

Mircea TERO

Monica TERO

**TOLERANȚE
,
ȘI
CONTROL DIMENSIONAL**

2015

Cuprins

2.Mijloace universale de control	4
3.Abaterile dimensionale	19
3.1.Sistemul ISO de toleranțe	25
3.2.Intervalele de dimensiuni	26
3.3.Unitatea de toleranță.....	27
3.4.Treptele de precizie	28
3.5.Poziția câmpului de toleranță față de cota nominală	30
3.7.Înscrierea toleranțelor pe desen	33
4.Abaterile de la forma suprafețelor	36
4.1.Abaterile de la rectilinitate.....	37
4.2.Abaterile de la forma dată a profilului	40
4.3.Abaterile de la planitate.....	42
4.4.Abaterile de la forma dată a suprafeței	44
4.5.Abaterile de la circularitate	45
4.6.Abaterile de la cilindricitate	47
5.Abaterile de poziție ale suprafețelor	49
5.1.Abaterile de la paralelism	50
5.2.Abaterile de la perpendicularitate	58
5.3.Abaterile de la înclinare.....	66
5.4.Abaterile de la coaxialitate, concentricitate	67
5.5.Abaterile de la bătaia circulară.....	72
5.6.Abaterile de la poziția nominală	80
5.7.Abaterile de la intersectare	81
6.Abaterile microgeometriei suprafețelor	83
7.Lanțuri de dimensiuni	87
7.1.Problema directă.....	87
7.2.Problema inversă.....	90
8.Toleranțele suprafețelor conice	99
8.1.Metoda conicității nominale.....	100

8.2. Metoda conicității tolerate	101
8.3. Controlul suprafețelor conice	103
9. Toleranțele și ajustajele asamblărilor	108
9.1. Asamblarea cu pene.....	108
9.2. Asamblarea cu caneluri.....	109
9.3. Asamblarea cu filet.....	111
10. Calibre limitative	118
10.1. Rolul calibrelor limitative.....	118
10.2. Calibre limitative pentru alezaje	121
10.3. Conflictul executant-beneficiar la controlul cu calibre	126
10.4. Calibre limitative pentru arbori	128
10.5. Modificarea caracterului ajustajului	130
10.6. Forma calibrelor.....	132
10.7. Calibre pentru suprafețe conice	134
10.8. Calibre limitative pentru suprafețe filetate	136
10.9. Condițiile de execuție a calibrelor	141
10.10. Verificarea calibrelor	142
BIBLIOGRAFIE	143

2.Mijloace universale de control

Din punct de vedere constructiv mijloacele de măsurare universale pot fi:

- măsurări cu valoare constantă (metrul fără repere, calele plan-paralele de lungime, calele unghiulare, lere etc.);
- măsurări cu valoare variabilă (rigle gradate, raportoare etc.);
- instrumente și aparate de măsurat.

Gama acestora din urmă este foarte vastă iar clasificarea lor se poate face după diverse criterii, unul dintre acestea fiind criteriul principiului de funcționare. Am avea astfel:

- instrumente cu riglă gradată (șublere, raportoare etc.);
- instrumente și aparate cu șurub micrometric (micrometre etc.);
- aparate comparatoare (comparatoare cu cadran circular, microcomparatoare, microcatorul, ortotestul etc.);
- aparate comparatoare optico-mecanice (optimetrul, ultraoptimetrul etc.);
- aparate optice cu proiecție (proiectoare, microproiectoare etc.);
- aparate bazate pe interferență (interferometre);
- aparate acționate pneumatic, electric sau combinate.

Masa de control

Este realizată sub forma unei plăci groase din fontă sau piatră (granit natural) montată pe picioare din oțel (vezi **fig.2.1**) prevăzute la partea inferioară cu tamponi masivi de cauciuc destinate amortizării vibrațiilor din exterior. Asemenea mese de control se fabrică cu dimensiuni de la 400x250x50mm până la 3000x2000x350mm sau chiar mai mari, cele mai mari ajungând chiar la greutatea de peste 6 tone.



Figura 2.1. Masă de control

Specificul acestor mese de control este că au asigurată suprafața de control extrem de precis prelucrată cu abateri foarte mici de planeitate (circa 1,5...4 μ m) și cu un aspect lucios, cu foarte mici asperități. Asemenea mese sunt fixate pe picioare reglabile pe înălțime astfel încât să se asigure și **orizontalitatea** în limite foarte strânse a suprafeței superioare, de control.

Placa de control

Este realizată în același mod și din aceleași materiale ca și masa de control dar are dimensiuni mult mai mici (vezi **fig.2.2**) astfel încât unele plăci de dimensiuni mai mici pot fi manevrate de către un singur operator. De obicei, cele mai puțin precise sunt realizate din fontă, forma lor fiind consolidată cu numeroase nervuri de rigidizare



Figura 2.2. Placă de control

Blocuri și traverse de control

Uneori pe mesele sau pe plăcile de control se instalează blocuri sau traverse pentru a asigura așezarea optimă a piesei controlate pe suprafața de lucru, aceste elemente fiind realizate din aceleași materiale cu mesele și finisate cu aceleași precizii din punct de vedere al planității.

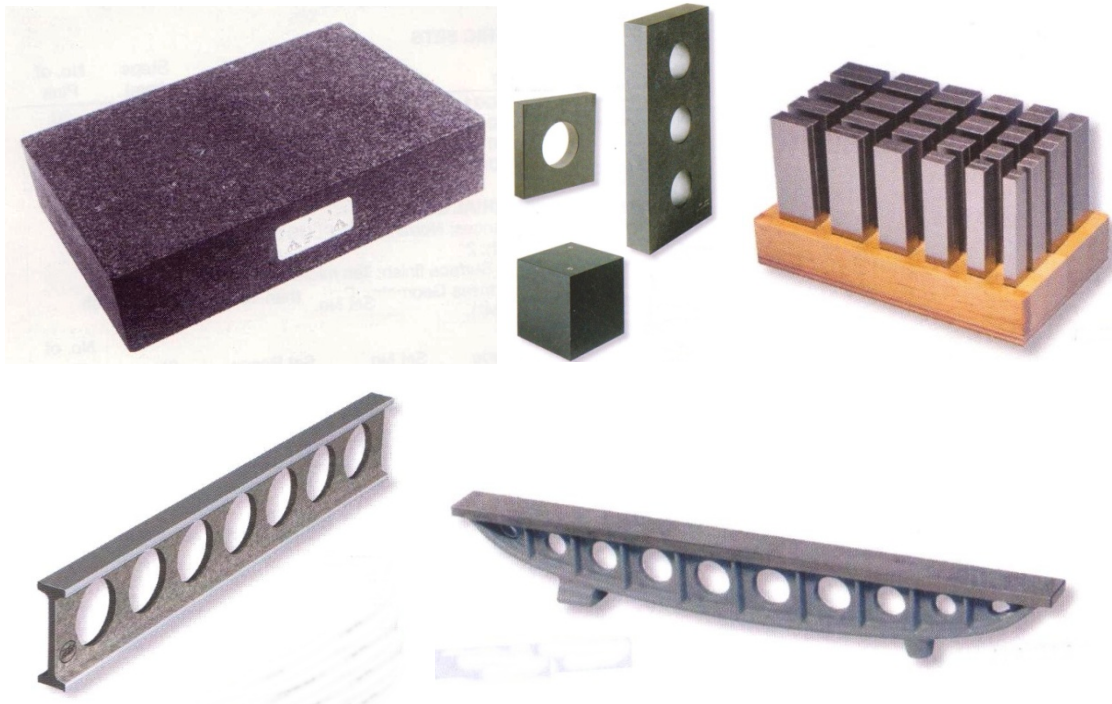


Figura 2.3. Blocuri și traverse de control

Aceste blocuri de sprijin au forme paralelipipedice (vezi **fig.2.3**) dar se fabrică și blocuri în formă de V pentru sprijinirea unor piese de formă cilindrică.

Rigle de control

În unele aplicații sunt utilizate în timpul operațiilor de control și rigle de verificare care au una sau mai multe muchii active, cele cu trei muchii (vezi **fig.2.4**) fiind cele mai utilizate.



Figura 2.4. Rigle de control

Aceste rigle au dimensiuni mai reduse pentru a putea fi manevrate manual și mai ales pentru a se preveni deformarea lor datorită propriei greutate. Ele se execută fie din oțel, fie din granit și au fețele active realizate în condiții foarte strânse de precizie a formei. Se utilizează de obicei pentru verificarea prin metoda fantei de lumină.

Lere

Lera este o măsură fixă, nereglabilă care constă într-o plăcuță de grosime precisă și care poate fi folosită pentru a verifica interstițiile dintre două piese, în cazul în care alte instrumente de măsură nu pot fi folosite comod.



Figura 2.5. Leră pentru interstiții și lere cu destinații speciale

Plăcuțele cu grosimi diferite sunt montate grupat în truse (vezi **fig.2.5**), prin fixarea lor la o teacă cu ajutorul unei articulații ce permite apoi rabatarea lerei cu grosime dorită și utilizarea ei pentru controlul interstițiilor. Tot din această categorie fac parte și lerele cu destinație specială, adică cele care servesc la controlul pasului unui filet, la controlul razelor de racordare sau cu alte destinații.

Calele plan-paralele

Calele plan-paralele sunt foarte des utilizate în operațiile de control deoarece sunt măsuri terminale înmagazinează unitatea de măsură cu o precizie foarte mare. Sunt de formă paralelipipedică și au două fețe plane foarte precis executate sub aspect dimensional, cât și ca formă macrogeometrică și de aspect al stării suprafeței. Cele două fețe plane sunt distanțate între ele cu o valoare precis realizată și în plus de asta sunt paralele, plane și finisate cu aspect de oglindă, în funcție de precizia cu care sunt realizate aceste condiții, vom întâlni cale fabricate în cinci clase de precizie notate cu 00-0-1-2-3, cea mai precisă clasă fiind clasa 00. Sunt executate din oțeluri aliate cu o duritate minimă de 62 HRC și o finețe a microgeometriei suprafețelor active (rugozitate) de $0,012\mu\text{m}$.

Calele se livrează în truse (vezi **fig.2.6**) iar dimensiunea calei (grosimea calei) este marcată pe suprafață laterală, iar dacă grosimea nu permite inscripționarea pe o față inactivă atunci ea se marchează prin procedee fotochimice pe o suprafață activă dar nu în centrul ei geometric.

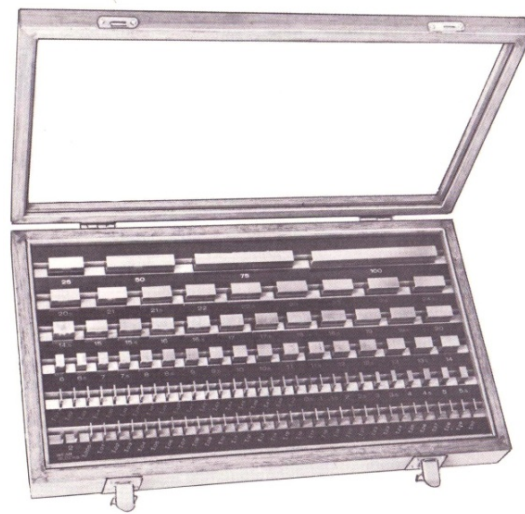


Figura 2.6. Trusa de cale plan-paralele

Dimensiunile nominale ale calelor din trusă sunt astfel concepute încât să se poată realiza prin suprapunerea mai multor cale, una peste alta, orice dimensiune cu o precizie foarte mare. Pentru aceasta grosimile calelor se fabrică în șiruri aflate în progresie aritmetică cu o rație bine precizată (vezi **Tabelul 1**).

Tabelul 1. Dimensiunile calelor plan-paralele

Rația seriei [mm]	Dimensiunea nominală a calei [mm]
0,001	1,001-1,002-1,003-1,004-1,005-1,006-1,007-1,008-1,009
0,01	1,010-1,020-1,030-1,040-1,050-1,060-1,070-1,080-1,090
0,1	1,1-1,2-1,3-1,4-1,5-1,6-1,7-1,8-1,9
0,5	0,5-1,5
1	1-2-3-4-5-6-7-8-9
10	10-20-30-40-50-60-70-80-90
25	25-50-75
100	100-200-300-400-500-600-700-800-900-1000

Datorită prelucrării foarte fine a suprafețelor de control ale calelor, are loc fenomenul de aderență intermoleculară, fenomen care facilitează formarea blocurilor de cale, dar este recomandat ca numărul de cale din bloc să fie cât mai mic posibil. Formarea blocului de cale pornește de la cea mai mică zecimală a dimensiunii, mai jos fiind prezentat un exemplu. Pentru a materializa dimensiunea de **86,362mm** vom alege calele după cum urmează:

Dimensiune pentru prima cală1,002mm

Rămâne rest 85,360mm

Dimensiune pentru a doua cală1,060mm

Rămâne rest 84,300mm

Dimensiune pentru a treia cală.....1,300mm

Rămâne rest 83mm

Dimensiune pentru a patra cală3mm

Rămâne rest 80mm

Dimensiune pentru a cincea cală80mm

Rămâne rest 0.

Deci vom forma un bloc de cinci cale obținând dimensiunea dorită, adică:

$$1,002+1,060+1,300+3+80=86,362\text{mm}$$

Echere

Pentru controlul unghiurilor drepte prin metoda fantei de lumină dar și pentru reglajul unor dispozitive de control, se utilizează echerele care sunt mijloace de măsurare cu valoare fixă, care materializează unghiul nominal de 90°, ele putând fi simple sau cu talpă (vezi **fig.2.7**).

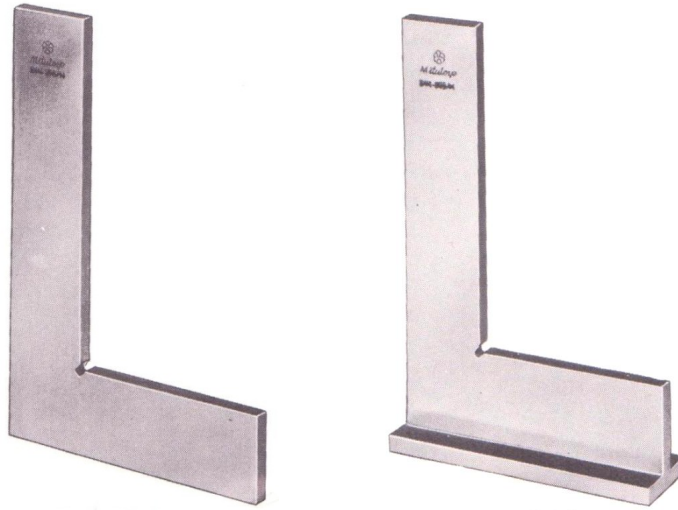


Figura 2.7. Echerul

Se fabrică și echere care materializează și unghiuri de 45° , 60° sau de 120° . Echerele sunt utilizate frecvent la reglarea la zero a aparatelor de măsură a abaterilor de la perpendicularitate.

Aparate comparatoare

Din această categorie fac parte aparate de măsură a lungimilor care realizează controlul prin comparare cu o dimensiune prereglată (cu ajutorul blocurilor de cale). Cele mai utilizate sunt cele mecanice care lucrează fie prin translația unei cremaliere, fie prin rotația unui braț articulat, cele două variante fiind prezentate în **Fig.2.8**. Precizia de măsurare uzuală a acestor aparate este de 0,010mm, dar sunt fabricate și aparate cu precizia de 0,002mm sau chiar cu precizia de 0,001mm.

