \int (Y_R - R_p) \cdot dx_R.$$

2.3. Coeficienții de formă ai rugozității caracterizează forma profilului prin raportarea parametrilor fizici sau statistici între ei, furnizând informații cu privire la aspectul și configurația neregularităților:

a. Gradul de umplere a profilului, K_{pR} reprezintă raportul dintre adâncimea de nivelare și adâncimea medie a rugozității:

$$K_{pR} = R_p/ R_z.$$

Notă: - dacă valoarea lui K_{pR} tinde spre valoarea 1, profilul are o configurație necorespunzătoare, caracterizat prin proeminențe ascuțite și goluri largi;

- dacă valoarea lui K_{pR} tinde spre valoarea 0, profilul are o configurație solidă, caracterizat prin proeminențe largi și goluri înguste.

b. Gradul de vălurire a profilului, K_R este definit ca raportul dintre pasul mediu și adâncimea medie a rugozității:

$$K_R = S_r/ R_z.$$

Între coeficienții de formă ai profilului există relația:

$$K_R = 1 - K_{pR}.$$

3. Înscrierea parametrilor de rugozitate pe desene

Pentru înscrierea parametrilor de rugozitate pe desenul de reper, se utilizează un simbol grafic convențional, (simbol de bază), în zona căruia, în puncte bine determinate, se notează valori ale parametrilor de rugozitate precum și alte informații suplimentare, folosind simboluri grafice, literale și numerice, (fig. 4.a):

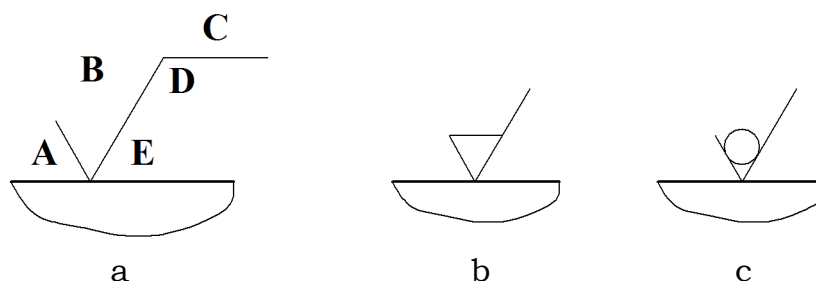


Figura 4. Simboluri pentru înscrierea parametrilor de rugozitate

- zona **A**: valoarea adaosului de prelucrare la prelucrarea suprafeței [mm];
- zona **B**: simbolul literal al unui parametru de rugozitate, urmat de valoarea maximă [μm];

Notă: atunci când se prescrie valoarea parametrului de rugozitate R_a , este permisă înscrierea numai a valorii numerice a acestuia, fără simbolul literal.

- zona **C**: date suplimentare privind tehnologia de prelucrare (ex.: frezare, rectificare, etc.);
- zona **D**: valoarea lungimii de bază [mm], pentru determinarea parametrului de rugozitate prescris (dacă aceasta nu este o valoare standardizată); valorile lungimii de bază în limitele cărora se determină parametrii de rugozitate sunt stabilite prin standard, conform tab. 1.

Notă: valoarea lungimii de bază se va înscrie numai când este diferită de cea stabilită prin standard.

- zona **E**: simbolul literal sau grafic pentru direcția orientării microneregularităților, conform tab. 2.

În afară de simbolul de bază se mai utilizează două simboluri suplimentare, cu semnificațiile:

- simbolul din fig. 4.b: îndepărtare obligatorie de material;
- simbolul din fig. 4.c: menținerea suprafeței respective în stadiul de la operația precedentă.

Valori standardizate ale lungimii de bază

Tabelul 1

Lungimea de bază [mm]					
0,08	0,25	0,80	2,5	8,0	25

Simboluri grafice pentru orientarea microneregularităților

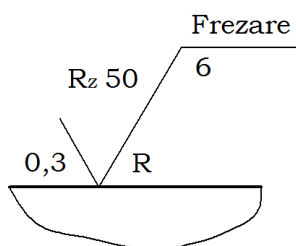
Tabelul 2.

Simbol	Orientarea neregularităților	Exemple	Simbol	Orientarea neregularităților	Exemple
=	Paralelă cu planul de proiecție a suprafeței simbolizate		M	În mai multe direcții oarecare	
⊥	Perpendiculară pe planul de proiecție a suprafeței simbolizate		C	Aproximativ circulară și concentrică față de cercul suprafeței simbolizate	
X	Încrucișată, înclinată față de planul de proiecție a suprafeței simbolizate		R	Aproximativ radială față de centrul suprafeței simbolizate	

Exemple de înscriere și identificare a parametrilor de rugozitate pe desene de execuție.

Exemplul I.

Notare pe desen

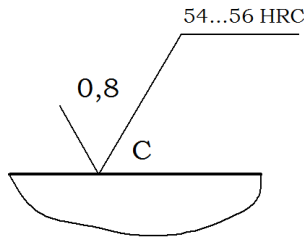


Identificarea notațiilor. Interpretare

- 0,3:** valoarea adâncimii de așchiere este 0,3 mm;
- Rz:** parametrul de rugozitate pentru care s- a prescris o valoare maximă este adâncimea medie a rugozității;
- 50:** valoarea maximă pentru Rz este de 50 μm;
- Frezare:** suprafața pentru care s- au stabilit condițiile de stare este prelucrată prin frezare;
- 6:** valoarea lungimii de bază este de 6 mm;
- R:** direcția neregularităților este aproximativ radială față de centrul suprafeței considerate.

Exemplul al II- lea.

Notare pe desen



Identificarea notațiilor. Interpretare

0,8: valoarea maximă pentru parametrul de rugozitate R_a (adâncimea medie aritmetică a rugozității) este de $0,8 \mu\text{m}$;

54...56 HRC: valoarea durității stratului superficial al suprafeței să fie cuprinsă între 54 și 56 unități Rockwel, scara C;

C: direcția neregularităților este aproximativ circulară și concentrică cu centrul suprafeței.

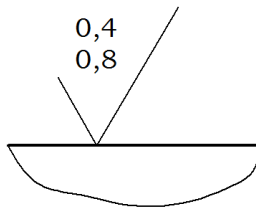
Notă: nu s- a înscris simbolul parametrului R_a (se subînțelege că valoarea de $0,8 \mu\text{m}$ s- a stabilit pentru acest parametru de rugozitate).

Notă: nu s- a înscris valoarea adâncimii de așchiere (va fi stabilită de tehnolog).

Notă: nu s- a înscris valoarea lungimii de bază (este o valoare standardizată, conform tab. 1).

Exemplul al III- lea.

Notare pe desen



Identificarea notațiilor. Interpretare

0,4: valoarea efectivă a parametrului de rugozitate R_a (adâncimea medie aritmetică a rugozității) trebuie să fie cuprinsă între valorile limită de $0,4 \mu\text{m}$ (valoarea minimă) și de $0,8 \mu\text{m}$ (valoarea maximă).

Notă: nu s- a înscris simbolul parametrului R_a (se subînțelege că valorile limită s- au prescris pentru acest parametru de rugozitate).

3. Alegerea parametrilor de rugozitate a suprafețelor.

Rugozitatea suprafețelor organelor de mașini are o importanță deosebită în funcționarea corectă a îmbinărilor, influențând direct condițiile de ungere, rezistența la uzare, rezistența la oboseală, rezistența la coroziune a organelor de mașini.

În cazul utilizării lubrefianților pentru ungerea pieselor din îmbinările mobile, rugozitatea mare a suprafețelor influențează negativ efectul hidrodinamic și păstrarea peliculei de lubrefiant pe suprafețele aflate în mișcare relativă.

Mărimea și direcția microneregularităților influențează direct rezistența la uzare a suprafețelor din îmbinări, care vin în contact pe vârful neregularităților care, supuse supuse la presiuni neuniforme, determină uzarea accentuată, mărirea jocului din îmbinări și schimbarea caracterului ajustajelor.

Adâncimea mare a microneregularităților influențează rezistența la oboseală a organelor de mașini, deoarece rizurile și striatiile cu adâncime mare pot deveni concentratori de eforturi și focare de rupere prin oboseală

Rugozitatea mare a suprafețelor care lucrează în medii corozive, determină apariția de punji cu agent coroziv care, adâncindu-se, provoacă fisuri și ruperea asperităților și chiar a piesei.

Pentru caracterizarea completă a profilului nu este suficient un singur parametru de profil; la alegerea și prescrierea parametrilor de profil este necesară respectarea unor cerințe:

- semnificația parametrului în raport cu rolul funcțional al suprafeței considerate;
- procedeul de prelucrare folosit pentru obținerea suprafeței;
- compatibilitatea parametrului de profil în raport cu mijloacele de măsurare.

În general, proiectantul trebuie să prescrie o valoare mică pentru parametrii de rugozitate, pentru:

- suprafețele active ale sculelor așchietoare;
- suprafețele active ale mijloacelor de măsurare;
- suprafețele de contact ale pieselor din îmbinările formate cu ajustaje cu joc sau strângere mică;
- suprafețe de racordare pentru evitarea focarelor de rupere la oboseală;
- suprafețe care lucrează în medii corozive (chiar dacă sunt libere);
- suprafețe libere la care interesează rugozitate mică din punct de vedere estetic.

Rugozitatea unei suprafețe se prescrie explicit atunci când limitarea ei este necesară pentru buna funcționare a piesei sau interesează aspectul suprafeței, chiar dacă tehnologia de fabricație aplicată asigură obținerea unei valori corespunzătoare pentru parametrul de rugozitate considerat. Atunci când rugozitatea nu prezintă interes din punct de vedere funcțional, nu se prescriu valori limită pentru parametrii de profil, aceștia rezultând implicit din aplicarea tehnologiei de fabricație pentru realizarea toleranțelor dimensionale.

Precizia orientării suprafețelor

Precizia orientării suprafețelor reprezintă gradul de corespondență dintre orientarea cu care se obțin elementele geometrice (axe, plane, suprafețe) în urma prelucrării și orientarea stabilită de proiectant pe desen.