Toleranțe și control dimensional

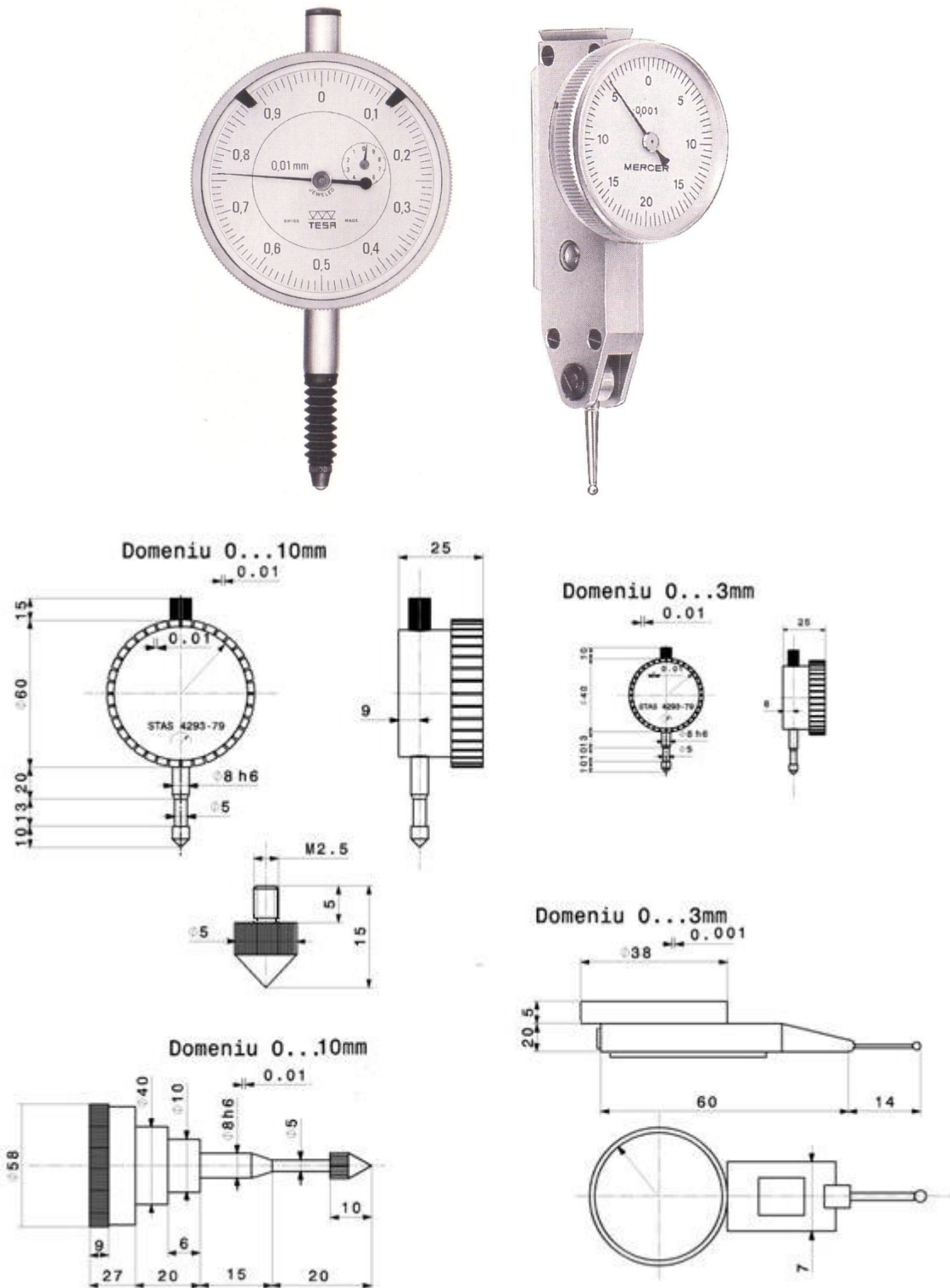


Figura 2.8. Comparatorul cu cadran

Cel mai des utilizat este comparatorul mecanic cu roți dințate care constă în amplificarea deplasării axiale a tijei palpatoare 1 (vezi **fig.2.9**) prin intermediul unor angrenaje și citirea valorii amplificate pe un cadran gradat.

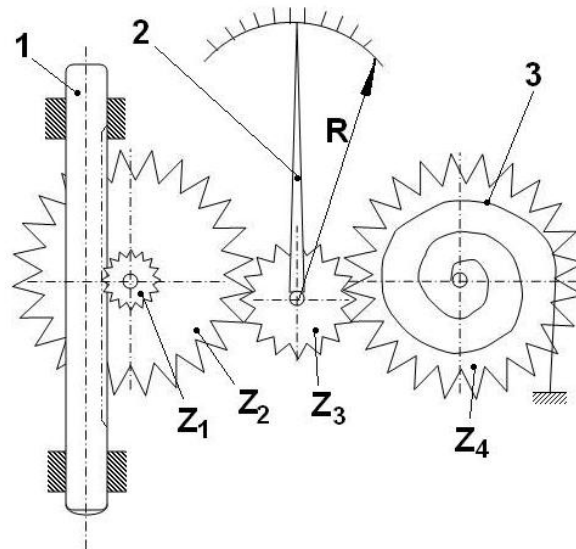


Figura 2.9. Comparatorul cu cadran

Majoritatea comparatoarelor au palpatoare schimbabile (vezi **fig.2.10**) pentru a se asigura o măsurare cât mai precisă, în funcție de forma suprafeței controlate.

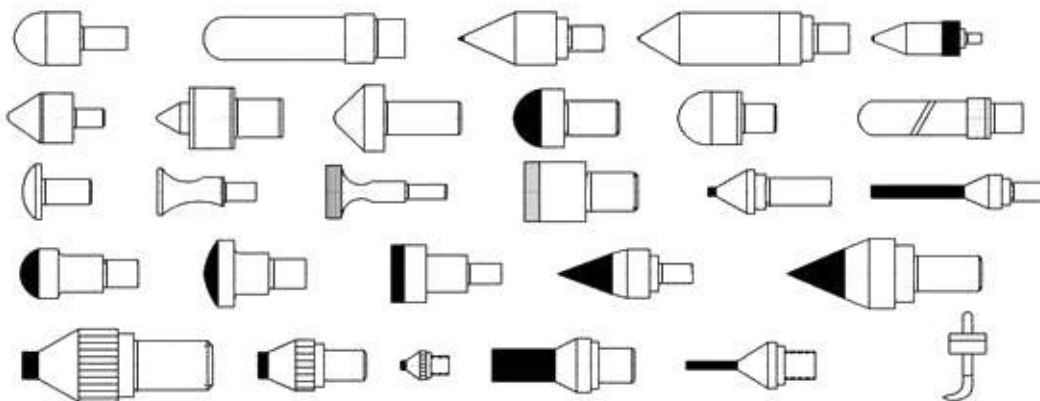


Figura 2.10. Forme de palpatoare

Comparatoarele cu cadran se montează în suporturi speciale (vezi **fig.2.11**) astfel încât să poată fi poziționate convenabil în jurul piesei supuse controlului. Unele suporturi au tălpi magnetice pentru o fixare mai rapidă.

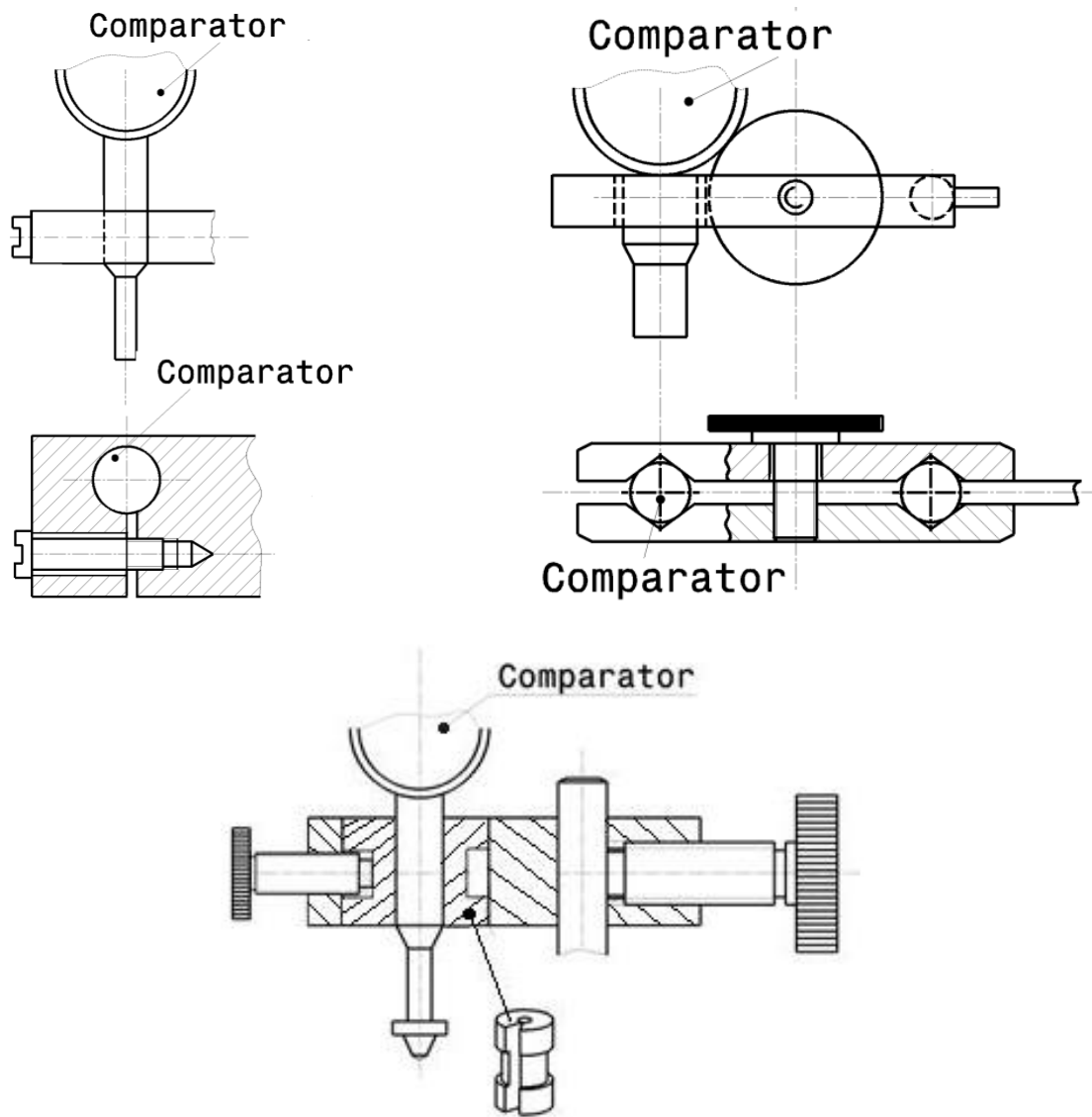


Figura 2.11. Montarea comparatoarelor cu cadran

Pentru o mai bună reglare a comparatoarelor montarea acestora se face astfel încât să se asigure posibilitatea reglării cursei tijei palpatoare în intervalul de deplasare specific fiecărui comparator, în acest scop fiind realizate diverse sisteme de reglare cu șurub (vezi **fig.2.12**). Astfel se previne suprasolicitarea mecanică a palpatorului, a cărui cursă maximă este limitată prin construcție (3, 5 sau 10 mm, în funcție de tipul comparatorului).

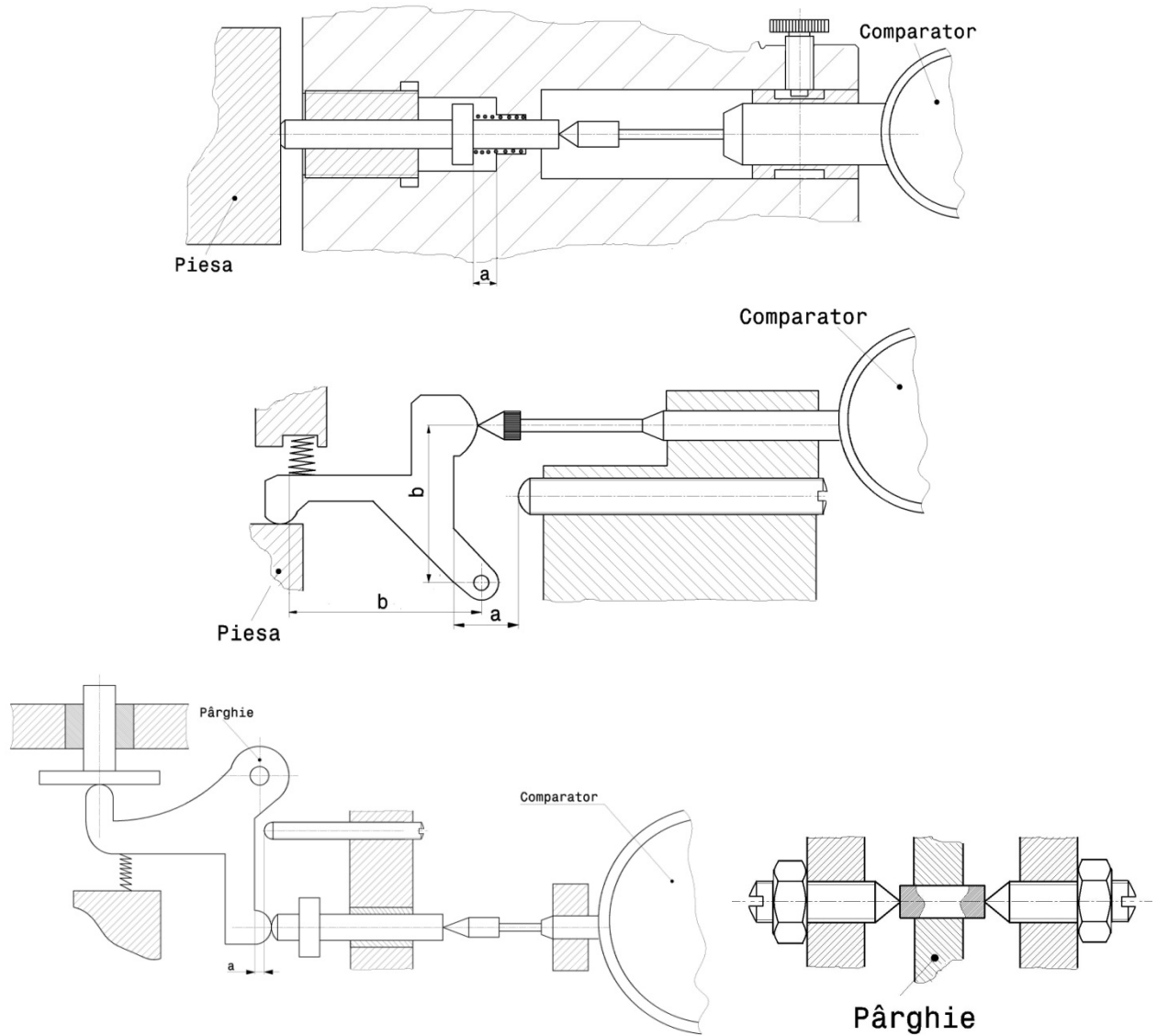


Figura 2.12. Soluții de montare a comparatoarelor

Instrumente cu scară gradată și vernier

Din această categorie fac parte o serie întreagă de instrumente universale de măsură a lungimilor care sunt cunoscute sub denumirea de șubler. Acestea lucrează pe principiul riglei gradate și a vernierului gradat. Șublerul se compune dintr-o riglă gradată 4, corp comun cu ciocul de măsurare fix 1 (vezi **fig.2.13**) și din ciocul de măsurare mobil 2 corp comun cu vernierul gradat 3.

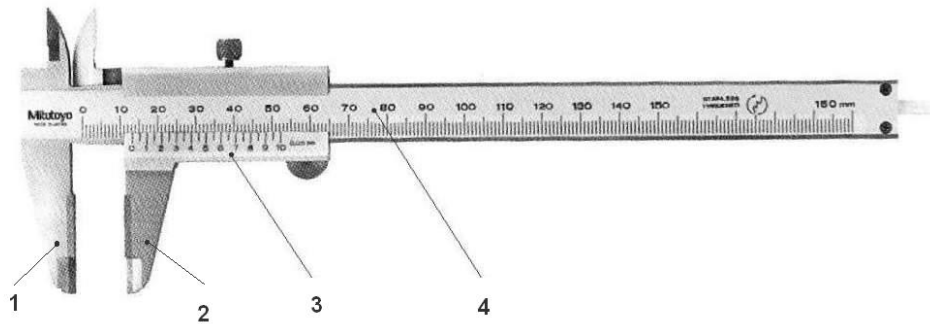


Figura 2.13. Șublerul

Gradațiile de pe rigla șublerului sunt realizate în milimetri, dar cele de pe vernierul mobil diferă de cele de pe riglă astfel încât să se poată realiza o precizie de măsurare diferită. Precizia unui șubler poate fi de 0,1mm, 0,05mm sau de 0,02mm funcție de modul de realizare a gradațiilor de pe vernier (vezi **fig.2.14**).