1. Considerații teoretice

Datorită impreciziei procesului de prelucrare orientarea suprafețelor nu se obține cu exactitate ci cu abateri numite **abateri de orientare**.

Prin abaterile de orientare se evaluează precizia orientării suprafețelor pieselor.

Pentru definirea abaterilor de orientare a suprafețelor, este necesară cunoașterea unor noțiuni prezentate în continuare.

Orientare nominală – orientarea unui element geometric al piesei (punct, dreaptă, plan, suprafață) determinată prin dimensiuni liniare și/ sau unghiulare față de baza de referință sau de alt element geometric al piesei.

Poziție nominală - poziția unui element geometric al piesei determinată prin dimensiuni nominale sau dimensiuni teoretic exacte (cote încadrate .

Element de referință - elementul geometric real al piesei (vârful, muchie, suprafață) folosit pentru definirea bazei de referință.

Element de referință simulat - elementul geometric real (vârful, muchie, suprafață) ale dispozitivului de prindere a piesei și care este în contact direct cu elementul de referință al piesei.

Bază de referință - elementul geometric ideal (punct, axă, plan, suprafață) care se obține la contactul dintre elementul de referință al piesei cu elementul de referință simulat și față de care se stabilește orientarea /poziția elementului tolerat; sunt definite baze de referință (fig.1.):

- A - de tip plan geometric, definită prin contactul între suprafața plană reală a piesei și suprafața plană reală a elementului de orientare folosit;
- B – de tip axă de simetrie, materializată prin contactul între suprafața cilindrică reală a piesei și suprafața cilindrică exterioară a dornului folosit pentru materializarea bazei.

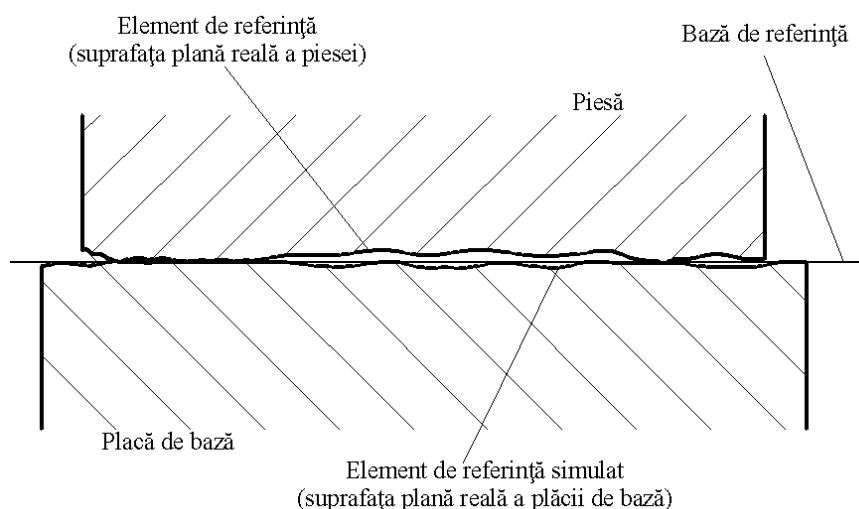


Fig. 1

Sistem de baze de referință - ansamblul format din două sau mai multe baze de referință, folosit pentru definire poziției elementului geometric tolerat.

Abatere de orientare - abaterea de la orientarea nominală a unui element geometric al piesei față de o bază de referință.

Abatere limită de orientare- valoarea maximă admisă a abaterii de orientare.

Toleranța de orientare- zona delimitată de abaterea limită de orientare.

Abaterile de orientare a suprafețelor sunt diferențe cu care se obține orientarea suprafețelor prelucrate față de orientarea teoretică specificată în documentația de execuție.

Prin abaterile de orientare se evaluează precizia orientării suprafețelor pieselor. Sunt stabilite, prin standard, următoarele abateri de orientare:

- abaterile la paralelism;
- abaterile la înclinare;
- abaterile la perpendicularitate.

Notă: se face precizarea că cele trei categorii de abateri de orientare prezintă mai multe cazuri particulare în funcție de elementele adiacente considerate (dreaptă, .plan, etc)

2. Definirea abaterilor de orientare a suprafețelor

Abaterile la paralelism

Diferența distanțelor maximă și minimă dintre elementele adiacente măsurate în limitele lungimii sau suprafeței de referință (fig. 2).

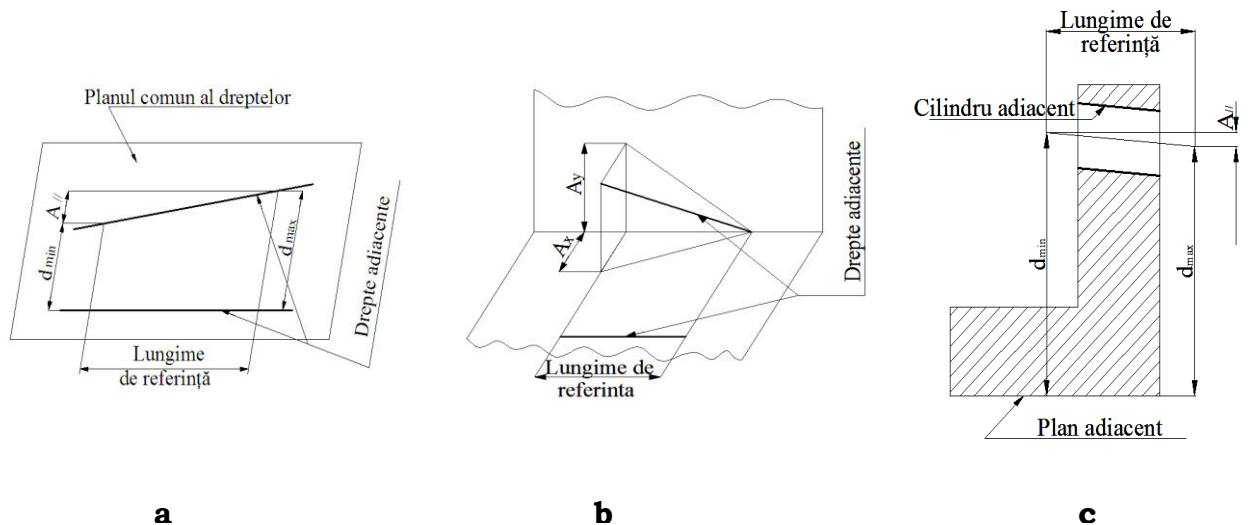


Figura 2. Abateri la paralelism (cazuri)

Cazuri particulare ale abaterilor de la paralelism:

- abaterea la paralelism a două drepte în plan (fig. 2.a);
- abaterea la paralelism a două drepte în spațiu (fig. 2.b);
- abaterea la paralelism dintre o dreaptă și un plan (fig. 2.c);
- abaterea la paralelism a două plane.

Abaterile de la înclinare

Reprezină diferența dintre unghiul format de elementele adiacente și unghiul nominal măsurată liniar, în limitele lungimii sau suprafeței de referință (fig. 3).

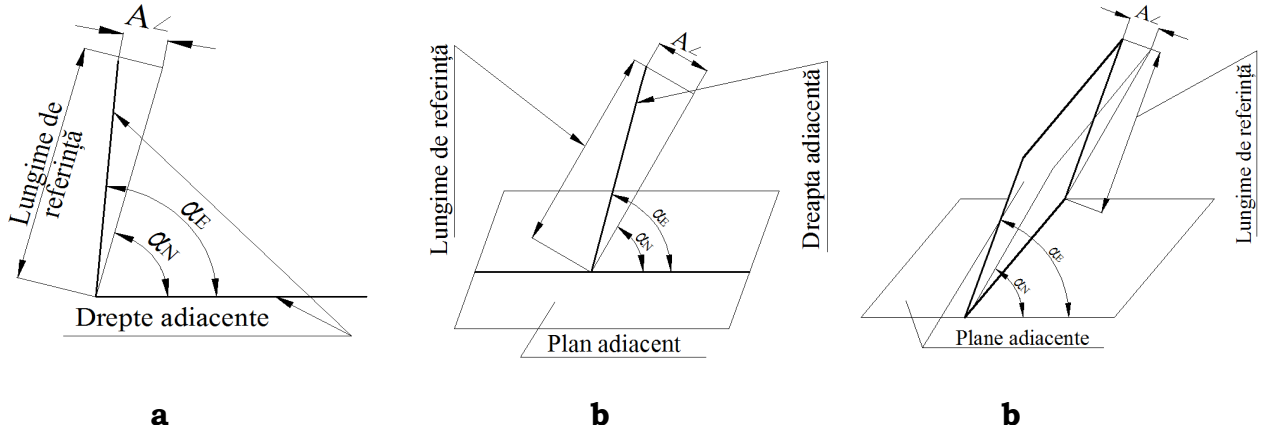


Figura 3. Abateri la înclinare (cazuri)

Cazuri particulare:

- abaterea la înclinare a două drepte (fig. 3.a);
- abaterea la înclinare dintre o dreaptă și un plan (fig. 3.b);
- abaterea la înclinare a două plane (fig. 3.c);.

Abaterile la perpendicularitate

Sunt un caz particular al abaterii de la înclinare, când unghiul nominal este 90° și reprezintă diferența dintre unghiul format de elementele adiacente și unghiul nominal de 90° , măsurată liniar, în limitele lungimii sau suprafeței de referință (fig. 4).