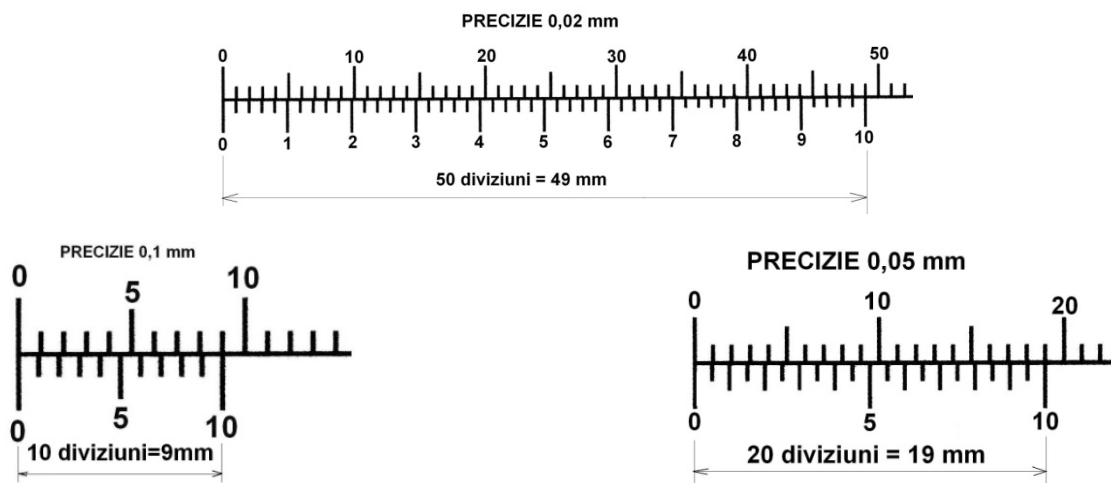
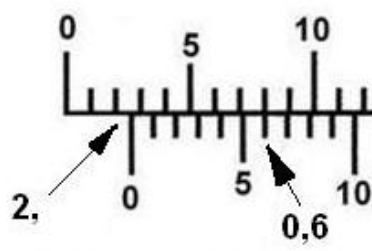


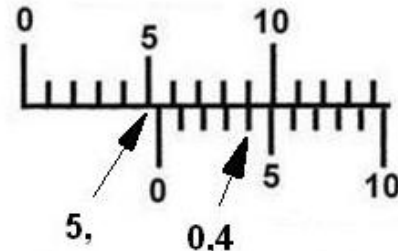
Figura 2.14. Gradațiile vernierului unui șubler

Măsurarea cu șublerul se face citind numărul de milimetri pe rigla gradată și apoi adăugând valoarea citită pe gradațiile vernierului, respectiv identificând gradația de pe vernier care se aliniază cu o gradație de pe riglă (vezi **fig.2.15**). În funcție de gradațiile instrumentului vom putea măsura dimensiuni cu o precizie de 0,1...0,02...0,05 mm. Mărimea unei gradații de pe vernier este de 0,9mm pentru șublerul cu precizie de 0,1mm, de 0,95mm pentru șublerul cu precizie de 0,05mm și de 0,98mm pentru șublerul cu precizie de 0,02mm.

Precizie: 0,1 mm

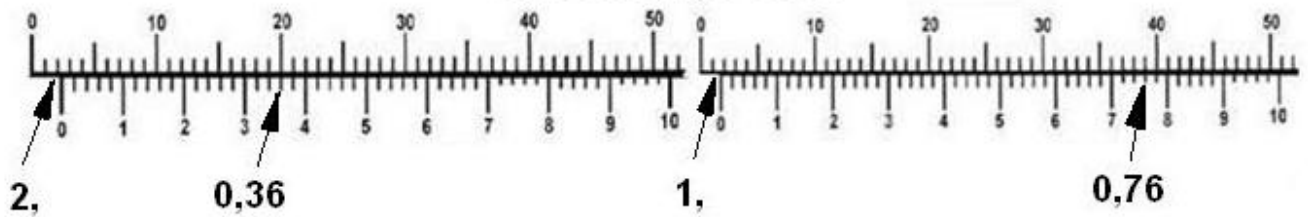


Valoare măsurată:
2,6 mm

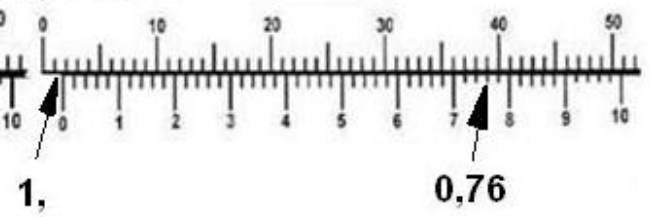


Valoare măsurată:
5,4 mm

Precizie: 0,02 mm

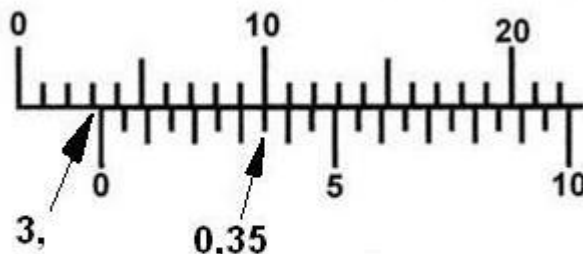


Valoare măsurată:
2,36 mm

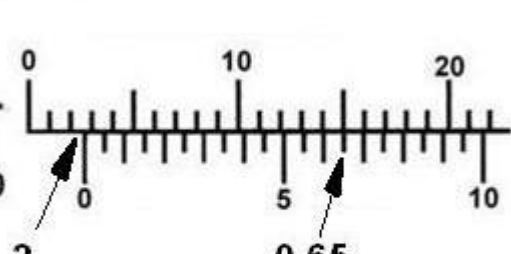


Valoare măsurată:
1,76 mm

Precizie: 0,05 mm



Valoare măsurată:
3,35 mm



Valoare măsurată:
2,65 mm

Figura 2.15. Măsurarea cu șublerul

Șublerele nu se construiesc cu precizii mai mari deoarece ar necesita mai multe gradații pe vernier, ceea ce ar fi foarte dificil de vizualizat cu ochiul liber.

O precizie de măsurare mai bună o au instrumentele gradate cu tambur gradat, categorie din care fac parte micrometrele adică instrumentele care lucrează pe baza unui șurub micrometric. Acestea un tambur gradat 3 (vezi **fig.2.16**) și o scală gradată în milimetri pe corpul fix legat de potcoava 1.

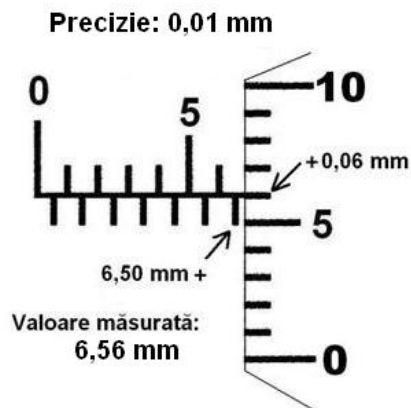
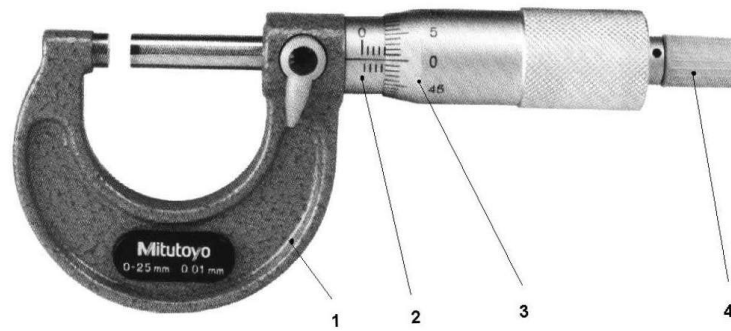


Figura 2.16. Micrometrul de exterior

Tamburul gradat se poate roti ceea ce asigură deplasarea tije de măsurare mobile față de nicovala care rămâne fixată față de potcoavă. Tamburul gradat poate avea 100 de gradații sau după caz (micrometrele de mai mici dimensiuni) doar 50 de gradații, ambele variante asigurând o precizie de măsurare de 0,01mm.

Tot din categoria instrumentelor gradate fac parte și raportoarele, acestea fiind fabricate în diferite variante constructive (raportor mecanic simplu cu vernier, raportor universal) care asigură măsurarea unghiurilor pieselor, cu precizii de ordinul 10^0 sau chiar de $2...5'$ la raportorul optic (vezi **fig.2.17**).

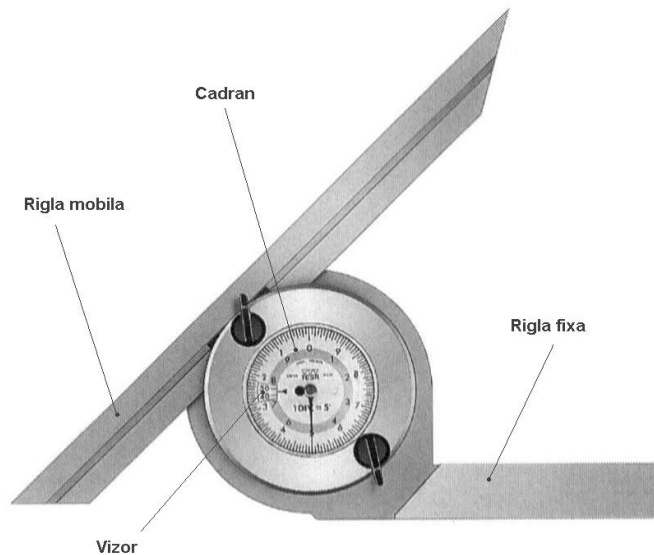


Figura 2.17. Raportorul optic

Măsurarea mai precisă a unghiurilor se poate face cu ajutorul microscopelor de atelier unde precizia de citire este de $1'$. Pentru o măsurare și mai precisă a unui unghi se mai utilizează și instrumente de construcție specială, cum este rigla sinus și rigla tangentă, caz în care precizia de măsurare ajunge la ordinul secundelor de grad, modul lor de utilizare fiind prezentat într-un alt capitol al lucrării.

3. Abaterile dimensionale

Dimensiunea este acea caracteristică geometrică liniară sau unghiulară care determină mărimea unei piese, poziția unei suprafețe față de alta, sau chiar a unei piese față de alta (în cazul unui ansamblu). În domeniul construcției de mașini, dar nu numai, dimensiunea se poate referi la o suprafață de tip alezaj sau de tip arbore (vezi **fig.3.1**).

Alezajul este o suprafață *cuprinsă* (interioară) care poate avea o formă geometrică simplă de tip cilindru, con, poligon sau o formă complexă (canelură, filet, dantură etc.).

Arborele este o suprafață *cuprinzătoare* (exterioară) care în principiu poate să aibă aceeași formă geometrică cu a arborelui.

Prin utilizarea tehnologiilor cu scule reglate la cotă se poate ajunge chiar la eliminarea în mare măsură a factorului uman ca responsabil important al erorilor de prelucrare. Cu toate aceste măsuri tehnologice, se poate constata practic că datorită cauzelor enumerate mai sus, diametrul alezajului sau a arborelui în cazul unei producții de serie mare, va fi afectat de erori dimensionale. Acest lucru pune problema montajului celor două repere și a modului de

funcționare a ansamblului.

Astfel, este evident că în funcție de combinarea celor două piese realizate fiecare într-o serie mare de fabricație, se va obține după caz, o asamblare cu joc sau una cu strângere (vezi **fig.3.2**) acest lucru influențând montarea și funcționarea finală a produsului din care fac parte cele două repere.

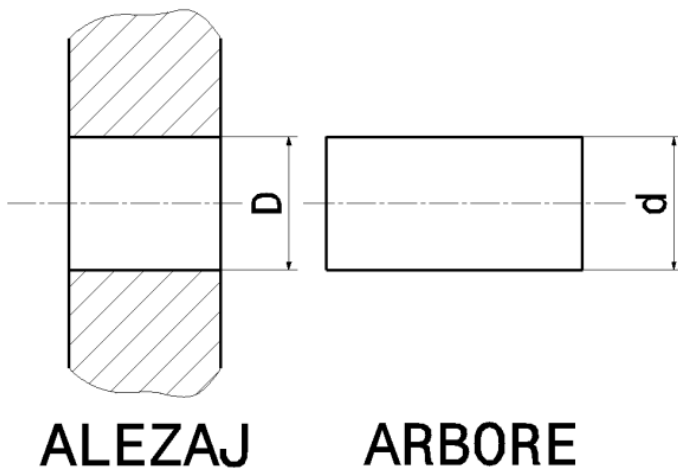


Figura 3.1. Dimensiunea alezajului și a arborelui

Toleranțe și control dimensional

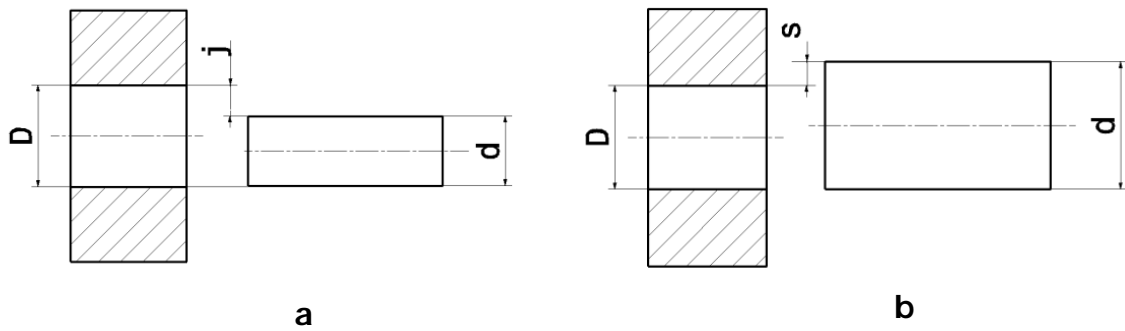


Figura 3.2. Asamblarea arbore-alezaj
a-cu joc; b-cu strângere

Existența unui diametru maxim și a unuia minim pentru alezaj și pentru arbore conduce la noțiunea de toleranță de execuție.

Toleranța de execuție notată cu (TD) și respectiv (Td) reprezintă (vezi **fig.3.3**) diferența dintre cele două valori limită, adică valoarea maximă și cea minimă a diametrului și are întotdeauna valoare **pozitivă**. Adică:

Toleranța de execuție pentru alezaje:

$$TD = D_{max} - D_{min} \quad (3.1)$$

Toleranța de execuție pentru arbori:

$$Td = d_{max} - d_{min} \quad (3.2)$$

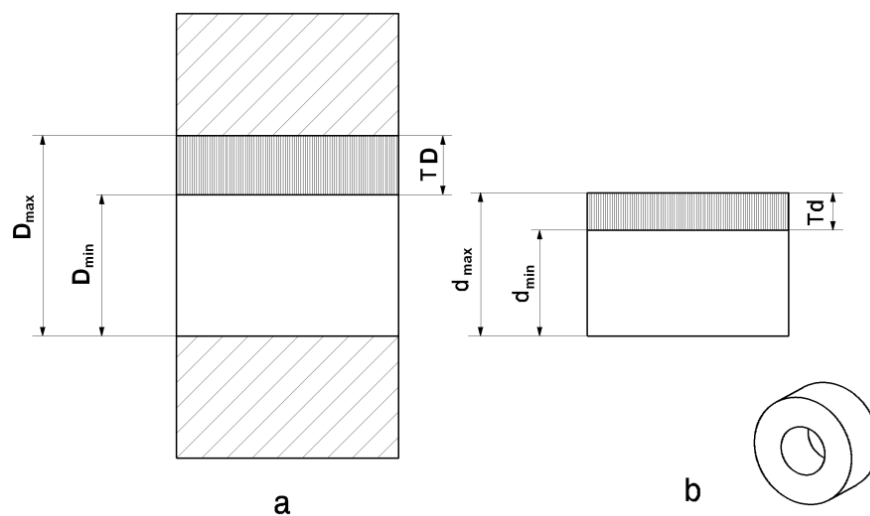
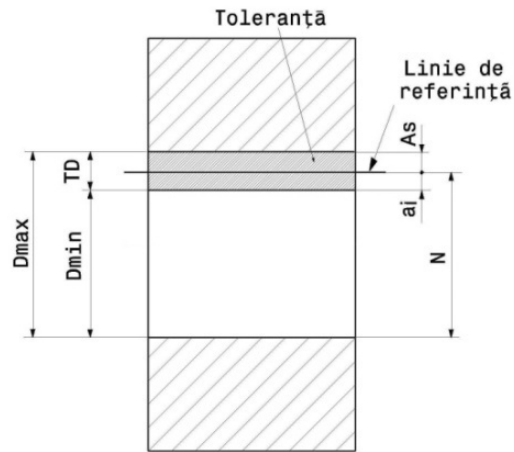


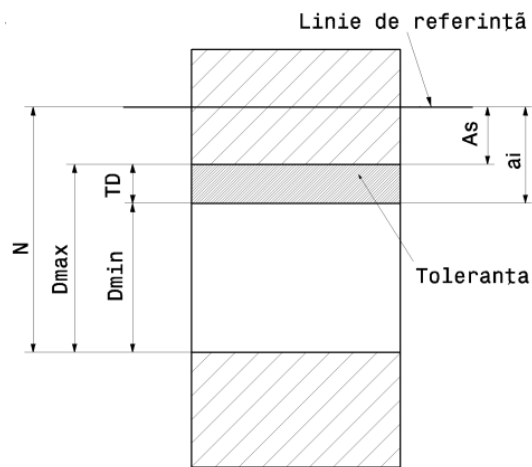
Figura 3.3. Toleranța de execuție
a-toleranța alezajului; b-toleranța arborelui

Toleranțe și control dimensional

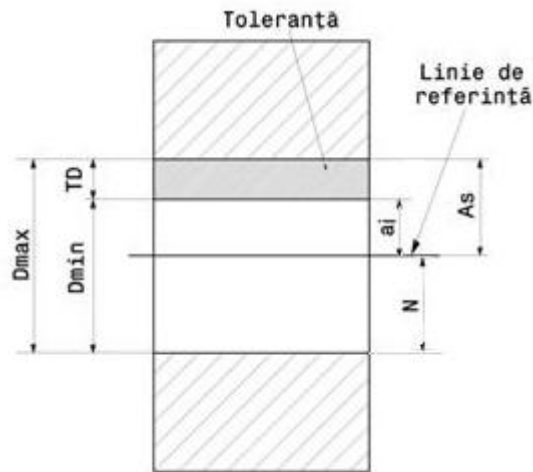
Dar indicarea pe desenul de execuție a unei piese a fiecărei cote cu cele două valori limită, maxim și minim, ar complica foarte mult claritatea acestuia. De aceea s-a adoptat o soluție mai simplă de cotare care pornește de la ideea că două piese care urmează să fie asamblate (cu joc sau cu strângere) ar trebui să aibă în principiu același diametru, adică aceeași dimensiune nominală sau de referință.



a



b



c

Figura 3.4. Poziția liniei nominale la alezaje
a-în interiorul câmpului de toleranță; b-deasupra câmpului de toleranță; c-sub câmpul de toleranță

Dimensiunea nominală (notată cu N) este o valoare aleasă arbitrar sub forma unui număr întreg, rotunjit care va identică atât la alezaj cât și la arborele cu care formează un ansamblu la montaj, indiferent dacă se dorește obținerea unei asamblări cu joc sau cu strângere.

Plasarea liniei care reprezintă dimensiunea nominală poate fi făcută în diferite moduri față de câmpul de toleranță al alezajului și respectiv al arborelui, iar acest lucru formează obiectul unor reglementări internaționale ISO (International Standardizing Organisation) care vor fi prezentate în cele ce urmează. În principiu, linia de referință (numită și linia nominală sau linia zero) poate fi plasată (vezi **fig.3.4**) în interiorul câmpului de toleranță, deasupra câmpului de toleranță sau sub acest câmp.

Drept urmare față de linia de referință se poate observa că diametrul maxim al alezajului (D_{max}) se găsește decalat cu valoarea (A_s) numită **abatere superioară** iar față de diametrul minim (D_{min}) cu o valoare (a_i) numită **abatere inferioară**. Aceste abateri au și un semn, în sensul că toate abaterile plasate sub linia de referință au semn negativ, iar cele de deasupra acestei linii au semn pozitiv.

În mod similar stau lucrurile și în cazul arborilor. Dacă linia de referință este în interiorul câmpului de toleranță (vezi **fig.3.5.a**) rezultă că abaterea superioară (A_s) este pozitivă iar cea inferioară (a_i) negativă, dacă linia de referință este deasupra câmpului de toleranță (vezi **fig.3.5.b**) atunci ambele abateri sunt cu semn negativ, iar dacă această linie este plasată sub nivelul câmpului de toleranță (vezi **fig.3.5.c**) atunci cele două abateri au semn pozitiv.

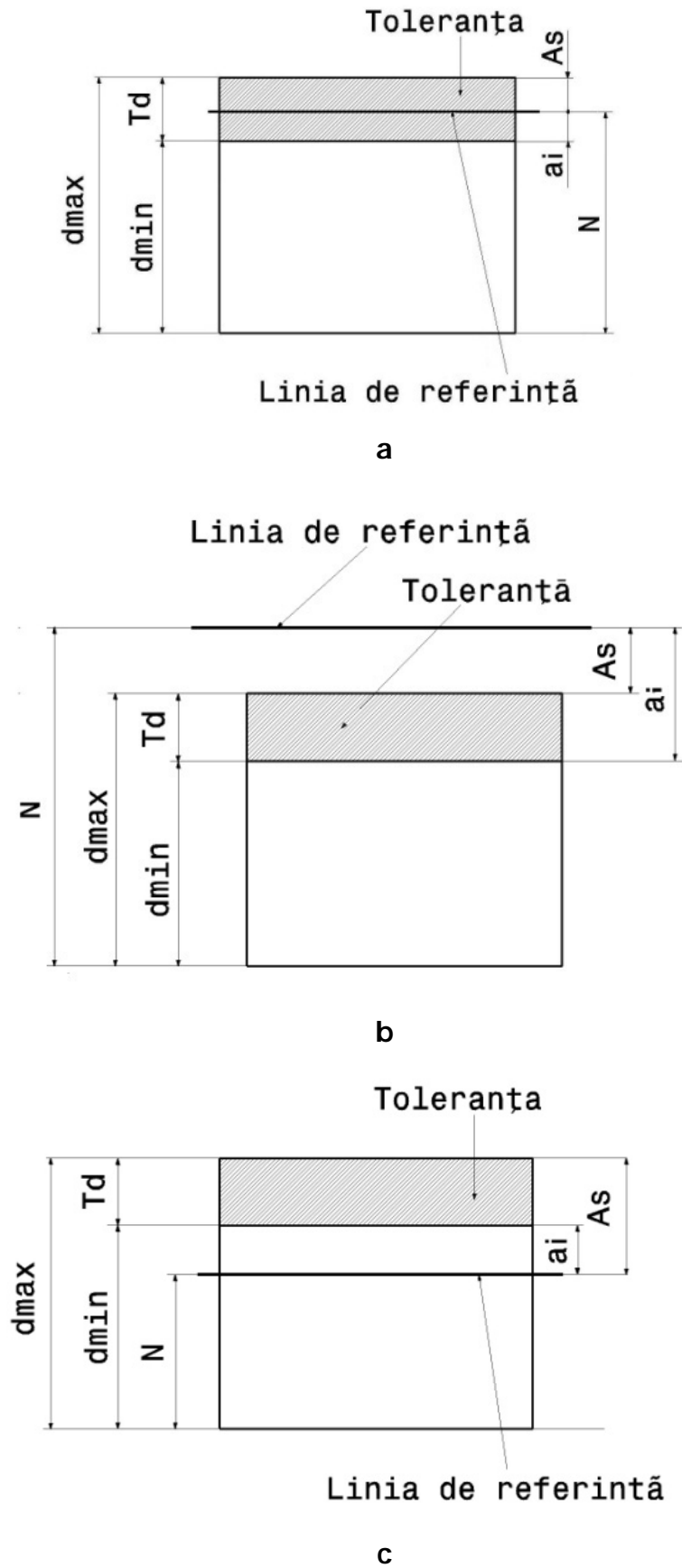


Figura 3.5. Poziția liniei nominale la arbori
 a-în interiorul câmpului de toleranță; b-deasupra câmpului de toleranță; c-sub câmpul de toleranță

În toate cazurile prezentate *toleranța unei dimensiuni (în cazul nostru al diametrului alezajului sau al arborelui) se poate obține din diferența dintre abaterea superioară și cea inferioară luată cu semnul corespunzător* situației.

Adică:

$$T = AS - ai \quad (3.3)$$

Unde: T – toleranța dimensiunii;

AS –abaterea superioară față de linia de referință;

ai –abaterea inferioară față de linia de referință.

De asemenea, se poate constata că întotdeauna toleranța are valoare pozitivă, pe când abaterile limită au semn (+ sau -) în funcție de poziția lor față de linia zero.

Prin introducerea abaterilor limită (AS și ai) orice dimensiune va putea fi scrisă sub forma unei cote nominale (N) la care se vor indica abaterile limită (în milimetri), sub forma:

$$D = N_{ai}^{AS} \quad \text{și} \quad d = N_{ai}^{AS} \quad (3.4)$$

Pe desenele de execuție abaterile limită se scriu cu o dimensiune mai mică decât înălțimea cotei (50-60% din înălțimea cotei) și se plasează cu semnul corespunzător astfel: abaterile inferioare la partea de jos a cotei, iar abaterile superioare la partea de sus a cotei.

În **figura 3.6** sunt prezentate câteva cazuri posibile de dispunere a toleranțelor, deci a abaterilor limită, față de linia de referință. Prin dreptunghiuri hașurate s-a reprezentat câmpul de toleranță corespunzător abaterilor limită. Se poate observa că față de linia de referință câmpul de toleranță poate ocupa diverse poziții, fie deasupra ei, fie sub această linie, fie intersectând-o simetric sau asimetric. Aceste poziții se aplică foarte des atât la alezaje cât și la arbori și permit o simplificare a procesului de prelucrare și de montaj al unui ansamblu.

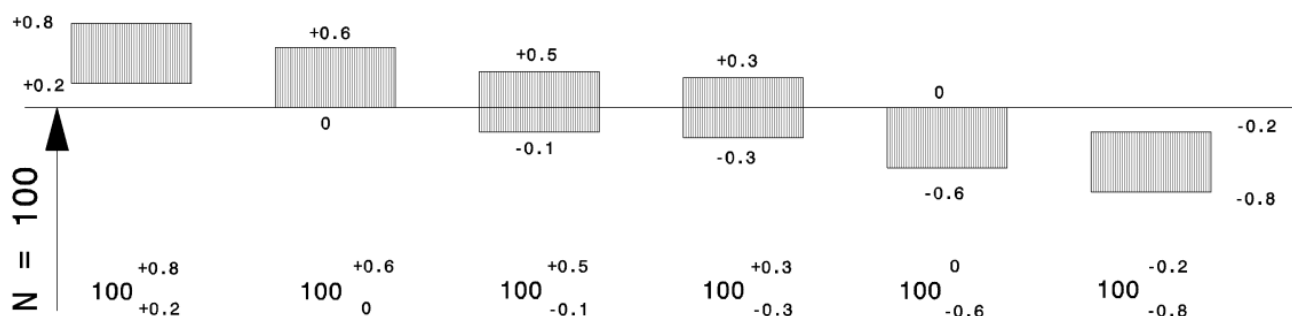


Figura 3.6. Poziția câmpului de toleranță față de linia de referință

Presupunând o valoare nominală de $N = 100$ mm, cotă nominală care poate însemna diametrul unui *alezaj* sau al unui *arbore*, sau orice dimensiune liniară, vom calcula toleranțele pentru aceste cazuri.

Cota tolerată	Toleranța de execuție
$100_{+0,2}^{+0,8}$	$T_{100} = (+0,8) - (+0,2) = 0,6$ mm
$100_0^{+0,6}$	$T_{100} = (+0,6) - (0) = 0,6$ mm
$100_{-0,1}^{+0,5}$	$T_{100} = (+0,5) - (-0,1) = 0,6$ mm
$100_{-0,3}^{+0,3}$	$T_{100} = (+0,3) - (-0,3) = 0,6$ mm
$100_{-0,6}^0$	$T_{100} = (0) - (-0,6) = 0,6$ mm
$100_{-0,8}^{-0,2}$	$T_{100} = (-0,2) - (-0,8) = 0,6$ mm

După cum se poate constata, indiferent de semnul și poziția abaterilor limită, toleranța va rezulta întotdeauna, pozitivă.

Din moment ce atât alezajele cât și arborii se notează prin intermediul aceleiași cote nominale, rezultă că la montaj cele două tipuri de piese vor forma un ansamblu cu o anumită caracteristică funcțională, în funcție de poziția abaterilor limită. Vom spune că cele două piese, alezajul și arborele, având aceeași cotă nominală, prin montare vor forma un **ajustaj**.

În funcție de poziția reciprocă a câmpurilor e toleranță a două piese care se montează (arbore montat într-un alezaj) se pot obține fie ansamble care se montează cu joc (**ajustaj cu joc**), fie care se montează cu strângere (**ajustaj cu strângere**). Există și o a treia categorie de montaje care pot fi fie cu joc fie cu strângere (**ajustaj intermediar**) în funcție de dimensiunile efective ale celor două piese.

3.1. Sistemul ISO de toleranțe

Sistemul internațional de toleranțe ISO a fost elaborat în perioada anilor 1949-1957 iar în 1960 el a fost adoptat ca recomandare internațională.

Această standardizare a toleranțelor pe plan internațional a permis obținerea unor multiple avantaje tehnice și economice, dintre care amintim:

Toleranțe și control dimensional

- permite proiectanților din domeniul construcției de mașini, obținerea de ajustaje dorite, pe principii raționale;
- se înlătură arbitrarul în stabilirea și prescrierea toleranțelor, ceea ce a permis asigurarea interschimbabilității, cât și reducerea costurilor de producție și de exploatare;
- este facilitată standardizarea și tipizarea sculelor, dispozitivelor și a mijloacelor de control, ceea ce duce la scăderea costurilor de producție.

Sistemul ISO stabilește toleranțele în funcție de dimensiunea nominală. De aceea sistemul se referă separat la două game de dimensiuni nominale:

- valori până la 500 mm;
- valori peste 500 mm, până la 3150 mm.

3.2. Intervalele de dimensiuni

De obicei, datorită dimensiunii pieselor mai des întâlnite în domeniul construcției de mașini, se utilizează prima gamă, adică valorile cuprinse în intervalul **0...500 mm**. La rândul ei și această gamă dimensională este împărțită în **13 intervale principale** (vezi **Tabelul 2**).

Fiecare asemenea interval principal este la rândul lui împărțit în alte sub-intervale **intermediare** (2...3 sub-intervale sau niciunul, funcție de mărimea dimensiunii nominale).

Tabelul 2. Intervalele de dimensiuni nominale pentru gama până la 500mm

Nr.crt.	Intervale principale [mm]		Intervale intermediare [mm]	
	peste	până la	peste	până la
1	-	3		
2	3	6		
3	6	10		
4	10	18	10	14
			14	18
5	18	30	18	24
			24	30
6	30	50	30	40
			40	50
7	50	80	50	65
			65	80
8	80	120	80	100
			100	120

Toleranțe și control dimensional

9	120	180	120	140
			140	160
			160	180
10	180	250	180	200
			200	225
			225	250
11	250	315	250	280
			280	315
12	315	400	315	355
			355	400
13	400	500	400	450
			450	500

Așa cum se va vedea mai jos, toleranța unei dimensiuni este stabilită nu în funcție strict de mărimea dimensiunii, ci de intervalul de dimensiuni în care se încadrează, de aici rezultând și importanța clasificării dimensiunilor pe intervale.

3.3. Unitatea de toleranță

În funcție de mărimea intervalului de dimensiuni nominale se stabilesc mărimile toleranțelor pe baza unor relații stabilite experimental. Toleranța unei dimensiuni se calculează cu relația:

$$TD = k i \quad [\mu\text{m}] \quad (3.5)$$

unde: TD – toleranța dimensiunii;

k – număr adimensional, care exprimă dependența toleranței de condițiile funcționale ale piesei;

i – unitatea de toleranță ISO, exprimată în micrometrii $[\mu\text{m}]$, care exprimă dependența toleranței de valoarea dimensiunii.

Relația de mai sus arată că mărimea câmpului de toleranță depinde atât de valoarea dimensiunii (prin parametrul i), cât și de condițiile funcționale ale respectivei dimensiuni în cadrul ansamblului din care face parte (prin parametrul k).

Pentru dimensiuni până la 500 milimetri, unitatea de toleranță (i) exprimată în micrometri $[\mu\text{m}]$ se determină cu relația stabilită experimental:

$$i = 0,45\sqrt[3]{D} + 0,001 \cdot D \quad [\mu\text{m}] \quad (3.6)$$

În această relație termenul (D) reprezintă media geometrică a limitelor intervalului dimensiunilor nominale. Spre exemplu, pentru intervalul de dimensiuni de la 30mm până la 50mm, acest termen are valoarea, $D = \sqrt{30 \cdot 50} = 38,7$, iar unitatea de toleranță va avea valoarea $i = 0,45 \sqrt[3]{38,7} + 0,001 \cdot 38,7 \approx 1,56 \mu\text{m}$.

Dacă în ceea ce privește unitatea de toleranță (i) lucrurile sunt clare, în ceea ce privește numărul adimensional (k) din relația prezentată, trebuie făcute unele precizări. Acest număr exprimă de fapt rolul și importanța funcțională ale pieselor care formează ajustaje. O dimensiune care servește la realizarea unui ajustaj de strângere, spre exemplu, va impune realizarea acelei dimensiuni cu o mai mare precizie decât dacă ajustajul ar fi unul cu joc. Porțiunea de arbore care servește la montarea prin presare a unui rulment va trebui evident realizată cu o toleranță mai mică decât porțiunea unde se montează doar o șaibă distanțieră oarecare, cu o mai mică importanță în ansamblu.

3.4. Treptele de precizie

Pentru a lega mărimea toleranței de necesitățile funcționale ale unei dimensiuni au fost stabilite niște trepte de precizie sau clase de precizie, pentru fiecare clasă corespunzând o anumită mărime a toleranței.

Au fost stabilite **18 trepte de precizie** (precizii) notate în ordine crescătoare cu numerele 01, 0, 1, 2, ...16. Pentru clasele de precizie de la 5 inclusiv până la 16, toleranța se calculează cu unitatea de toleranță descrisă de relația de mai sus, obținându-se tot atâtea **toleranțe fundamentale**, notate cu simbolurile IT5, IT6,...IT16. Aceste toleranțe fundamentale se determină aplicând diferite valori pentru numărul adimensional (k) după cum urmează (vezi **Tabelul 3**).

Tabelul 3. Toleranțele fundamentale IT5...IT16

Simbolul treaptă de precizie	IT 5	IT 6	IT 7	IT 8	IT 9	IT 10	IT 11	IT 12	IT 13	IT 14	IT 15	IT 16
Valori [μm]	7·i	10·i	16·i	25·i	40·i	64·i	100·i	160·i	250·i	400·i	640·i	1000·i

Toleranțe și control dimensional

După cum se vede, pentru treapta de precizie 5, parametrul k are valoarea 7 ($k=7$), în timp ce pentru treapta 16 acesta este mult mai mare ($k=1000$).