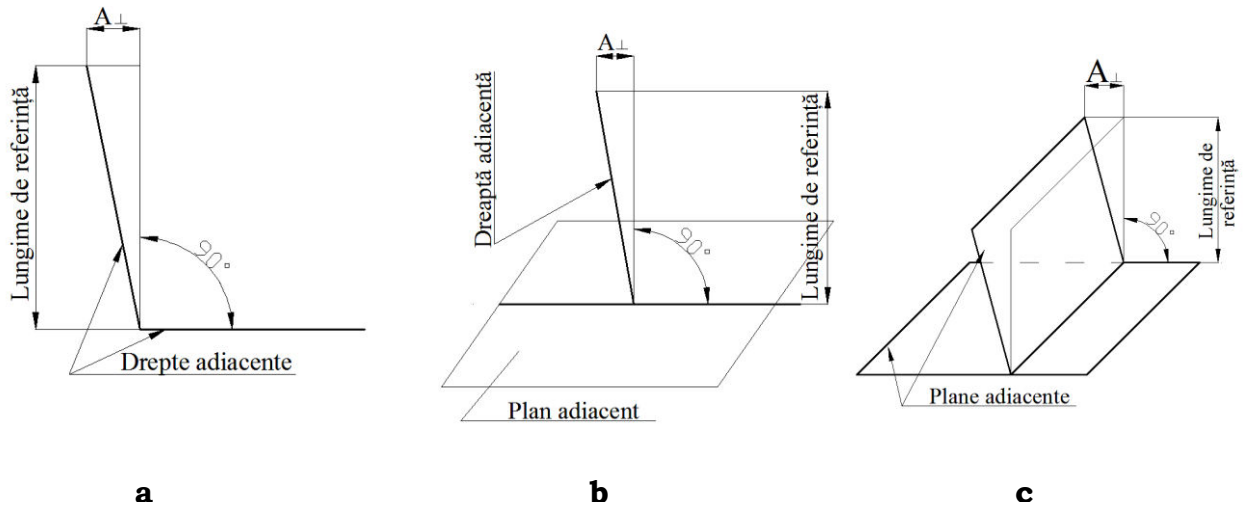


Figura 4. Abateri la perpendicularitate (cazuri)

Cazuri particulare:

- abaterea la perpendicularitate a două drepte (fig. 4.a);

- abaterea la perpendicularitate dintre o dreaptă și un plan (fig. 4.b);
- abaterea la perpendicularitate a două plane (fig. 4.c).

3. Indicarea toleranțelor de orientare a suprafețelor pe desenele de execuție. Definiția zonei de toleranțe. Interpretare

Pentru indicarea toleranței la orientare a elementelor geometrice, se utilizează cadrul de toleranțe cu primele două casete obligatorii și una până la trei casete, în care se înscriu elementele:

- în prima casetă din stânga se înscrie simbolul grafic al caracteristicii de orientare pentru care se prescrie toleranța de orientare;
- în a doua casetă se înscrie valoarea toleranței de orientare (mărimea zonei de toleranță), în milimetri;
- în a treia casetă se înscrie simbolul literal al bazei de referință sau simbolurile literale ale bazelor de referință, care formează baza de referință comună, despărțite prin cratimă;
- atunci când este necesară indicarea unui sistem de baze de referință, în casetele a III- a, a IV- a și a V- a se înscriu simbolurile literale ale bazelor de referință care compun sistemul de baze de referințe.

Notă: un cadru de toleranțe poate conține minim două casete și maxim cinci casete.

Baza de referință se indică, pe desenul de execuție, printr-o casetă în care se înscrie simbolul literal al elementului geometric specificat drept bază de referință; caseta se atașează printr-o linie subțire terminată cu triunghi înnegrit de elementul geometric bază de referință, astfel:

- direct de elementul geometric (pe conturul acestuia);
- indirect, pe o linie subțire ajutătoare;
- în continuarea liniei de cotă a elementului geometric specificat drept bază de referință, atunci când aceasta este un plan median sau o axă de rotație;
- alăturat cadrului de toleranțe al unui alt element geometric tolerat și care este specificat drept bază de referință pentru altă toleranță geometrică.

Se prezintă, în continuare, exemple de indicare a toleranțelor de orientare pe desenele de execuție, împreună cu identificarea elementelor înscrise (interpretarea notațiilor de pe desen).

La identificarea toleranței geometrice (interpretarea notațiilor de pe desenul de execuție), utilizatorul desenului de execuție va urmări obținerea tuturor informațiilor date de proiectant și anume:

- caracteristica tolerată (ce caracteristică geometrică este tolerată pe desen): **se observă simbolul grafic în prima casetă;**
- elementul geometric tolerat (care a primit toleranță): **se observă de care element geometric este legat cadrul de toleranțe;**
- valoarea toleranței geometrice: **se observă valoarea numerică, dată în milimetri, din a doua casetă** a cadrului de toleranțe;
- baza de referință sau sistemul de baze de referință specificate: **se observă simbolul literal din caseta a III-a, respectiv, simbolurile literale și din casetele a IV- a și a V- a;**
- informații suplimentare indicate prin specificații suplimentare.

Notă: după identificarea simbolului literal al bazei de referință în cadrul de toleranțe, se identifică, pe desen, care element geometric al piesei este specificat drept baza de referință indicată în cadrul de toleranțe.

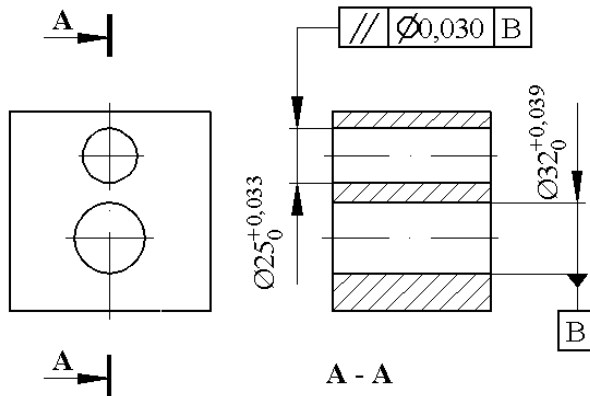


Fig. 5

Interpretare: toleranța la paralelism a axei suprafeței interioare cu $N=25$ mm, față de suprafeța interioară cu $N=32$ mm, specificată drept bază de referință B, este 0,030 mm, rescrisă în orice direcție.

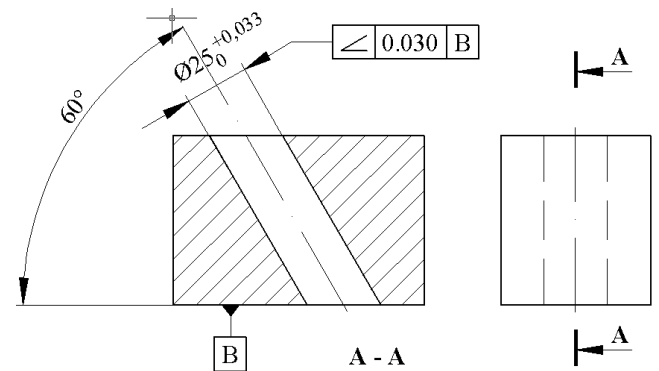


Fig. 6

Interpretare: toleranța la înclinare a axei suprafeței interioare cu $N=25$ mm, față de suprafața plană inferioară, specificată drept bază de referință B, este 0,030 mm

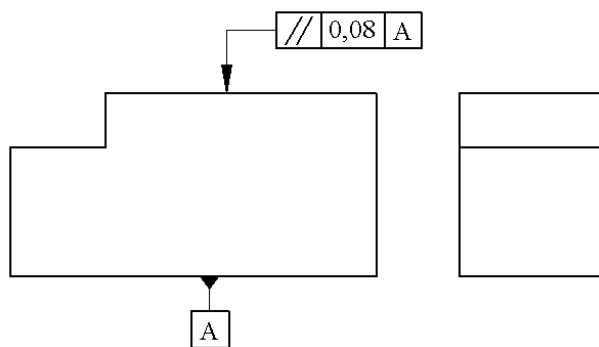


Fig. 7

Interpretare: toleranța la paralelism a suprafeței superioare, față de suprafața plană inferioară, specificată drept bază de referință A, este 0,08 mm

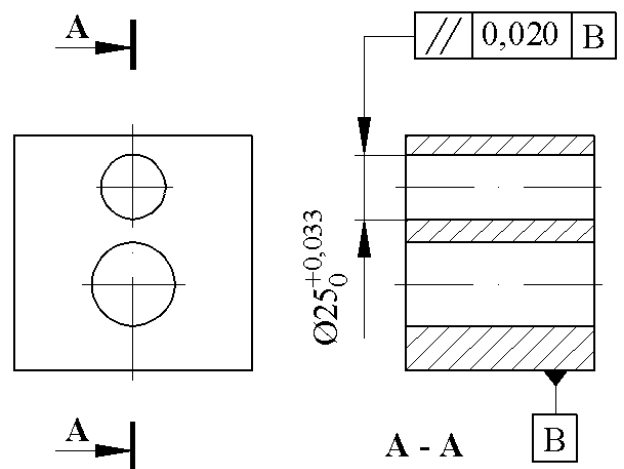


Fig.8

Interpretare: toleranța la paralelism a axei suprafeței interioare cu $N=25$ mm, față de suprafața plană inferioară, specificată drept bază de referință B, este 0,020 mm

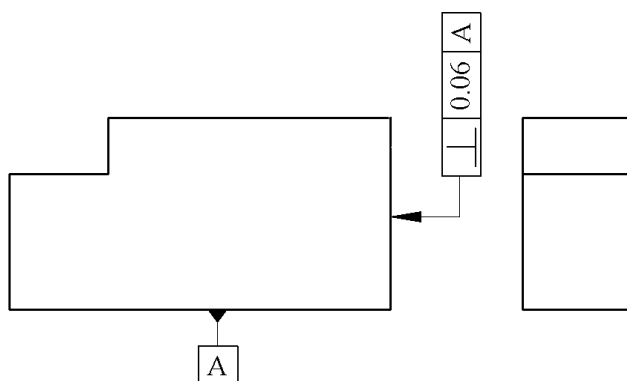


Fig. 9

Interpretare: toleranța la perpendicularitate a suprafeței plane din deapta, față de suprafața plană inferioară, specificată drept bază de referință A, este 0,06 mm.

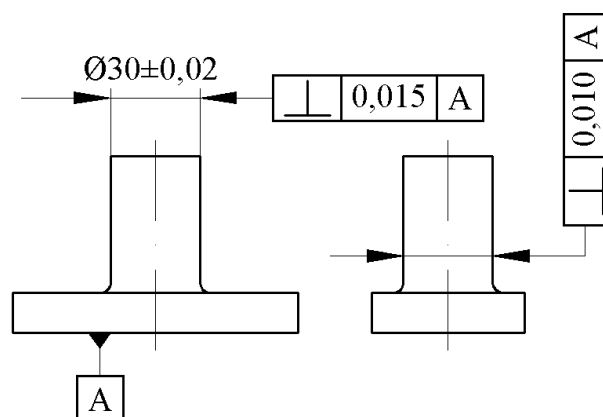
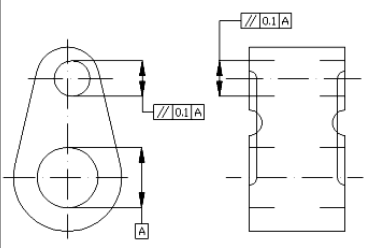

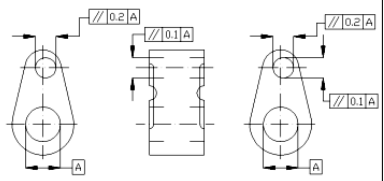
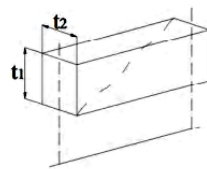
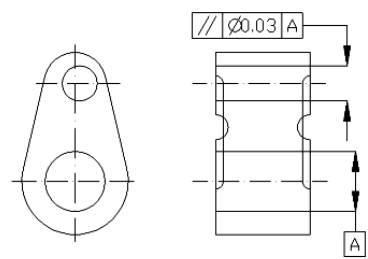
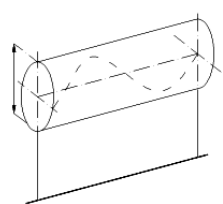
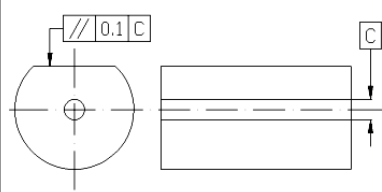
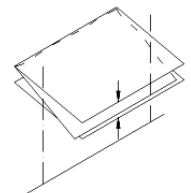


Fig. 10

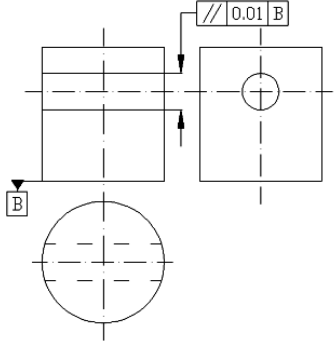
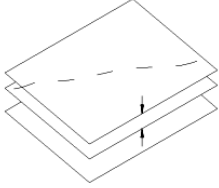
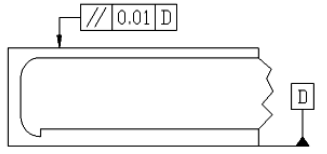
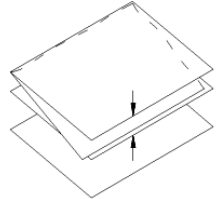
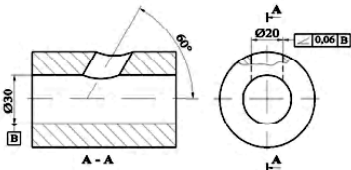
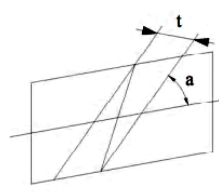
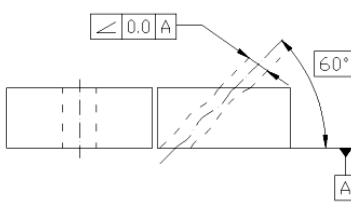
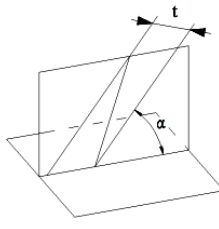
Interpretare: toleranța la perpendicularitate a axei suprafeței cilindrice cu $N=30$ mm, față de suprafața plană inferioară, specificată drept bază de referință A, este 0,015 mm, în planul de proiecție și de 0,01 mm, în plan perpendicular.

În tabelul 1 sunt prezentate, sintetic, definițiile zonelor de toleranțe pentru abaterile de orientare, notarea toleranțelor pentru aceste abateri pe desenul de execuție și interpretarea informațiilor înscrise în caseta de toleranțe.

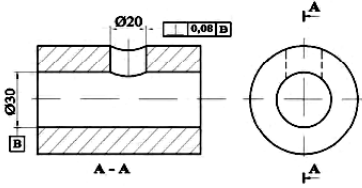
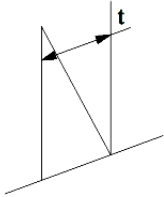
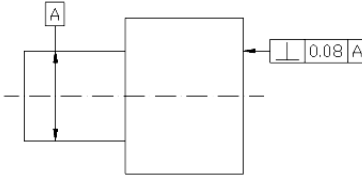
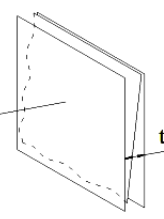
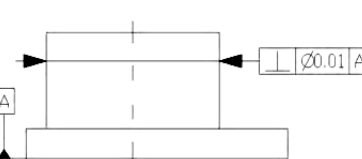
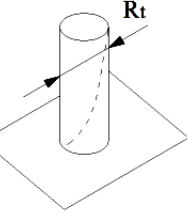
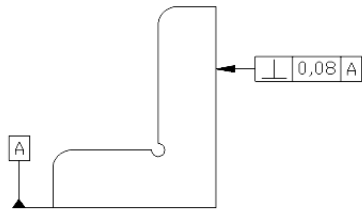
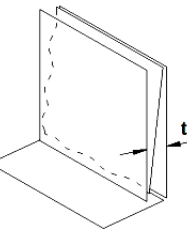
Tabelul 1

Toleranța	Înscrierea toleranței de poziție pe desen	Interpretare	Zona de toleranță	
			Schematizare	Descriere
0	1	2	3	4
Toleranța la paralelism	Toleranța la paralelism a două drepte (axe) într-un plan			
		Toleranța la paralelism a axei găurii de sus față axa găurii de jos (specificată drept bază de referință, A), este de 0,1 mm, în planul vertical al figurii.		Aria limitată de două drepte paralele cu baza de referință, A), având distanța dintre ele egală cu toleranța: 0,1 mm.
	Toleranța la paralelism a două drepte (axe) în două direcții perpendiculare			
		Toleranța la paralelism a găurii de sus față axa găurii de jos (specificată drept bază de referință, A), este de 0,1 mm, în plan vertical și de 0,2 mm în plan orizontal.		Volumul limitat de un paralelipiped cu muchii paralele cu baza de referință A, având secțiunea cu laturile egale cu toleranțele prescrise: 0,1 mm și 0,2 mm.
	Toleranța la paralelism a unei drepte (axe) în orice direcție			
	Toleranța la paralelism a axei găurii de sus față axa găurii de jos (specificată drept bază de referință, A), este de 0,03 mm, în orice direcție.		Volumul limitat de un cilindru cu axa paralelă cu baza de referință A și diametrul egal cu toleranța: 0,03 mm.	
Toleranța la paralelism a unei suprafețe față de o dreaptă (axă)				
	Toleranța la paralelism a suprafeței frontale superioare față de axa găurii (specificată drept bază de referință, C), este de 0,1 mm.		Aria limitată de două plane paralele cu baza de referință, C), având distanța dintre ele egală cu toleranța: 0,1 mm.	

Tabelul 1 (continuare)

0	1	2	3	4
<p>Toleranța la paralelism</p>	<p>Toleranța la paralelism a unei drepte (axă) față de un plan</p>			
		<p>Toleranța la paralelism a axei găurii față de suprafața plană inferioară (specificată drept bază de referință B), este de 0,01 mm.</p>		<p>Aria limitată de două plane paralele cu baza de referință, B), având distanța dintre ele egală cu toleranța: 0,01 mm.</p>
<p>Toleranța la paralelism a două suprafețe plane</p>	<p>Toleranța la paralelism a două suprafețe plane</p>			
		<p>Toleranța la paralelism a suprafeței frontale plane superioare față de suprafața plană inferioară (specificată drept bază de referință D), este de 0,01 mm.</p>		<p>Aria sau volumul limitată de două plane paralele cu baza de referință, D), având distanța dintre ele egală cu toleranța: 0,01 mm.</p>
<p>Toleranța la înclinare</p>	<p>Toleranța la înclinare a două drepte (axe)</p>			
		<p>Toleranța la înclinare a axei găurii transversale față de axa găurii axiale (specificată drept bază de referință B), este de 0,06 mm.</p>		<p>Aria limitată de două drepte înclinate cu unghiul nominal față de baza de referință, cu distanța între ele egală cu toleranța: 0,06 mm.</p>
<p>Toleranța la înclinare</p>	<p>Toleranța la înclinare a unei drepte (axe) față de un plan</p>			
		<p>Toleranța la înclinare a axei găurii față de suprafața plană inferioară (specificată drept bază de referință A), este de 0,01 mm.</p>		<p>Aria limitată de două drepte înclinate cu unghiul nominal față de baza de referință, cu distanța între ele egală cu toleranța: 0,01 mm.</p>

Tabelul 1 (continuare)

0	1	2	3	4
<p>Toleranța la perpendicularitate</p>	<p>Toleranța la perpendicularitate a două drepte (axe)</p>			
		<p>Toleranța la perpendicularitate a axei găurii transversale față de axa găurii axiale (specificată drept bază de referință B), este de 0,06 mm.</p>		<p>Aria limitată de două drepte perpendiculare pe baza de referință, B), având distanța dintre ele egală cu toleranța: 0,06 mm.</p>
<p>Toleranța la perpendicularitate</p>	<p>Toleranța la paralelism a unei drepte (axă) față de un plan</p>			
		<p>Toleranța la perpendicularitate a suprafeței cilindrice din stânga față de suprafața frontală din dreapta (specificată drept bază de referință A), este de 0,08 mm.</p>		<p>Aria limitată de două plane perpendiculare pe baza de referință, A), având distanța dintre ele egală cu toleranța: 0,08 mm.</p>
<p>Toleranța la perpendicularitate</p>	<p>Toleranța la perpendicularitate a unei drepte (axe) față de un plan (când se prescrie în orice direcție)</p>			
		<p>Toleranța la perpendicularitate a axei suprafeței cilindrice față de suprafața frontală inferioară (specificată ca bază de referință A), este de 0,01 mm, în orice direcție.</p>		<p>Volumul limitat de un cilindru cu axa perpendiculară pe baza de referință A, având diametrul egal cu toleranța: 0,01 mm.</p>
<p>Toleranța la perpendicularitate</p>	<p>Toleranța la perpendicularitate a două suprafețe plane</p>			
		<p>Toleranța la perpendicularitate a suprafeței plane din dreapta față de suprafața plană inferioară (specificată drept bază de referință A), este de 0,08 mm.</p>		<p>Aria limitată, de două plane perpendiculare pe baza de referință A, cu distanța dintre ele egală cu toleranța: 0,08 mm.</p>

Precizia poziției relative a suprafețelor

Precizia poziției relative a suprafețelor reprezintă gradul de corespondență dintre poziția relativă cu care se obțin elementele geometrice (axe, plane, suprafețe) în urma prelucrării și poziția relativă stabilită de proiectant pe desen.