Stabilirea mărimii toleranței conform relațiilor prezentate mai sus și încadrarea acestor toleranțe în cele 16 trepte de precizie a dus utilizarea acestor trepte, cu precădere în anumite domenii ale tehnicii și pentru anumite scopuri bine definite, iar în **Tabelul 5** sunt prezentate aceste domenii.

Tabelul 5. Domeniul de aplicare a treptelor de precizie

	Mecanică de precizie						Piese din construcția de mașini											
	Mecanică de precizie			Calibre			Piese care formează ajustaje						Dimensiuni libere pentru prelucrări mai puțin precise					
Treaptă de precizie	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16

De regulă, preciziile pieselor care formează ajustaje în industria constructoare de mașini se iau în intervalul IT6...IT8, pentru a se asigura o montare precisă a ansamblor și o interschimbabilitate completă.

3.5. Poziția câmpului de toleranță față de cota nominală

Au fost stabilite câte **28 de poziții ale câmpurilor de toleranță** pentru alezaje și tot atâtea pentru arbori. Aceste poziții au fost notate prin litere, respectiv litere mari pentru alezaje (de la A la Z) și litere mici pentru arbori (de la a la z). Pentru a nu crea confuzii de natură grafică, au fost omise literele I, L, O, Q și W pentru alezaje și i, l, o, q și w pentru arbori. În compensație, au fost introduse, pentru unele poziții ale câmpului de toleranță, notații cu două litere, adică CD, EF, FG, JS, ZA, ZB și ZC, pentru alezaje și cd, ef, fg, js, za, zb și zc, pentru arbori. Dacă se montează două piese conjugate (alezaj cu arbore) care au aceeași poziție a câmpului de toleranță vor rezulta **ajustaje** cu joc, intermediare sau cu strângere (vezi **Tabelul 7**).

Tabelul 7. Ajustaje

Simbolurile câmpurilor de toleranță			
Alezaje	Arbori	Ajustaje	
A	a	Cu joc	
B	b		
C	c		
CD	cd		
D	d		
E	e		
EF	ef		
F	f		
FG	fg		
G	g		
H	h		
JS	js		Intermediare
J	j		
K	k		
M	m		
N	n		
P	p		
R	r		
S	s		
T	t		
U	u		
V	v		
X	x		
Y	y		
Z	z		
ZA	za		Cu strângere
ZB	zb		
ZC	zc		

Pozițiile acestor câmpuri de toleranță față de linia de referință (linia zero) sunt prezentate în **Figura 3.8**. pentru cazul alezajelor și în **Figura 3.9**. pentru arbori. Se poate remarca ușor ca aceeași literă pentru alezaj și pentru arbore sunt plasate în zone cu semn opus. Adică spre exemplu, litera (A) de la alezaj arată că toleranța rezultă din abaterea inferioară și ce superioară ambele pozitive, în schimb litera (a) de la arbore are ambele abateri, inferioară și superioară, negative.

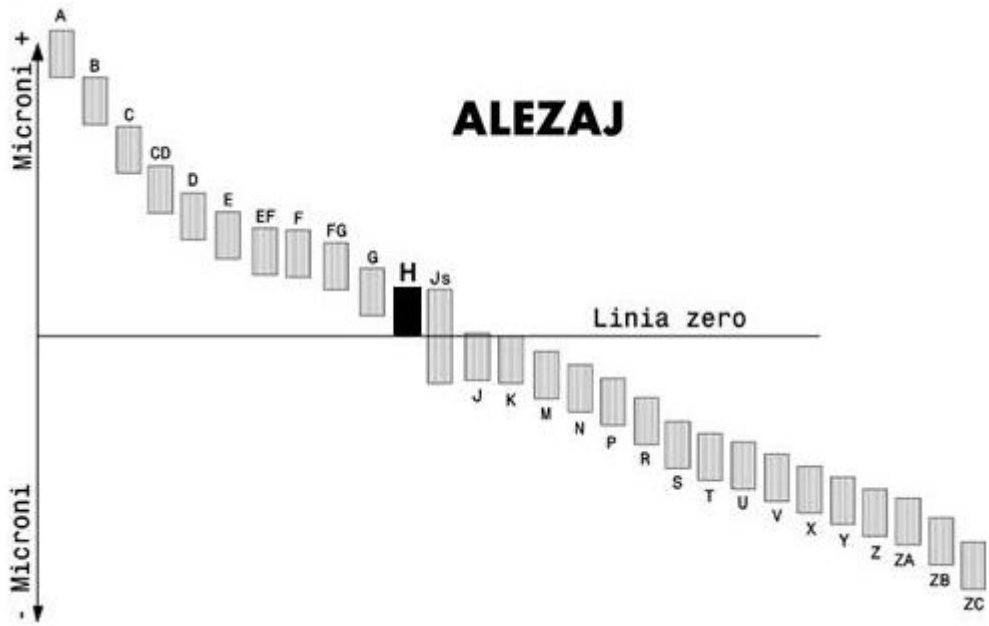


Figura 3.8. Pozițiile câmpurilor de toleranțe la alezaje

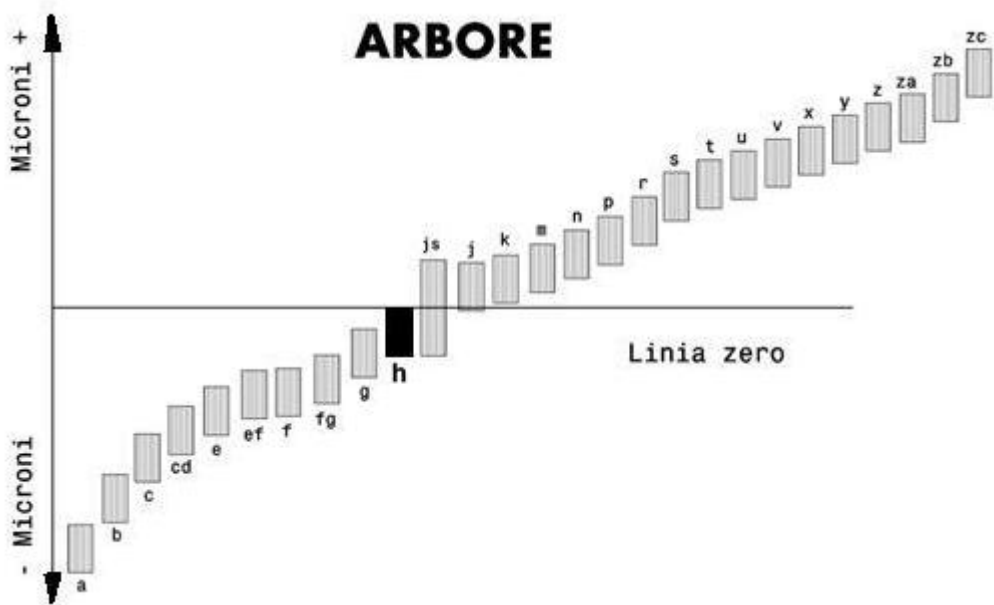


Figura 3.9. Pozițiile câmpurilor de toleranțe la arbori

Din cele prezentate mai sus rezultă că fiecare dimensiune poate fi asociată unei litere mari (pentru alezaje) sau a unei litere mici (pentru arbori) alese din cele 28 de variante permise, litera fiind urmată apoi de un număr (unul din cele 18 numere posibile), număr ce reprezintă treapta de precizie cu care dimensiunea se cere să fie realizată. Litera marchează poziția toleranței față de linia de referință (deci stabilește semnul și mărimea abaterilor limită), iar numărul asociat literei, stabilește precizia de realizare a dimensiunii, deci a mărimii toleranței.

În practică însă, combinarea toleranțelor nu se face în mod haotic ci au fost adoptate o serie de recomandări, acestea propunând o serie de **ajustaje preferențiale** lucru ce reduce foarte mult din gama foarte mare de variante de combinare.

Ideea care a stat la baza acestui sistem constă în faptul că în loc să combinăm toate alezajele, cu toți arborii, s-a asigurat o simplificare a acestui demers prin combinarea unui singur alezaj cu toți arborii, sau a unui singur arbore cu toate alezajele. Cele două sisteme de combinare au fost denumite:

- sistemul alezaj unitar;
- sistemul arbore unitar.

Drept alezaj unitar a fost aleasă litera **H** iar pentru arbori litera **h**, aceste două litere asigurând contactul câmpului de toleranță cu linia de referință pentru una dintre abateri, respectiv abaterea inferioară la alezaje și abaterea superioară la arbori.

Sistemul alezaj unitar utilizează pentru alezaj o abatere inferioară egală cu zero, deci suprapusă peste linia de referință, iar abaterea superioară în funcție de toleranța fundamentală corespunzătoare dimensiunii alezajului. Acest alezaj va avea întotdeauna cota (dimensiunea) urmată de litera (**H**) a cărei poziție se poate vedea în **fig.3.8** ca fiind lipită de linia de referință. Acest alezaj se va putea combina cu orice arbore, rezultând în funcție de poziția câmpului de toleranță (adică de litera asociată dimensiunii arborelui) ajustaje cu joc, intermediare sau cu strângere. Prin aceasta numărul de combinații posibile se reduce simplificându-se fabricația pieselor.

Sistemul arbore unitar utilizează pentru arbore litera (**h**) a cărei poziție se poate vedea în **fig.3.9** ca fiind lipită de linia de referință. Prin combinarea cu diferite alezaje (litere) se obțin în mod similar ca în cazul precedent ajustaje cu joc, intermediare sau cu strângere.

Dintre cele două sisteme de ajustaje se preferă în general primul sistem, deoarece alezajele sunt mai dificil de realizat practic, pe când arborii pot fi fabricați relativ ușor și la precizii mari, pe o multitudine de mașini-unelte.

Pentru a asigura interschimbabilitatea pieselor în condițiile unei fabricații raționale mai ales în ceea ce privește exploatarea sculelor și verificatoarelor ISO prevede **ajustaje preferențiale** în sistemul alezaj unitar și arbore unitar (vezi **Tabelul 8**). În tabel au fost prezentate doar clasele de precizii 6, 7 și 8, adică doar cele mai des întâlnite în domeniul

construcției de mașini iar cu fonturi îngroșate au fost prezentate cele recomandate în primul rând.

Se remarcă alezajul H7 din sistemul alezaj unitar care poate realiza cele mai multe ajustaje recomandate cu diferite tipuri de arbori în scopul obținerii unor ajustaje dorite. De asemenea, se remarcă faptul că, de regulă, arborele se ia cu o treaptă de precizie mai mică decât a alezajului.

Tabelul 8. Ajustaje preferențiale

Aleza j unitar	H6	e7, f6, g5, h5, j5, k5, m5, n5, p5, r5, s5, t5, u5, v5, x5
	H7	c8, d8, e8 , f6, f7 , g6 , h6 , j6 , k6 , m6 , n6 , p6 , r6 , s6 , t6, u6 , v6, x6 , y6, z6
	H8	a9, b9, c9, d9 , e9, f8 , h7, h8 , j7, k7, m7, n7, p7, r7, s7, u7, x7, y7, z7
Arbore unitar	h6	G7, H7 , J7, K7, M7, N7, P7, R7, S7, U7, X7, Z7
	h7	F7, H8
	h8	E7, F8, H8

Caracterul acestor ajustaje poate fi mai ușor înțeles dacă se urmărește **Tabelul 9** unde combinația dintre alezaj și arbore conduce la obținerea diferitelor ajustaje.

Tabelul 9. Caracterul ajustajului

Aleza j unitar	Alezaj	Arbore		
	H	a, b, c, d, e, f, g, h Cu joc	j, k, m, n Intermediar	p, r, s, t, u, v, x, y, z Cu strângere
Arbore unitar	Arbore	Alezaj		
	h	A, B, C, D, E, F, G, H Cu joc	J, K, M, N Intermediar	P, R, S, T, U, V, X, Y, Z Cu strângere

Alegerea ajustajelor se face în strânsă corelație cu rolul funcționale al asamblării. Cu titlu de indicație orientativă dăm mai jos domeniile de aplicare ale unor ajustaje:

3.7.Înscrierea toleranțelor pe desen

Înscrierea dimensiunilor și a toleranțelor cotelor pe desenele de execuție se face prin indicarea dimensiunii nominale urmate de simbolul clasei de precizie (simbolul poziției câmpului de toleranță plus a treptei de precizie) la care se va da în paranteză și abaterile limită exprimate în milimetri, iar în cazul unui montaj se dau cele două clase de precizie sub

Toleranțe și control dimensional

formă de fracție, la numărător fiind dată clasa alezajului iar la numitor clasa arborelui (vezi **fig.3.10**). Se va avea în vedere ca linia de axă, linia de contur sau liniile ajutătoare ale cotelor să nu intersecteze valoarea cotei. De asemenea, nu este permisă intersectarea cotei de către hașuri, iar pentru a evita acest lucru hașurile vor fi șterse în zona cotei.

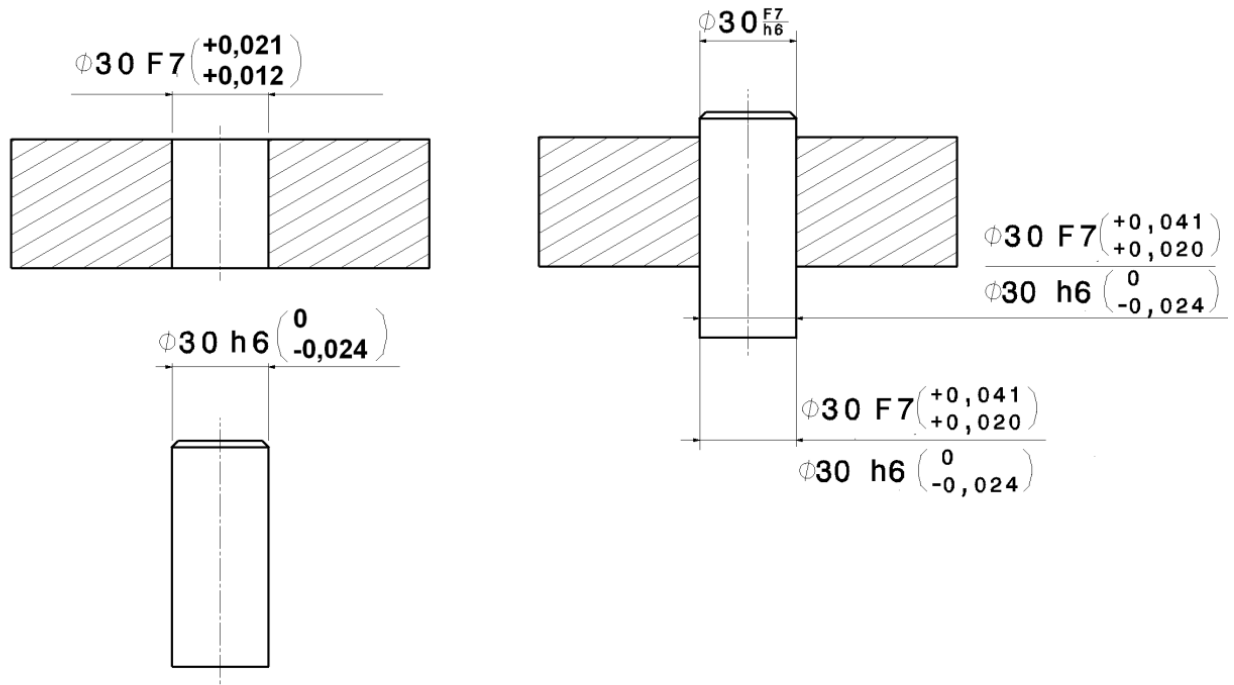


Figura 3.10. Înscrierea toleranțelor pe desen

Marea majoritate a cotelor de pe un desen de execuție nu au însă toleranțe înscrise conform exemplurilor de mai sus. Sunt așa numitele „cote libere”, sau mai precis cote fără indicații de toleranță. Aceste cote au o importanță secundară în configurația piesei, dar ele nu se pot realiza în orice limite dorește fabricantul ci la rândul lor și aceste cote se supun unui standard (STAS 2300-88 sau mai noul ISO 2768-1) care le definește foarte clar toleranțele. Acest nou standard stabilește 4 clase de toleranțe pentru dimensiunile liniare și cele unghiulare, care sunt: f (fină), m (mijlocie), c (grosieră) și v (grosolană). În **Tabelul 10** sunt date abaterile limită pentru dimensiunile liniare, iar în **Tabelul 11** pentru cele unghiulare.