1. Considerații teoretice

Datorită impreciziei procesului de prelucrare poziția relativă a suprafețelor nu se obține cu exactitate ci cu abateri numite **abateri de poziție relativă**.

Prin abaterile de poziție relativă se evaluează precizia poziției relative a suprafețelor pieselor.

Pentru definirea abaterilor de poziție relativă a suprafețelor, este necesară cunoașterea unor noțiuni prezentate în continuare.

Poziție nominală - poziția unui element geometric al piesei determinată prin dimensiuni nominale sau dimensiuni teoretic exacte (cote încadrate .

Element de referință - elementul geometric real al piesei (vârf, muchie, suprafață) folosit pentru definirea bazei de referință.

Element de referință simulat - elementul geometric real (vârf, muchie, suprafață) ale dispozitivului de prindere a piesei și care este în contact direct cu elementul de referință al piesei.

Bază de referință - elementul geometric ideal (punct, axă, plan, suprafață) care se obține la contactul dintre elementul de referință al piesei cu elementul de referință simulat și față de care se stabilește orientarea /poziția elementului tolerat; sunt definite baze de referință (fig.1.):

- A - de tip plan geometric, definită prin contactul între suprafața plană reală a piesei și suprafața plană reală a elementului de orientare folosit;

- B – de tip axă de simetrie, materializată prin contactul între suprafața cilindrică reală a piesei și suprafața cilindrică exterioară a dornului folosit pentru materializarea bazei.

Fig.1.

Sistem de baze de referință - ansamblul format din două sau mai multe baze de referință, folosit pentru definirea poziției elementului geometric tolerat.

Abatere de poziție relativă - abaterea de la poziția nominală a unui element geometric al piesei față de o bază de referință.

Abatere limită de poziție relativă - valoarea maximă admisă a abaterii de poziție relativă.

Toleranța de poziție relativă zona delimitată de abaterea limită de poziție relativă.

Abaterile de poziție relativă a suprafețelor sunt diferențe cu care se obține poziția relativă a suprafețelor prelucrate față de poziția relativă teoretică specificată în documentația de execuție.

Prin abaterile de poziție relativă se evaluează precizia poziției relative suprafețelor pieselor

Sunt stabilite, prin standard, următoarele abateri de poziție relativă:

Sunt stabilite, prin standard, următoarele abateri de poziție relativă:

- abaterea la poziția nominală a suprafețelor;
- abaterea la coaxialitate;
- abaterea la concentricitate;
- abaterea la simetrie;
- bătaia radială circulară și totală;
- bătaia frontală circulară și totală.

Notă: se face precizarea că bătaia radială și bătaia frontală sunt prezente numai la piesele aflate în mișcare de rotație.

2. Definirea abaterilor de poziție relativă a suprafețelor

Abaterea la poziția nominală

Abaterea de la poziția nominală este distanța maximă dintre elementul adiacent și poziția nominală a acestuia, măsurată în limitele lungimii de referință (fig. 2).

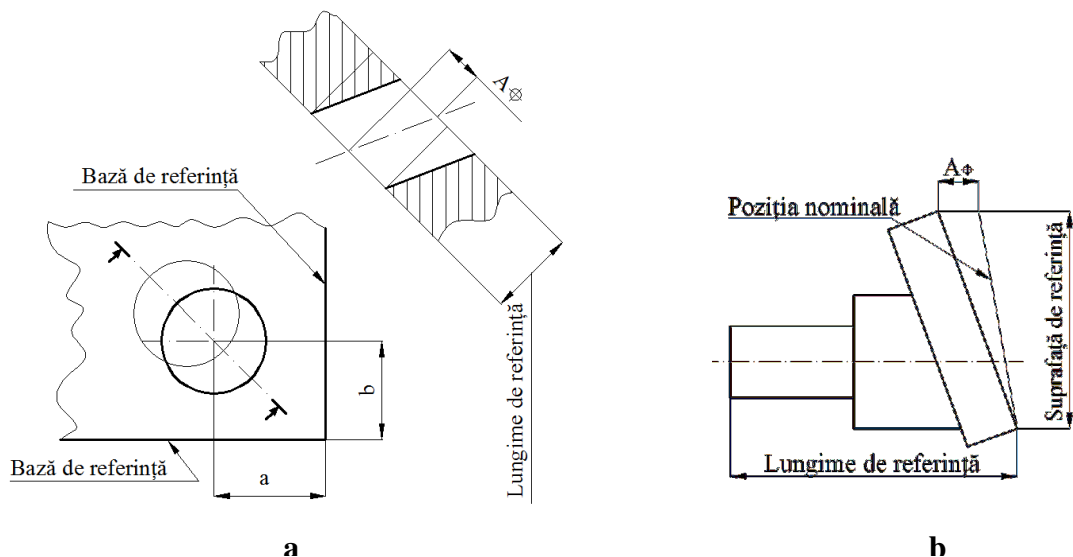


Figura 2. Abaterea la poziția nominală (cazuri)

Elementul adiacent poate fi:

- o dreaptă adiacentă sau axa unei suprafețe adiacente de rotație (fig. 2.a);
- un plan adiacent sau un plan de simetrie (fig. 2.b).

Abaterea la coaxialitate

Abaterea de la coaxialitate este distanța maximă dintre axa suprafeței adiacente de rotație și baza de referință, măsurată în limitele lungimii de referință.

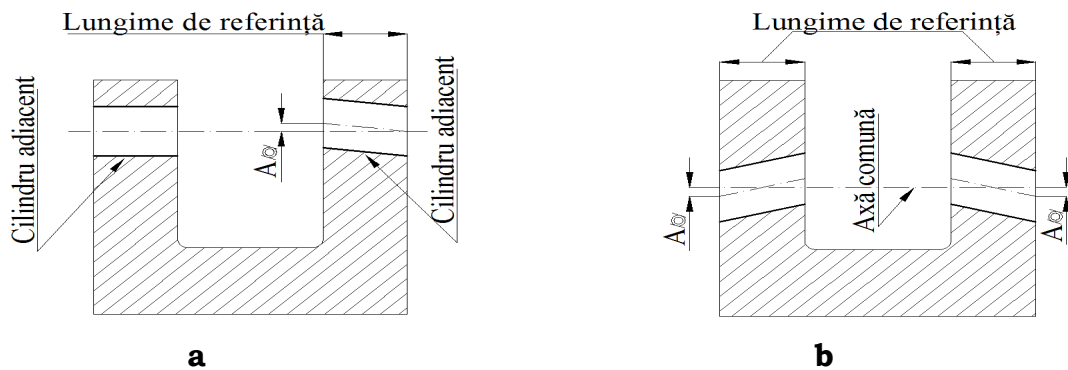


Figura 3 Abaterea la coaxialitate (cazuri)

Baza de referință poate fi:

- axa unei suprafețe adiacente de rotație date (fig. 3.a);
- axa comună a două sau mai multe suprafețe adiacente de rotație (fig.3.b).

Abaterea la concentricitate

Abaterea de la concentricitate este distanța maximă dintre centrul cercului adiacent și baza de referință, măsurată în limitele lungimii de referință (fig. 4).

Baza de referință poate fi:

- centrul unui cerc adiacent dat;
- axa unei suprafețe adiacente de rotație;
- axa comună mai multor suprafețe adiacente de rotație.

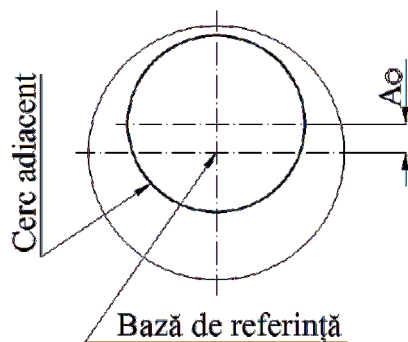


Figura 4. Abaterea la concentricitate

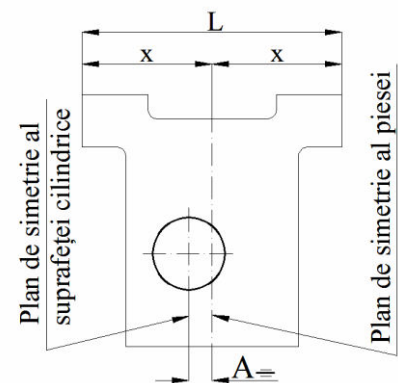


Figura 5. Abaterea la simetrie

Abaterea de la simetrie

Abaterea de la simetrie este distanța maximă dintre axele sau planele de simetrie ale elementelor geometrice și care ar trebui să coincidă, măsurată în limitele lungimii de referință sau într-un plan dat (fig. 5).

Bătaia radială

Bătaia radială este o abatere de poziție relativă care este prezentă la piesele aflate în mișcare de rotație. Sunt două cazuri de bătaie radială:

- bătaia radială circulară;
- bătaia radială totală.

Bătaia radială circulară este diferența distanțelor maximă și minimă dintre suprafața reală și axa de rotație, măsurată în fiecare secțiune perpendiculară pe axă, în limitele lungimii de referință (fig. 6).

Bătaia radială totală este diferența distanțelor maximă și minimă dintre suprafața reală și axa de rotație, măsurată în toate secțiunile perpendiculare pe axă, în limitele lungimii de referință

Bătaia frontală

Ca și bătaia radială, bătaia frontală se întâlnește numai la piesele aflate în mișcare de rotație. Sunt două cazuri de bătaie radială:

- bătaia frontală circulară;
- bătaia frontală totală.

Bătaia frontală circulară este diferența distanțelor maximă și minimă dintre suprafața frontală reală a piesei și un plan normal pe axa de rotație, măsurată în fiecare poziție radială, în limitele lungimii de referință (fig. 7).

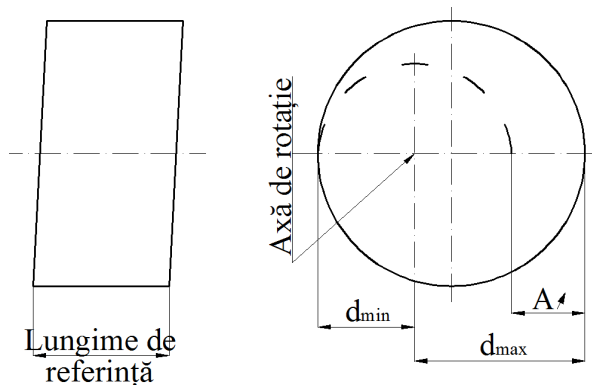


Figura 6. Bătaia radială

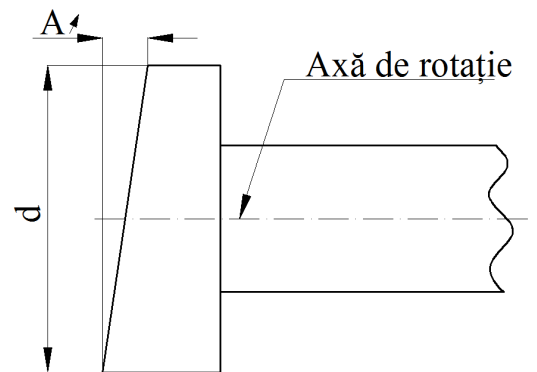


Figura 7. Bătaia frontală

Bătaia frontală totală este diferența distanțelor maximă și minimă dintre suprafața frontală reală a piesei și un plan normal pe axa de rotație, măsurată în toate pozițiile radiale, în limitele lungimii de referință.

Notă: cu toate că, atât în cazul bătăii circulare cât și în cel al bătăii totale, definițiile sunt asemănătoare, diferența dintre ele constă în modul în care se aplică metoda de măsurare a fiecăreia din ele.

3. Indicarea toleranțelor de poziție relativă a suprafețelor pe desenele de execuție. Definierea zonei de toleranțe. Interpretare

Pentru indicarea toleranței la poziția relativă a elementelor geometrice, se utilizează cadrul de toleranțe cu primele două casete obligatorii și una până la trei casete, în care se înscriu elementele:

- în prima casetă din stânga se înscrie simbolul grafic al caracteristicii de poziție relativă pentru care se prescrie toleranța de poziție relativă;
- în a doua casetă se înscrie valoarea toleranței de poziție relativă (mărimea zonei de toleranță), în milimetri;
- în a treia casetă se înscrie simbolul literal al bazei de referință sau simbolurile literale ale bazelor de referință care formează baza de referință comună, despărțite prin cratimă;
- atunci când este necesară indicarea unui sistem de baze de referință, în casetele a III- a, a IV- a și a V- a se înscriu simbolurile literale ale bazelor de referință care compun sistemul de baze de referințe.

Notă: un cadru de toleranțe poate conține minim două casete și maxim cinci casete.

Baza de referință se indică, pe desenul de execuție, printr-o casetă în care se înscrie simbolul literal al elementului geometric specificat drept bază de referință; caseta se atașează printr-o linie subțire terminată cu triunghi înnegrit de elementul geometric bază de referință, astfel:

- direct de elementul geometric (pe conturul acestuia);
- indirect, pe o linie subțire ajutătoare;
- în continuarea liniei de cotă a elementului geometric specificat drept bază de referință, atunci când aceasta este un plan median sau o axă de rotație;
- alăturat cadrului de toleranțe al unui alt element geometric tolerat și care este specificat drept bază de referință pentru altă toleranță geometrică.

Se prezintă, în continuare, exemple de indicare a toleranțelor de poziție relativă pe desenele de execuție, împreună cu identificarea elementelor înscrise (interpretarea notațiilor de pe desen).

La identificarea toleranței geometrice (interpretarea notațiilor de pe desenul de execuție), utilizatorul desenului de execuție va urmări obținerea tuturor informațiilor date de proiectant și anume:

- caracteristica tolerată (ce caracteristică geometrică este tolerată pe desen): **se observă simbolul grafic în prima casetă;**
- elementul geometric tolerat (care a primit toleranță): **se observă de care element geometric este legat cadrul de toleranțe;**
- valoarea toleranței geometrice: **se observă valoarea numerică, dată în milimetri, din a doua casetă a cadrului de toleranțe;**
- baza de referință sau sistemul de baze de referință specificate: **se observă simbolul literal din caseta a III- a, respectiv, simbolurile literale și din casetele a IV- a și a V- a;**

- informații suplimentare indicate prin specificații suplimentare.

Notă: după identificarea simbolului literal al bazei de referință în cadrul de toleranțe, se identifică, pe desen, care element geometric al piesei este specificat drept baza de referință indicată în cadrul de toleranțe.

Notă: poziția nominal a elementului tolerat este specificată prin dimensiuni teoretic exacte (cote încadrate).

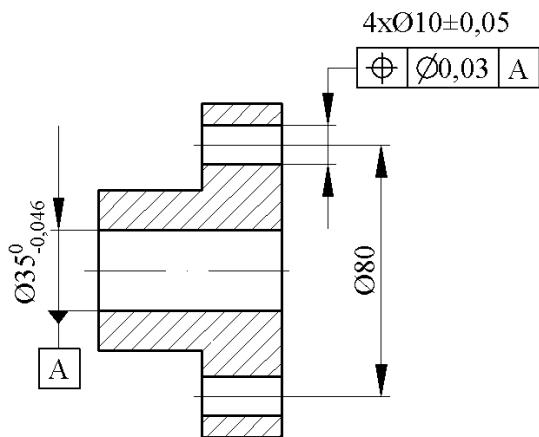


Fig. 8

Interpretare: toleranța la poziția nominală a axelor celor patru suprafețe cilindrice interioare, în raport cu axa suprafeței cilindrice interioare cu $N=35$ mm, specificată drept bază de referință A, este 0,03 mm.

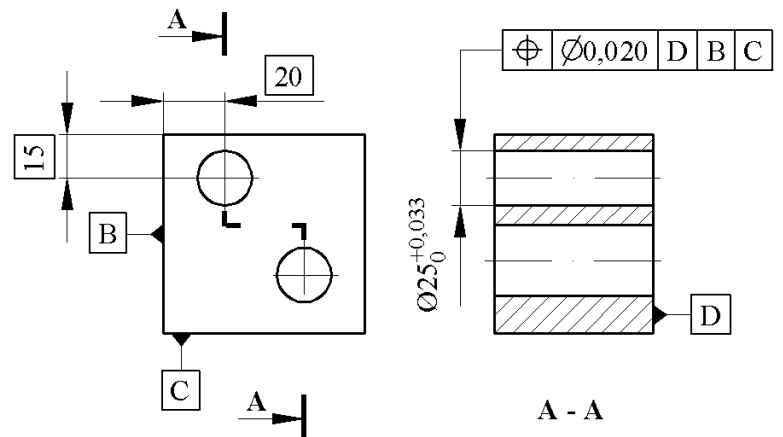


Fig. 9

Interpretare: toleranța la poziția nominală a axei suprafeței cilindrice interioare cu $N=25$ mm, în raport cu sistemul de baze de referințe D, B, C, în care: D este bază de referință primară și B este bază de referință comună formată din uniunea bazelor de referință secundară, este 0,020 mm.

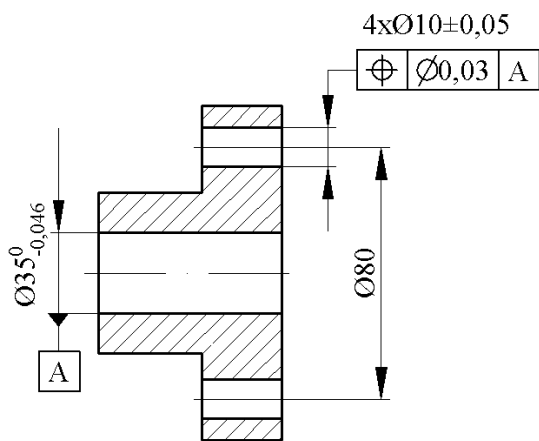


Fig. 8

Interpretare: toleranța la poziția nominală a axelor celor patru suprafețe cilindrice interioare, în raport cu axa suprafeței cilindrice interioare cu $N=35$ mm, specificată drept bază de referință A, este 0,03 mm.

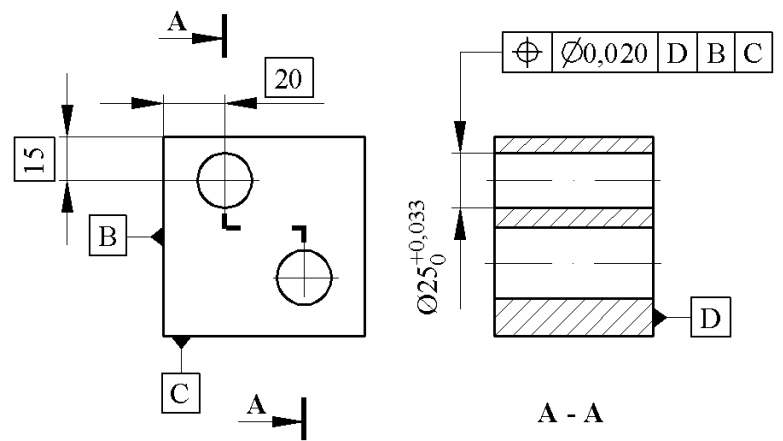


Fig. 9

Interpretare: toleranța la poziția nominală a axei suprafeței cilindrice interioare cu $N=25$ mm, în raport cu sistemul de baze de referințe D, B, C, în care: D este bază de referință primară și B este bază de referință comună formată din uniunea bazelor de referință secundară, este 0,020 mm.