Toleranțe și control dimensional

Tabelul 10. Abaterile cotelor libere (ISO 2768)

Clasă de toleranță		Abateri limită pentru dimensiunile liniare [mm]							
		Dimensiuni nominale [mm]							
Simbol	Descriere	3	3-6	6-30	30-120	120-400	400-1000	1000-2000	2000-4000
f	fină	±0,05	±0,05	±0,1	±0,15	±0,2	±0,3	±0,5	-
m	mijlocie	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2
c	grosieră	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2	±3	±4
v	grosolană	-	±0,5	±1	±1,5	±2,5	±4	±6	±8

Tabelul 11. Abaterile unghiulare la cotele libere (ISO 2768)

Clasă de toleranță		Abateri limită pentru unghiuri [grade, minute]				
		Latura cea mai scurtă a unghiului considerat [mm]				
Simbol	Descriere	-10	10-50	50-120	120-400	400-
f	fină	±1°	±0°30'	±0°20'	±0°10'	±0°5'
m	mijlocie	±1°	±0°30'	±0°20'	±0°10'	±0°5'
c	grosieră	±1°30'	±1°	±0°30'	±0°15'	±0°10'
v	grosolană	±3°	±2°	±1°	±0°30'	±0°20'







Pentru cotele fără indicații de toleranță, în mod obligatoriu pe desenul de execuție se va trece în indicator sau în cadrul unei „Note” indicația care să specifice clasa de toleranță.

Exemplu:

Clasa de toleranță ISO 2768 - m

4. Abaterile de la forma suprafețelor

Diferența dintre forma ideală și forma efectivă a piesei reprezintă **abaterea de formă**. Vom avea, drept urmare abateri de la forma rectilinie, de la forma plană, de la forma circulară, de la forma cilindrică sau de la o formă complexă care nu este nici dreaptă, nici plan, nici cerc, nici cilindru. Abaterile de formă sunt:

ABATEREA DE FORMĂ	SIMBOLUL ABATERII DE FORMĂ
Abaterea de la rectilinitate	
Abaterea de la forma dată a profilului	
Abaterea de la planitate	
Abaterea de la forma dată a suprafeței	
Abaterile de la circularitate	
Abaterea de la cilindricitate	

Toate aceste abateri de formă vor fi tratate în continuare atât ca mod de definiție cât mai ales ca mod de măsurare sau control. Pentru a putea înțelege definițiile care vor urma este necesar să prezentăm câteva noțiuni și anume:

Suprafața reală a piesei, este considerată *suprafața care separă materialul piesei de mediul înconjurător*. Suprafața reală a piesei nu poate fi cunoscută decât prin utilizarea unor instrumente de măsură, cu cât aceste instrumente sunt mai precise cu atât ne vom apropia mai mult de suprafața reală.

Suprafață efectivă este *suprafața despre care aflăm informații doar prin utilizarea unor instrumente de măsură*. Este o suprafață apropiată de cea reală dar cunoașterea ei este condiționată de precizia instrumentelor. Această suprafață efectivă rezultată în urma controlului ei cu instrumente de măsură, va trebui comparată cu suprafața teoretică, cea indicată în desenele de execuție ale pieselor. Suprafața teoretică (sau geometrică) este denumită în domeniul controlului dimensional drept suprafață adiacentă.

Suprafața adiacentă este o suprafață identică cu suprafața teoretică, dar care este atașată suprafeței piesei ca și cum ar fi dusă tangent la această suprafață dinspre partea exterioară a materialului piesei și așezată astfel încât distanța până la suprafața efectivă a

piesei să aibă cea mai mică valoare posibilă. Vom avea deci, în funcție de forma suprafeței piesei, dreaptă adiacentă, plan adiacent, cerc adiacent, cilindru adiacent etc.

De asemenea trebuie luată în considerare și noțiunea de **lungime de referință** sau după caz a **suprafeței de referință** acești termeni definind lungimea sau suprafața în interiorul căreia se definește o anumită abatere. Pe desenele de execuție lungimea sau suprafața de referință poate fi dată de către proiectant în mod explicit sau ea poate fi omisă, în acest din urmă caz, abaterea de formă va trebui înțeleasă ca fiind dată pe toată lungimea (sau suprafața) piesei.

Înscrierea pe desen a abaterilor de formă se face prin intermediul unei casete (vezi **fig.4.1**) desenate cu linie subțire, care cuprinde un compartiment pătrat în partea din stânga și unul dreptunghiular în partea din dreapta. În pătrat (**a**) se va trece simbolul abaterii de formă, iar în dreptunghi (**b**) toleranța prescrisă la abaterea de formă exprimată în milimetri, adică abaterea maximă admisă. Casetă poate fi plasată pe desen orizontal sau vertical iar citirea datelor din casetă se face de la stânga la dreapta sau de jos în sus și va fi legată cu o linie de indicație terminată cu o săgeată îndreptată spre acea suprafață a piesei la care se referă abaterea de formă respectivă. Linia de indicație poate fi legată de mijlocul casetei atât pe partea dreaptă cât și pe partea stângă.

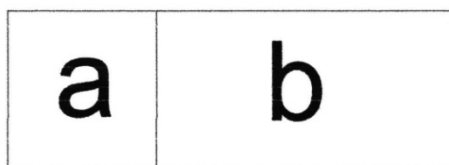


Figura 4.1. Casetă abaterilor de formă

4.1. Abaterea de la rectilinitate

*Abaterea de la rectilinitate se definește ca fiind distanța maximă dintre profilul efectiv al piesei și dreapta adiacentă, în limitele lungimii de referință (vezi **fig.4.2**). Dacă pe desen nu se specifică lungimea de referință, atunci abaterea se va considera ca fiind dată pe toată lungimea suprafeței piesei respective.*

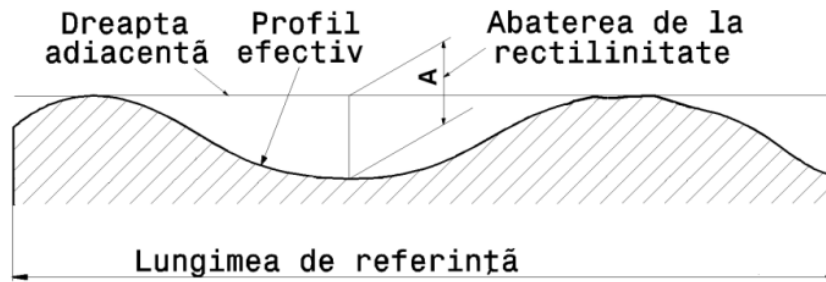


Figura 4.2. Abaterea de la rectilinitate

În **figura 4.3.** este prezentat modul de înscriere a acestei abateri de formă pe desenul de execuție al unei piese. Pentru prima piesă este marcată pe desen abaterea de la rectilinitate a generatoarei cilindricului, iar pentru piesa din dreapta este marcată aceeași abatere pentru muchia ascuțită a unei piese de tip placă.

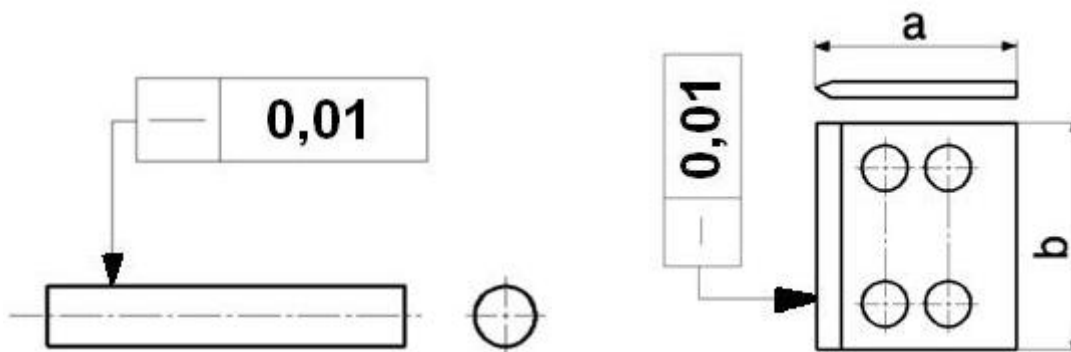


Figura 4.3. Înscrierea pe desen a rectilinității

Se remarcă simbolul abaterii de la rectilinitate (linia dreaptă) și valoarea abaterii maxime admise (în cazul prezentat: 0,01mm) adică toleranța la rectilinitate.

Pentru controlul abaterii de la rectilinitate, piesa cilindrică trebuie așezată pe două blocuri de sprijin (vezi **fig.4.4**) având aceeași înălțime (eventual blocuri de cale, sau rigle de control), instalate pe o masă de control, apoi cu un comparator cu cadran instalat pe o talpă, se palpează suprafața piesei pe toată lungimea ei, urmărindu-se câmpul de variație a acului comparatorului.

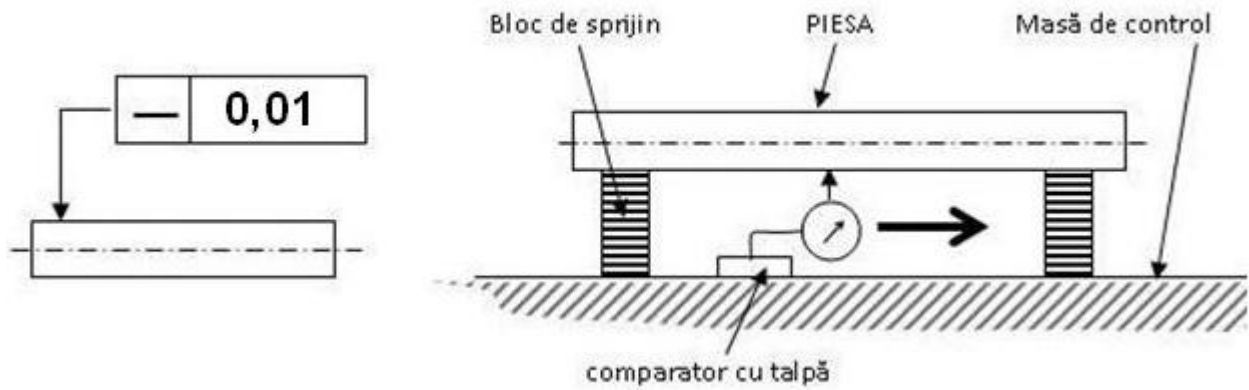


Figura 4.4. Controlul rectilinității

Dacă dorim să proiectăm un dispozitiv de control pe baza schemei de verificare de mai sus, va trebui să materializăm suprafețele active de mare precizie obținute prin utilizarea unor mijloace specifice unui atelier de control tehnic de calitate, respectiv masă de control, rigle de control, bloc de cale, cu altele realizate special pentru piesa respectivă.

Astfel masa de control va deveni un corp al dispozitivului de control, blocurile de cale vor fi materializate de două reazeme de aceeași înălțime (vezi **fig.4.5**), iar sistemul de deplasare a comparatorului ar putea consta într-o sanie culisantă, ce se poate deplasa pe niște ghidaje poziționate în lungul suprafeței ce se verifică.

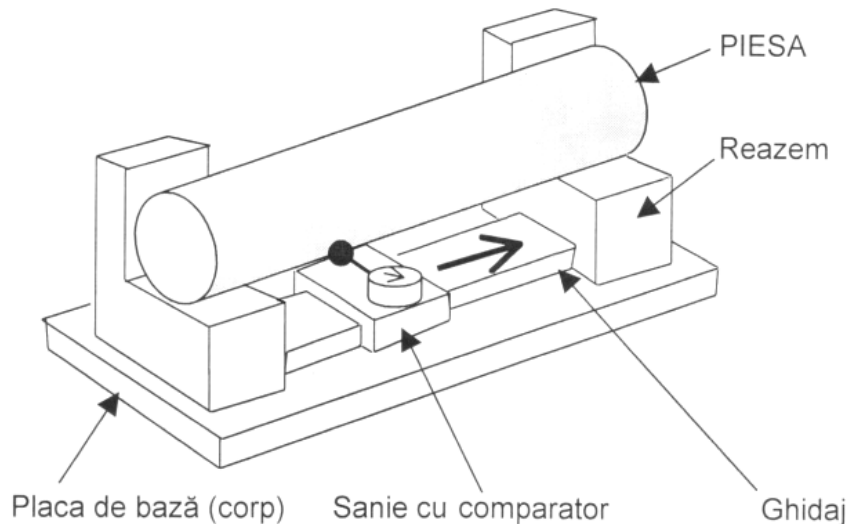


Figura 4.5. Dispozitiv de măsurare a rectilinității

4.2. Abaterile de la forma dată a profilului

Această abatere este asemănătoare abaterii de la rectilinitate prezentate mai sus doar că în acest caz în locul liniei drepte ne referim la linie curbă de un profil anume dat. Notarea abaterii de la forma dată a profilului se face prin includerea simbolului acestei abateri în prima căsuță a casetei (vezi **fig.4.6**) urmată apoi de toleranța admisă scrisă în căsuța dreptunghiulară.

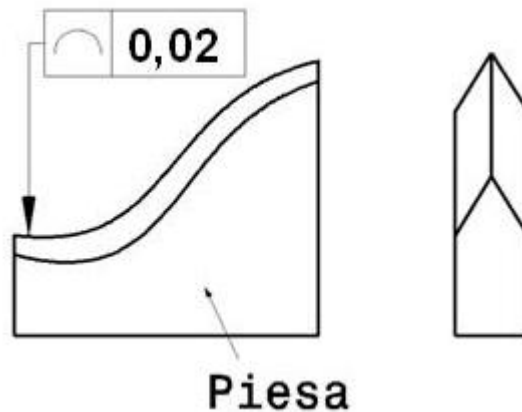


Figura 4.6. Cotarea abaterii de la forma dată a profilului

Semnificația acestei abateri și a acestei notații este explicată în definiția ei.

Abaterile de la forma dată a profilului (vezi **fig.4.7**) este *distanța maximă de la profilul adiacent și profilul efectiv, măsurată pe o lungime de referință, sau dacă lungimea de referință nu este precizată, atunci pe toată lungimea profilului piesei.*

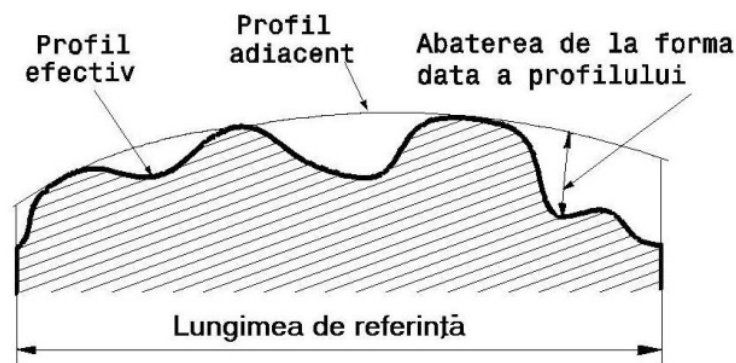


Figura 4.7. Abaterile de la forma dată a profilului

Configurația acestui profil poate fi dată prin intermediul unei ecuații sau prin modul de cotare prin puncte (vezi **fig.4.8**). Acest mod de cotare este relativ imprecis deoarece

Toleranțe și control dimensional

asigură cotarea doar a unor puncte de pe lungimea profilului, puncte aflate la anumite distanțe unul față de altul, cu cât pasul de cotare este mai mic cu atât precizia de definire a profilului este mai mare. Evident că între două puncte definite prin acest mod de cotare nu se știe forma profilului ci se consideră că este un arc de cerc, în așa fel încât profilul complet al piesei să fie continuu și să nu aibă inflexiuni bruște.

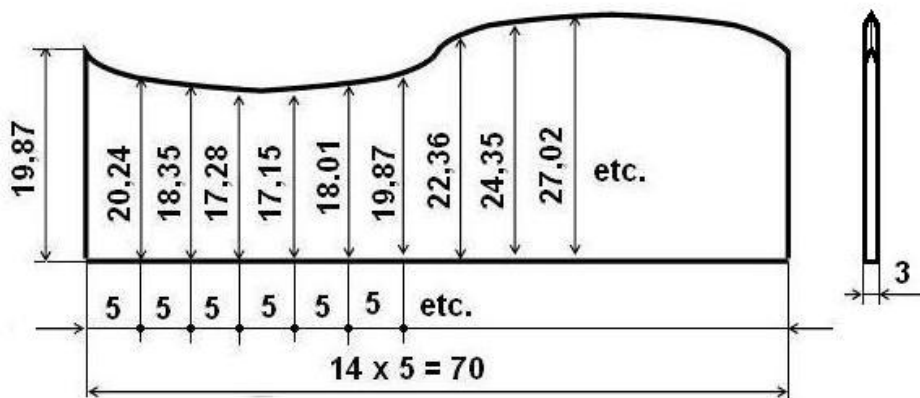


Figura 4.8. Cotarea prin puncte

Pe baza acestui mod de cotare, de obicei se realizează niște șabloane realizate prin trasare manuală și ajustare, șabloane care materializează profilul negativ, șabloane cu care apoi piesa este verificată prin metoda fantei de lumină (vezi **fig.4.9**).