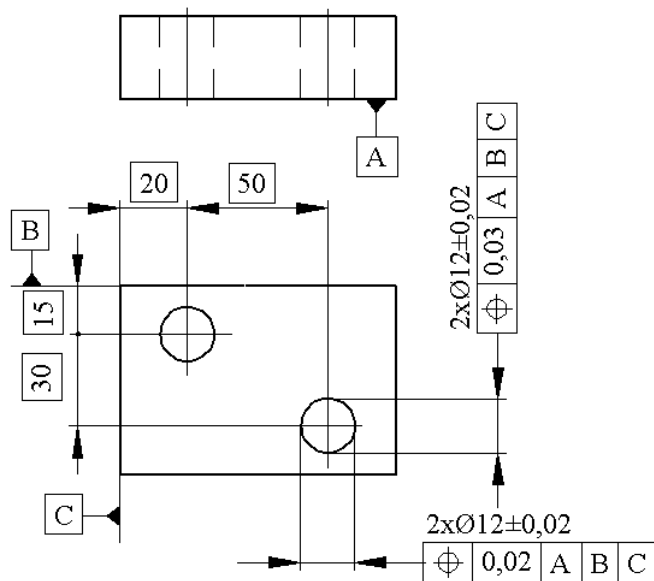


Fig. 10

Interpretare: toleranța la poziția nominală a axelor celor două suprafețe cilindrice interioare cu $N=12$ mm, în raport cu sistemul de baze de referințe A, B, C, în care: A este bază de referință primară și B este bază de referință secundară, este 0,02 mm, respectiv, 0,03 mm, pe două direcții perpendiculare, în planul de proiecție.

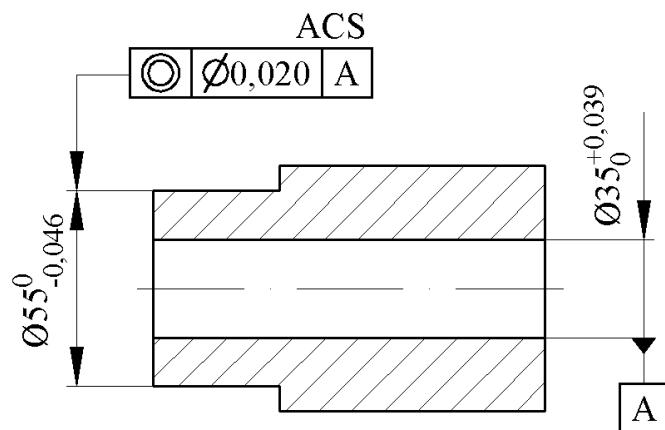


Fig. 11

Interpretare: toleranța la concentricitate a centrului oricărei secțiuni transversale a suprafeței cilindrice cu $N=55$ mm, față de axa suprafeței cilindrice interioare, specificată drept bază de referință A, este 0,020 mm.

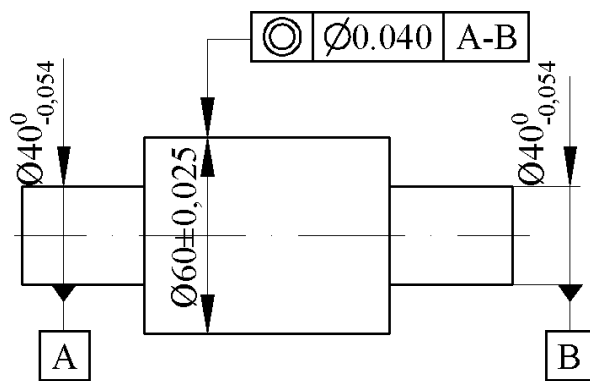


Fig. 12

Interpretare: toleranța la coaxialitate a axei suprafeței cilindrice cu $N=60$ mm, față de baza de referință comună formată din uniunea bazelor de referință A și B (suprafețele cilindrice cu $N=40$ mm), este 0,040 mm.

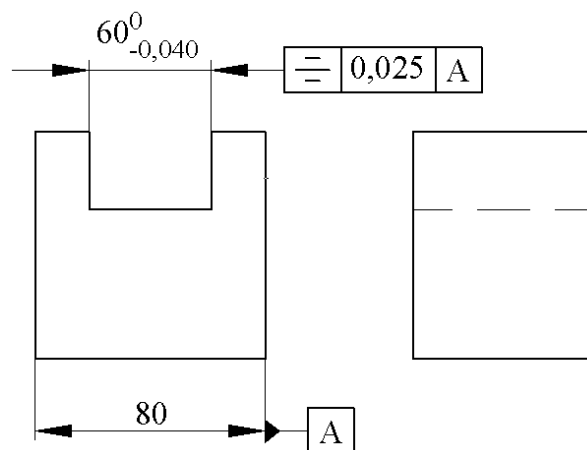


Fig. 13

Interpretare: toleranța la simetrie a planului median al canalului piesei, față de planul de simetrie al piesei, specificat drept bază de referință A, este 0,025 mm.

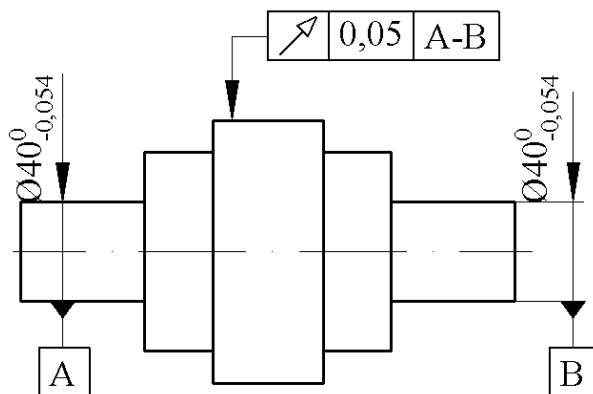


Fig. 14

Interpretare: toleranța bății radiale circulare a suprafeței față de axa comună a suprafețelor cilindrice interioare cu $N=40$ mm, specificate drept baze de referință A și B, este 0,05 mm.

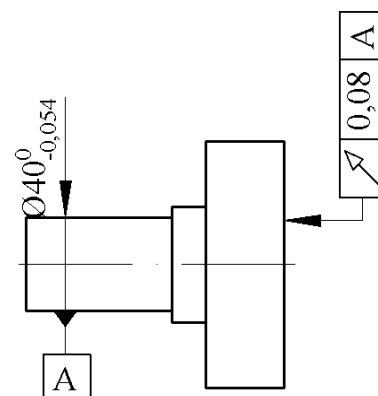


Fig. 15

Interpretare: toleranța bății frontale circulare a suprafeței frontale din dreapta, în raport cu axa suprafețelor cilindrice cu $N=40$ mm, specificată drept bază de referință A, este 0,08 mm.

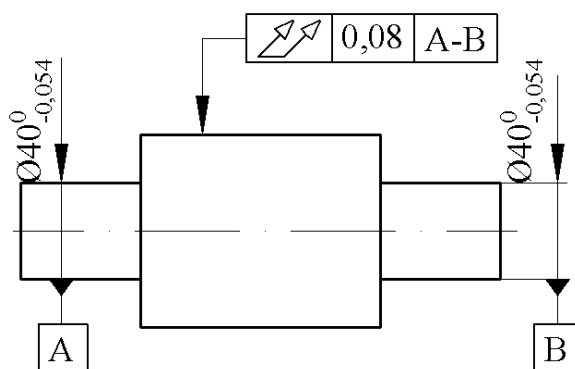


Fig. 16

Interpretare toleranța bății radiale totale a suprafeței din mijloc, în raport cu axa comună a suprafețelor cilindrice interioare cu $N=40$ mm, specificate drept baze de referință A și B, este 0,08 mm.

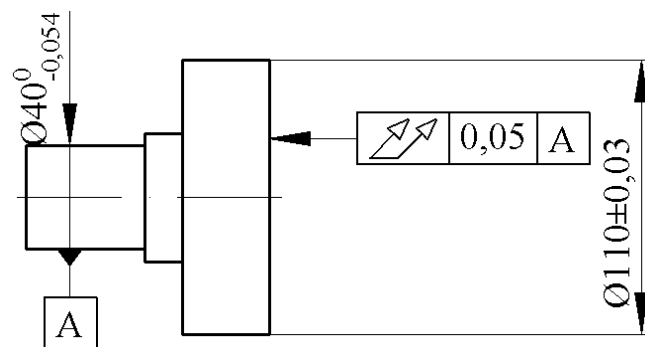
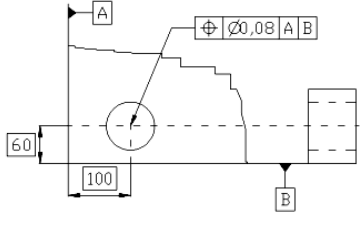
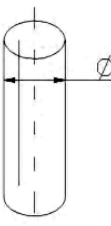
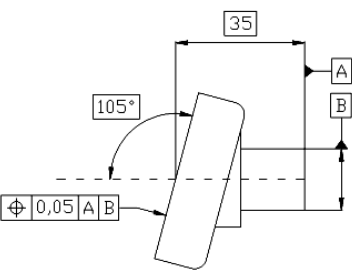
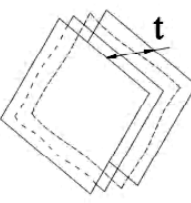
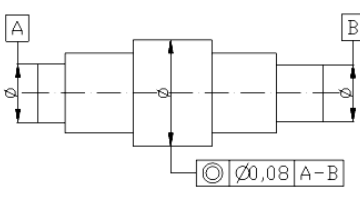
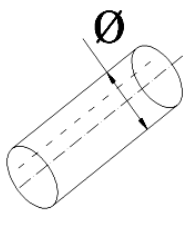
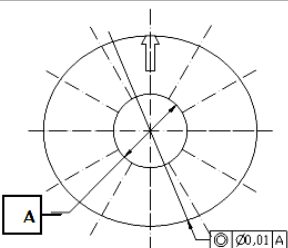
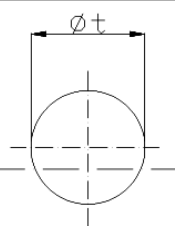