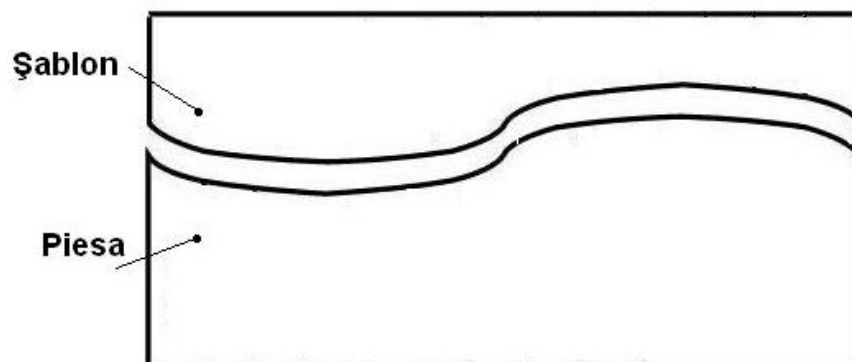


Figura 4.9. Controlul cu șablon

Măsurarea profilului, și deci detectarea punctuală a abaterilor de la forma teoretică nu este posibilă cu mijloace universale ci doar cu ajutorul mașinilor de măsurat în coordonate, aparate deosebit de complexe și costisitoare, care nu pot intra decât în dotarea laboratoarelor

de control tehnic, ele necesitând printre altele și niște condiții foarte riguroase de temperatură și umiditate.

4.3. Abaterile de la planitate

Abaterile de la planitate este distanța maximă dintre suprafața efectivă a piesei și planul adiacent atașat suprafeței, măsurată în toate direcțiile, pe o suprafață de referință (vezi **fig.4.10**).

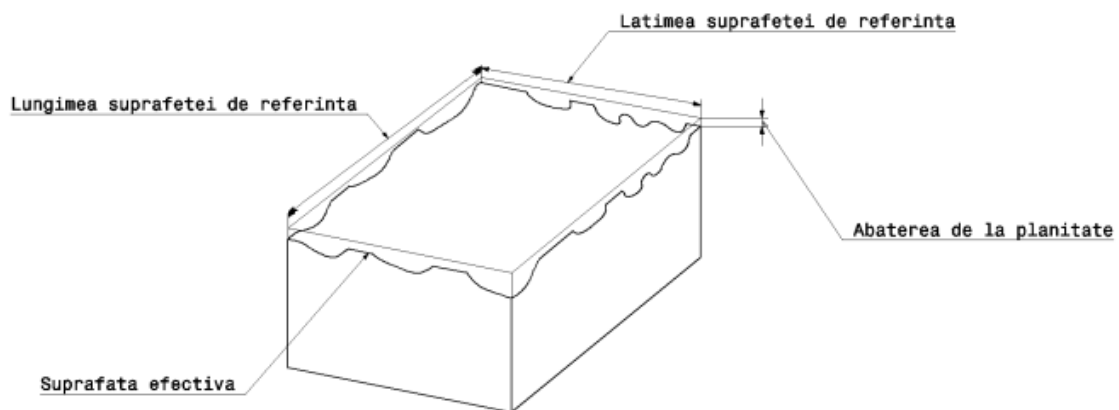


Figura 4.10. Abaterile de la planitate

Abaterile de la planitate se notează printr-un paralelogram înscris în căsuța pătrată a casetei (vezi **fig.4.11**) urmată apoi de înscrierea toleranței admise (în cazul nostru: 0,03mm) exprimată în milimetri.

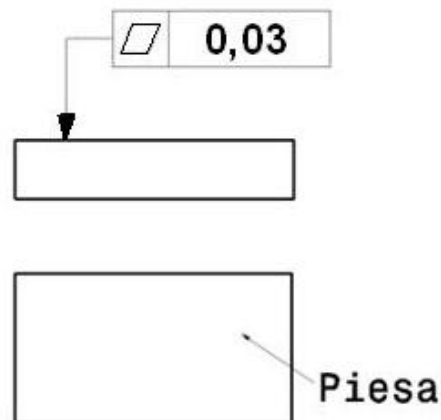


Figura 4.11. Înscrierea pe desen a abaterii de la planitate

Pentru măsurarea planității trebuie să materializăm planul adiacent, cel mai simplu mod fiind utilizarea unei mese sau a unei plăci de control și așezarea piesei pe niște blocuri de reazem având aceeași înălțime (vezi **fig.4.12**).

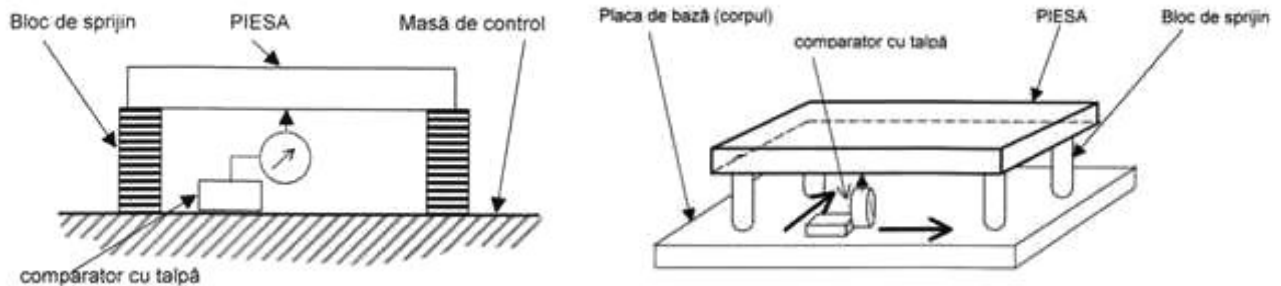


Figura 4.12. Măsurarea planității

Măsurarea planității poate fi făcută și utilizând mici tălpi în care se montează comparatoare cu cadran (vezi **fig.4.13.a**), palpatoarele acestor comparatoare atingând suprafața de controlat a piesei. O variantă similară asigură scanarea suprafeței piesei prin intermediul unui palpator 3 (vezi **fig.4.13.b**) în timp ce comparatorul 4 montat pe talpa 2 este deplasat pe suprafața **A** a unui suport cu ghidaj 1 așezat pe suprafața piesei.

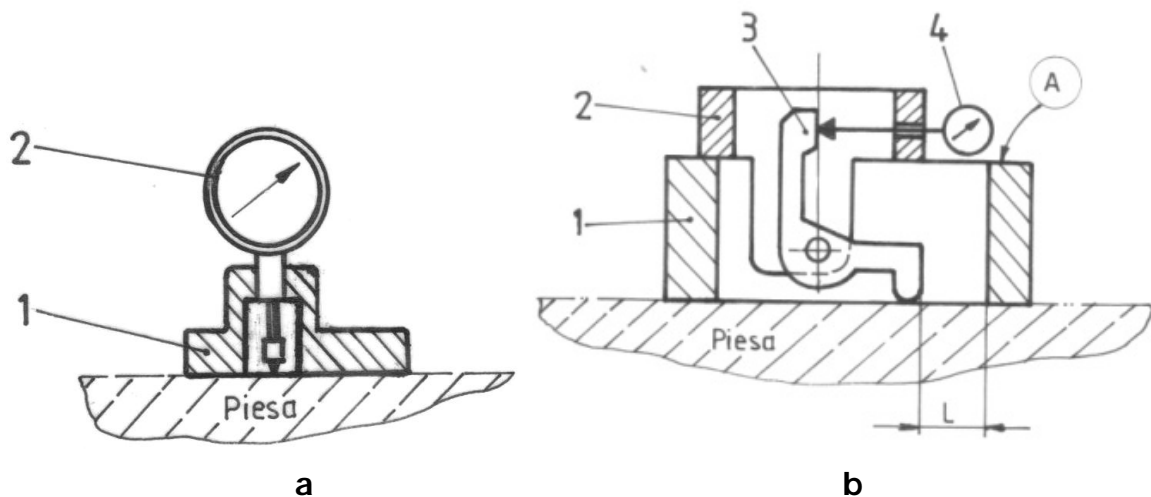


Figura 4.13. Măsurarea planității

Ambele metode asigură o măsurare locală a planității comparând de fapt suprafața efectivă a piesei cu suprafața plană a tălpilor unde au fost montate comparatoarele, dar în totalitate nu avem o imagine foarte clară a planității suprafeței piesei în întregul ei.

O metodă mai practică de control a planității este metoda tușării care constă în utilizarea unei plăci de control pe suprafața căreia se aplică un strat subțire de pigment (crom diluat în ulei fin pentru mecanisme), după care placa este așezată pe piesă (vezi **fig.4.14**) și anume pe suprafața de controlat. Se deplasează apoi placa pe piesă în toate direcțiile până la acoperirea întregii suprafețe de controlat.

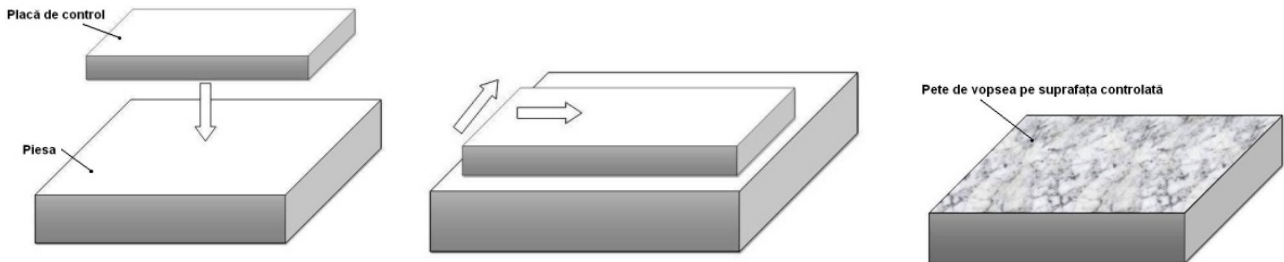


Figura 4.14. Controlul planității prin tușare

Se îndepărtează apoi placa de control și se urmărește modul de dispunere a petelor de contact, vopseaua de pe placa de control marcând pe piesă locurile cele mai înalte față de planul teoretic.

Metoda tușării permite intervenția asupra piesei pentru a ameliora planitatea, în sensul că zonele cu vopsea pot fi ulterior răzuite cu instrumente simple (răzuitoare manuale sau electrice) îndepărtându-se astfel materialul în surplus.

4.4. Abateră de la forma dată a suprafeței

Această abatere este similară abaterii de planitate cu deosebirea că în loc de suprafață plană, piesa are o suprafață definită într-un anumit mod, o suprafață diferită de cea plană. Asemenea suprafețe sunt specifice domeniului aeronautic (profile de aripi de avion, pale de elice etc.) dar și domeniului acționărilor hidraulice sau pneumatice (profile de pale de turbină, suprafețele de lucru ale unor elemente active ale pompelor hidraulice etc.).

*Abateră de la forma dată a suprafeței este distanța maximă dintre suprafața efectivă a piesei (vezi **fig.4.15.a**) și suprafața adiacentă atașată piesei, pe o suprafață de referință, sau dacă nu se specifică acest lucru atunci se va considera întreaga suprafață a piesei.*

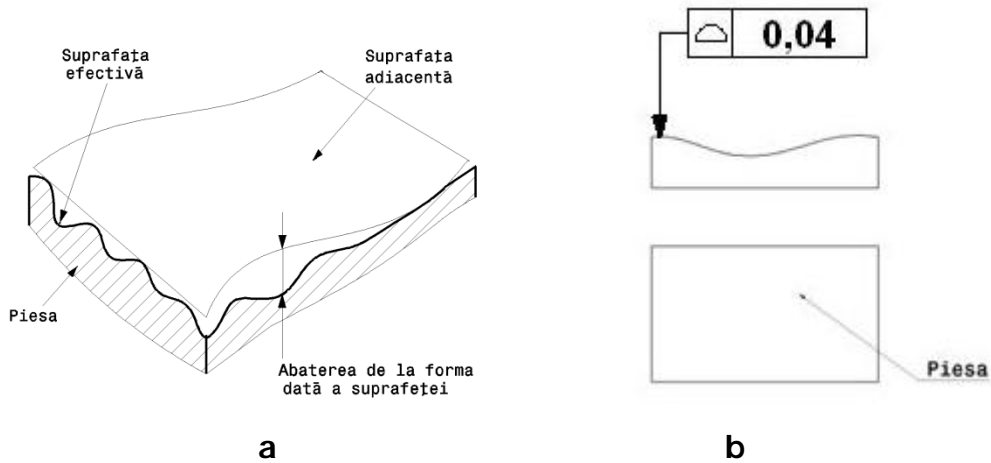


Figura 4.15. Abateră de la forma dată a suprafeței

Notarea pe desen se face conform **fig.4.15.b**. Asemenea abateri sunt destul de rar întâlnite în practică, dar fiind domeniul ceva mai restrâns al aparatelor și instalațiilor care utilizează asemenea piese, controlul lor fiind evident foarte dificil de făcut. Uneori se utilizează șabloane construite special pentru a defini suprafața pe porțiuni măsurate pe anumite intervale, similar cu abaterea de la forma dată a profilului, dar aplică pe toată suprafața piesei.

O măsurare precisă a unor asemenea suprafețe se poate face cu mașini de măsurat în coordonate.

4.5. Abateră de la circularitate

Abateră de la circularitate poate apărea acolo unde piesa are suprafețe cilindrice, fie sub formă de arbore fie sub formă de alezaj. Înscriserea acestei abateri pe desen se face ca în **fig.5.16** unde proiectantul a notat prin simbolul cerc această abateră iar prin valoarea 0,01 mărimea toleranței admise la circularitate, abaterea fiind considerată în orice secțiune transversală pe toată lungimea suprafeței cilindrice.

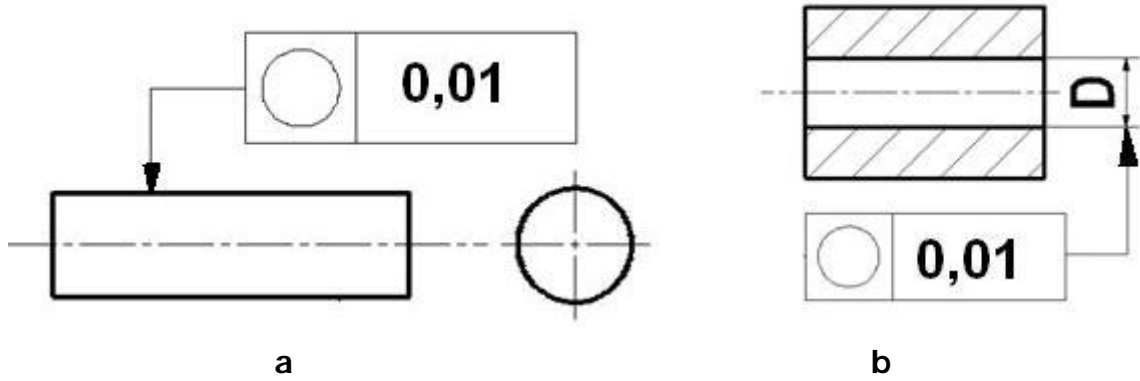


Figura 4.16. Notarea abaterii de la circularitate la arbore și alezaj

Abaterea de la circularitate este distanța maximă dintre cercul efectiv și cercul adiacent măsurat pe direcție radială într-un plan perpendicular pe axa suprafeței cilindrice (vezi fig.4.17).

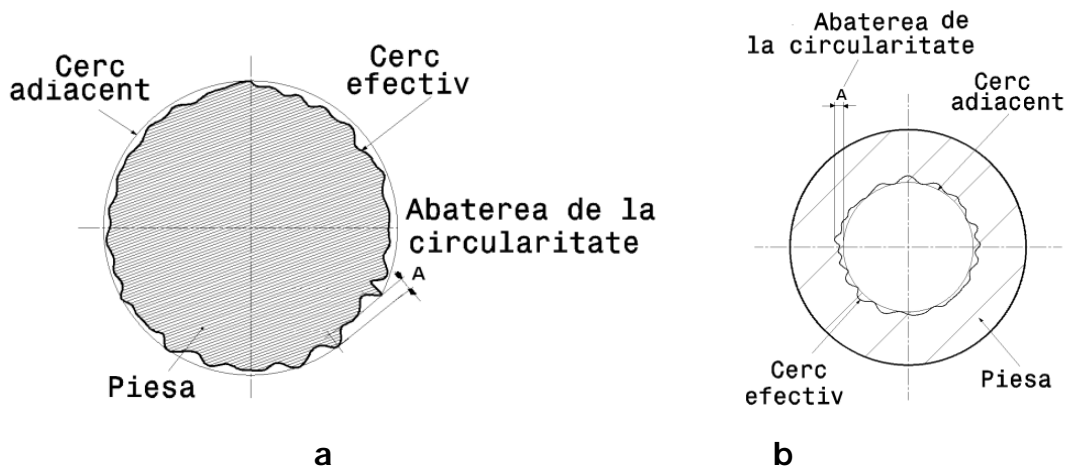


Figura 4.17. Abaterea de la circularitate la arbore și alezaj

Măsurarea abaterii de la circularitate pentru arbori se poate face prin așezarea arborelui pe o prismă de reazem (vezi fig.4.18.a) și palparea suprafeței cilindrice cu un comparator cu cadran, fixat de prismă. Rotind piesa vom înregistra la comparator ovalitatea sau după caz, poligonalitatea.