Fig. 17

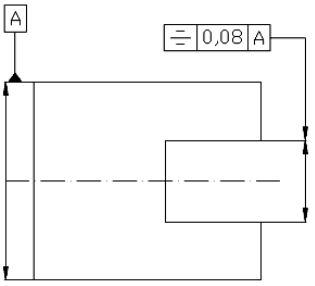
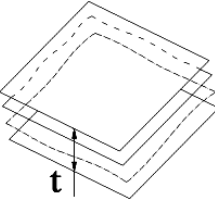
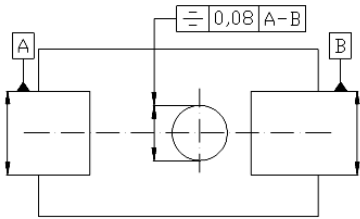
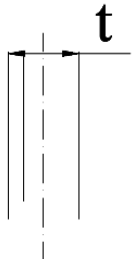
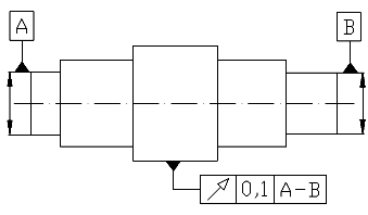
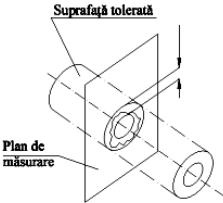
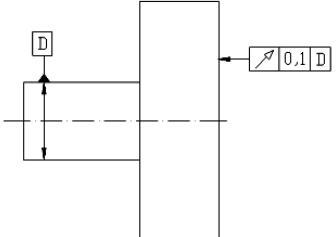
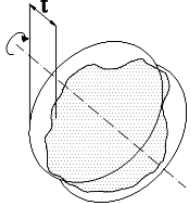
Interpretare: toleranța bății frontale totale a suprafeței frontale din dreapta, în raport cu axa suprafeței cilindrice cu $N=40$ mm, specificată drept bază de referință A, este 0,05 mm.

În tabelul 1 sunt prezentate, sintetic, definițiile zonelor de toleranțe pentru abaterile de poziție relativă, notarea toleranțelor pentru aceste abateri pe desenul de execuție și interpretarea informațiilor înscrise în caseta de toleranțe.

Tabelul 1

Toleranța	Înscrierea toleranței de poziție pe desen	Interpretare	Zona de toleranță	
			Schematizare	Descriere
0	1	2	3	4
Toleranța la poziția nominală	Elementul tolerat este o axă. Toleranța la poziția nominală a axei se prescrie în orice direcție			
		<p>Toleranța la poziția nominală a axei găurii față de suprafețele plane verticală și orizontală (specificate drept baze de referință, A și B), este de 0,08 mm, în orice direcție.</p>		<p>Volumul unui cilindru cu diametrul de 0,08 mm și cu axa în poziția teoretică exactă a axei considerate în raport cu suprafețele A, B.</p>
Toleranța la poziția nominală	Elementul tolerat este o suprafață plană (plan median)			
		<p>Toleranța la poziția nominală a suprafeței înclinate față de suprafața frontală specificată drept bază de referință A și axa suprafeței cilindrice specificată drept bază de referință b, este de 0,05 mm.</p>		<p>Volumul limitat de două planuri paralele distanțate cu 0,05mm, dispuse simetric în raport cu poziția teoretică exactă a suprafeței considerate în raport cu suprafața A și cu axa B, a cilindrului de referință.</p>
Toleranța la coaxialitate		<p>Toleranța la coaxialitate a axei suprafeței cilindrice din mijloc, față de axa comună a suprafețelor cilindrice din ca petele arborelui specificat drept baze de referință A și B), este de 0,08 mm.</p>		<p>Volumul limitat de un cilindru cu diametrul de 0,08 mm, coaxial cu axa comună (bază de referință).</p>
Toleranța la concentricitate		<p>Toleranța la concentricitate a centrului cercului cu diametrul mare, față de centrul cercului cu diametrul mai mic (specificat drept bază de referință), este de 0,01 mm</p>		<p>Aria limitată de un cerc cu diametrul de 0,01 mm, concentric cu centrul specificat drept bază de referință;</p>

Tabelul 1 (continuare)

0	1	2	3	4
<p>Toleranța la simetrie</p>	Elementul tolerat este un plan median			
		<p>Toleranța la simetrie a planului median al canalului față de planul de simetrie al piesei, specificat drept bază de referință A, este de 0,08 mm.</p>		<p>Volumul limitat de două plane paralele distanțate cu 0,08 mm și dispuse simetric față de planul median specificat drept bază de referință</p>
	Elementul tolerat este o axă			
		<p>Toleranța la simetrie a axei găurii față de planul de simetrie comun al canalelor piesei (specificat ca sistem de baze de referință A-B), este de 0,08 mm.</p>		<p>Aria sau volumul limitată de două drepte paralele sau de două plane paralele având distanța egală cu 0,08 mm, dispuse simetric în raport cu o axă sau cu un plan (bază de referință)</p>
<p>Toleranța bății radiale circulare (se prescrie în fiecare secțiune normală)</p>		<p>Toleranța bății radiale circulare a suprafeței cilindrice față de axa de rotație a piesei (specificată drept bază de referință), este de 0,1 mm.</p>		<p>Aria limitată, în fiecare plan de măsurare normal pe axă, de două cercuri concenrice cu diferența razelor de 0,1 mm și centrele coincidând cu baza de referință.</p>
<p>Toleranța bății radiale circulare (se prescrie în fiecare poziție radială)</p>		<p>Toleranța bății radiale circulare a suprafeței frontale dreapta, față de un plan normal pe axa de rotație a piesei (specificată drept bază de referință), este de 0,1 mm.</p>		<p>Aria limitată, pentru fiecare poziție radială, de două circumferințe distanțate cu 0,1 mm, situate pe cilindrul de măsurare a cărui axă coincide cu baza de referință.</p>

Toleranțe generale.

Datorită abaterilor dimensionale și ale caracteristicilor geometrice (formă, orientare, poziție relativă), sunt necesare toleranțe care asigură buna funcționare a pieselor; toleranțele trebuie înscrise complet pe desen pentru a exista certitudinea că s- au indicat toate condițiile pentru obținerea dimensiunilor și caracteristicilor geometrice.

Pentru dimensiunile funcționare, respectiv cele de montare sunt stabilite toleranțe din sistemul ISO de toleranțe și ajustaje, acestea înscriindu- se după dimensiunea nominală; toleranțele se înscriu individual pentru fiecare dimensiune funcțională sau de montare.

Pentru dimensiunile libere sau nefuncționale este necesară stabilirea de toleranțe, în scopul realizării acestora cu preț de cost minim, dar nu din sistemul ISO de toleranțe ci toleranțe mai mari care să nu afecteze funcționarea piesei. Aceste toleranțe se numesc toleranțe dimensionale generale și sunt stabilite pentru dimensiuni fără indicarea toleranțelor individuale, de către standardul SR EN 22768- 1: 1995.

Standardul stabilește toleranțe generale dimensionale pentru dimensiuni liniare și unghiulare pentru patru clase de toleranțe, simbolizate cu literă mică:

- clasa de toleranțe **f** (fină);
- clasa de toleranțe **m** (mijlocie);
- clasa de toleranțe **c** (grosieră);
- clasa de toleranțe **v** (grosolană).

Toleranțele generale dimensionale sunt date prin indicarea abaterilor limită care sunt simetrice față de linia *zero*. Clasa de toleranțe stabilită pentru o piesă este aceeași pentru toate dimensiunile libere ale ei și se trece o singură dată în indicatorul desenului sau lângă indicator, în câmpul desenului.

Din aceleași considerente de eficiență economică, trebuie stabilite și toleranțe pentru caracteristicile de formă, orientare și poziție relativă ale suprafețelor libere, pentru care nu au indicate toleranțe individuale pe desen. Aceste toleranțe se numesc toleranțe geometrice generale și sunt stabilite prin standardul SR EN 22768- 2: 1995.

Standardul stabilește toleranțe generale geometrice pentru trei clase de toleranțe simbolizate cu literă mare, în ordinea creșterii valorii toleranței:

- clasa de toleranțe **H**;
- clasa de toleranțe **K**;
- clasa de toleranțe **L**.

Clasa de toleranțe stabilită pentru o piesă este aceeași pentru toate elementele geometrice ale ei și se trece o singură dată în indicatorul desenului sau lângă indicator, în câmpul desenului, după cu clasa de toleranțe pentru dimensiuni.

Exemplu de notare a toleranțelor generale pe desen:

Toleranțe generale ISO 2768 – mK.

Interpretare: - **Toleranțe generale** – se referă la elementele geometrice fără indicarea toleranțelor individuale (suprafețe care nu formează îmbinări);

- **ISO 2768** – este standardul internațional ISO, în conformitate cu care s- au stabilit toleranțele generale;
- **m** este clasa de toleranțe pentru toleranțe generale dimensionale;
- **K** este clasa de toleranțe pentru toleranțe generale geometrice.

Avantajele folosirii toleranțelor generale:

- simplificarea desenelor, care sunt mai ușor de citit și mai bine înțelese de către utilizator;

- economie de timp pentru proiectanți care nu mai trebuie să calculeze toleranțe detaliate;
- desenul permite identificarea rapidă a pieselor care se pot executa cu o precizie normală și ajută la reducerea nivelurilor de inspecție.

În anexele III – VIII sunt date toleranțele generale pentru dimensiuni liniare și unghiulare și pentru abaterile de formă macrogeometrică, de orientare și poziție relativă.