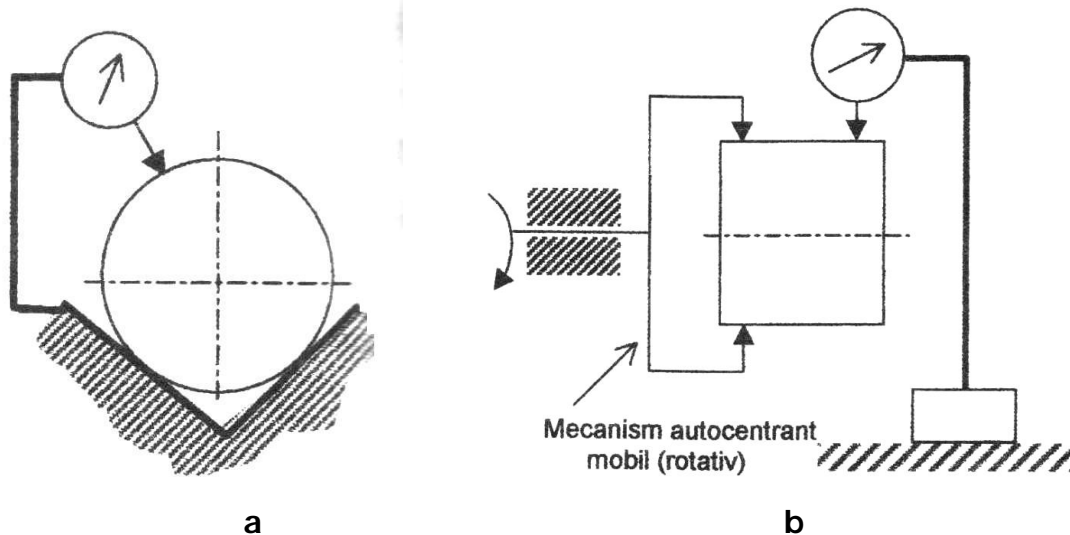


Figura 4.18. Măsurarea abaterii de la circularitate

O altă modalitate de a materializa cercul adiacent ar fi prin fixarea piesei într-un mecanism autocentrant și palparea cu un comparator fixat pe masa de control, în timp ce piesa este rotită .

4.6. Abaterea de la cilindricitate

*Abaterea de la cilindricitate este distanța maximă dintre cilindrul efectiv și cilindrul adiacent (vezi **fig.4.19**), măsurată pe direcție radială într-o secțiune transversală la axa cilindrului, pe o lungime de referință, sau dacă nu se specifică lungimea de referință, abaterea va fi considerată pe toată lungimea suprafeței cilindrice a piesei.*

Această abatere de la cilindricitate este o combinație dintre abaterea de la circularitate și abaterea de la rectilinitate aplicată unei suprafețe cilindrice. Abaterea de la cilindricitate poate fi exprimată fie pe o anumită lungime de referință, caz în care această lungime trebuie clar exprimată pe desen, fie dacă nu se dă lungimea de referință, această abatere de la cilindricitate trebuie înțeleasă ca fiind exprimată pe toată lungime suprafeței cilindrice a piesei.

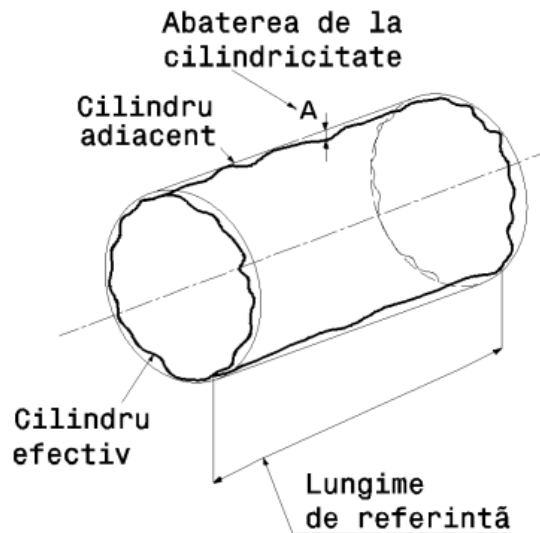


Figura 4.19. Abaterea de la cilindricitate

Marcarea pe desen a acestei abateri se face ca în **fig.4.20**, piesa putând fi arbore sau alezaj. Se remarcă în **fig.4.20.a** faptul că abaterea maximă admisă la cilindricitate a arborelui (în desen: 0,01mm) este exprimată pe o lungime de referință, în cazul dat aceasta fiind de 100 mm.

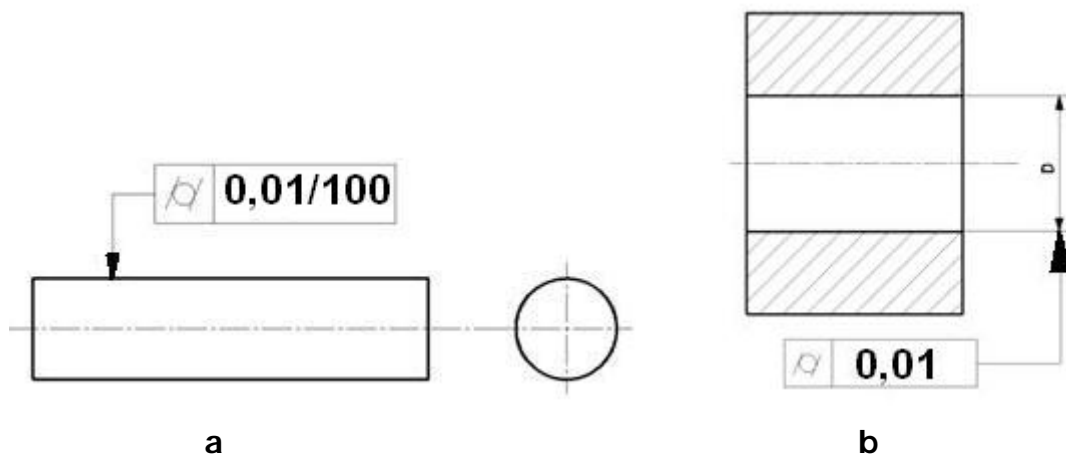


Figura 4.20. Marcarea pe desen a abaterii de la cilindricitate

Măsurarea acestei abateri se poate face asemănător schemei de măsurare prezentate la abaterea de la circularitate cu deosebirea că va trebui să materializăm cilindrul adiacent prin asigurarea deplasării longitudinale a comparatorului cu cadran, pe toată lungimea suprafeței cilindrice a piesei (vezi **fig.4.21**).

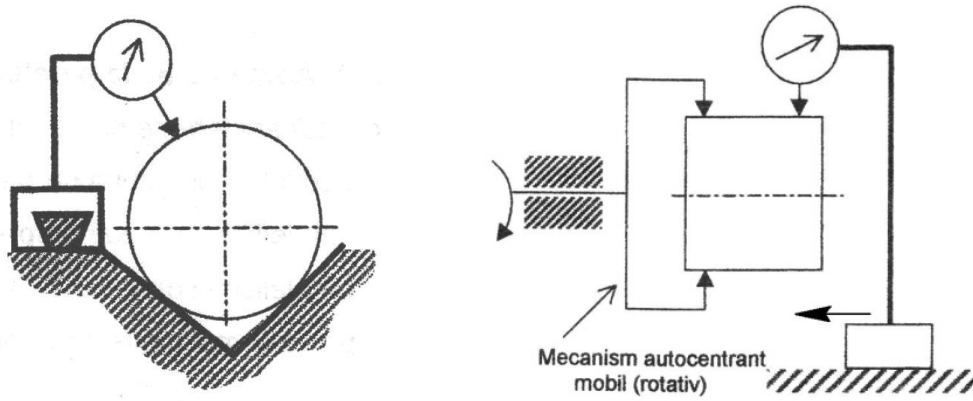


Figura 4.21. Măsurarea abaterii de la cilindricitate

În urma controlului acestei abateri suprafața cilindrică a piesei ar putea rezulta ca fiind în realitate (vezi **fig.4.22**) conică, sub formă de butoi, sub formă de șa, sau curbată.

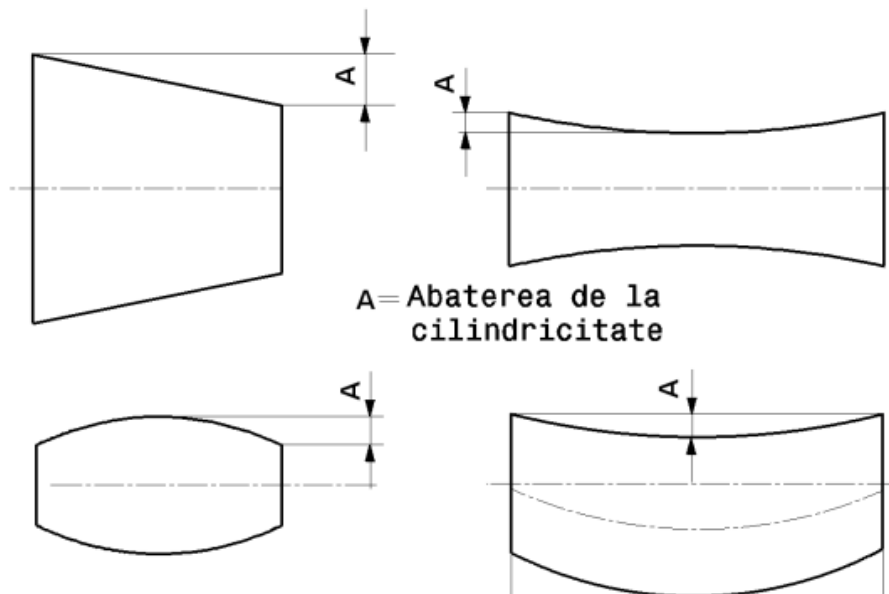




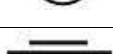





Figura 4.22. Piese cu abateri de la cilindricitate

5. Abaterile de poziție ale suprafețelor

Pe lângă precizia formei unei suprafețe este foarte importantă și poziția pe care aceasta o are față de alte suprafețe ale piesei iar ca urmare au fost introduse abaterile de poziție ale suprafețelor, abateri care legiferează de fapt precizia poziției suprafețelor. Abaterile de poziție pot fi:

Abaterea de poziție	Simbolul abaterii de poziție
Abaterea de la paralelism	
Abaterea de la perpendicularitate	
Abaterea de la înclinare	
Abaterea de la coaxialitate, concentricitate	
Abaterea de la simetrie	
Abaterea de la bătaia circulară	
Abaterea de la poziția nominală	
Abaterea de la intersecție	

Pentru a înțelege modul de descriere a acestor abateri este necesar, pe lângă noțiunile deja stabilite (suprafață adiacentă, suprafață efectivă) în cadrul abaterilor de formă, să fie introdusă o nouă noțiune, și anume cea de bază de referință.

Baza de referință este o suprafață, o linie sau un punct, față de care se determină poziția nominală a suprafeței sau a elementului considerat.

5.1. Abaterea de la paralelism

Această abatere se poate referii la paralelismul a două drepte coplanare, a două plane, sau a paralelismului dintre o dreaptă și un plan sau dintre un plan și o dreaptă, fiecare variantă având un alt mod de măsurare.

Paralelismul a două drepte

În **fig.5.1** este prezentat modul de înscriere pe desen a paralelismului dintre două drepte coplanare. După cum se observă, caseta pentru înscrierea acestei abateri de poziție are în plus un pătrat în partea dreaptă, unde este înscrisă baza de referință. Cu alte cuvinte muchia ascuțită (linie dreaptă) din partea stângă a piesei trebuie să fie paralelă în limitele toleranței admise de **0,02mm** față de muchia ascuțită (linie dreaptă) din dreapta, muchie care este considerată bază de referință și marcată cu un pătrat terminat cu o talpă sprijinită

pe această muchie sau pe o linie ajutătoare dusă tangent cu ea, bază de referință notată cu majuscula **A**.

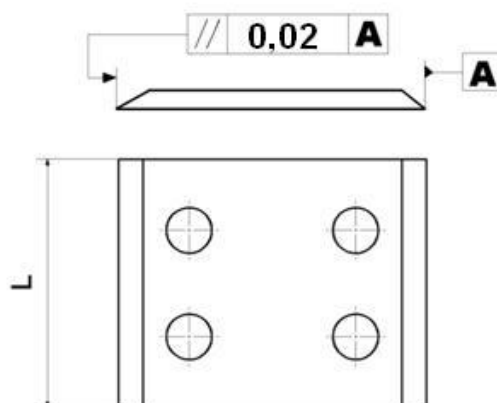


Figura 5.1. Înscrierea pe desen a abaterii de la paralelism

Ce înseamnă de fapt acest paralelism dintre cele două muchii drepte?

Abaterea de la paralelism dintre două drepte coplanare (cele două muchii), este diferența dintre distanța maximă și cea minimă dintre cele două drepte adiacente atașate celor două drepte (muchiiilor) considerate, măsurate pe o lungime de referință (vezi fig.5.2).

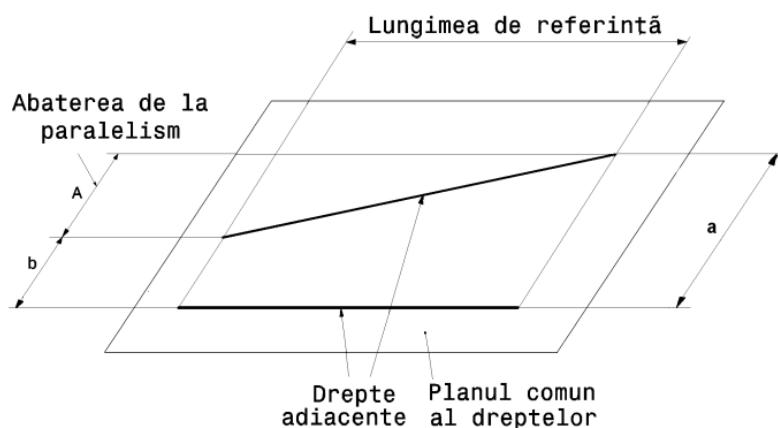


Figura 5.2. Paralelismul a două drepte coplanare

Dacă pe desen nu se indică lungimea de referință, această diferență trebuie calculată pentru toată lungimea piesei.

Pentru a măsura această abatere de paralelism este nevoie să materializăm cele două muchii ale piesei ca și drepte adiacente, apoi să ne deplasăm pe dreapta de referință (cea din partea dreaptă a piesei) și să măsurăm distanța până la cea de-a doua dreaptă adiacentă (cea

din partea stângă a piesei). Pentru aceasta vom sprijini piesa pe o suprafață plană a unei plăci de control (vezi **fig.5.3**) sau pe placa de bază a unui dispozitiv de control cu muchia considerată drept bază de referință. Vom fixa piesa de peretele vertical al dispozitivului cu cleme de fixare (nereprezentate în desen) după care vom deplasa un comparator cu cadran fixat de o culisă ce se deplasează pe un ghidaj și vom palpa muchia din stânga aflată acum la partea superioară a montajului. Pentru a exclude erorile de măsurare datorate eventualelor abateri de rectilinitate, vom intercala între palpatorul comparatorului și piesă, o riglă de control. La începutul translației comparatorului acesta se reglează la zero pentru a putea măsura ușor abaterea de la paralelism.

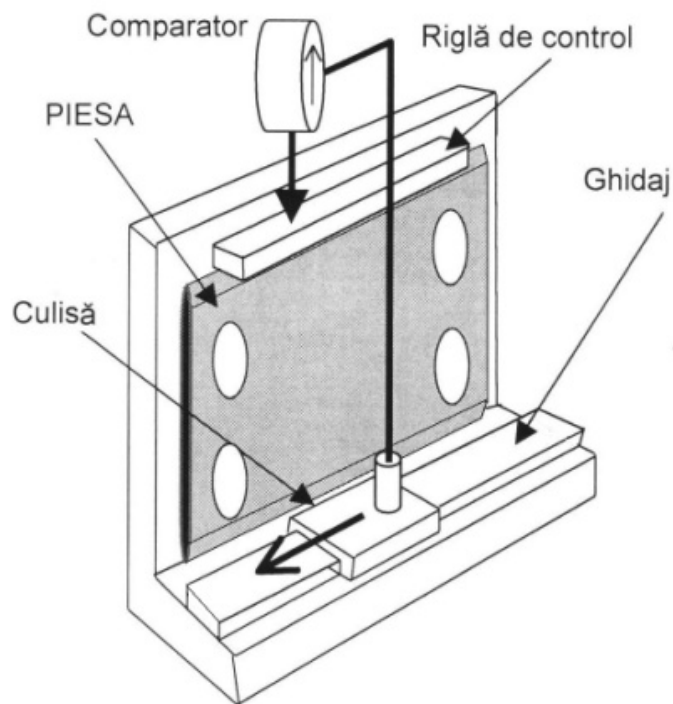


Figura 5.3. Măsurarea paralelismului a două drepte

Paralelismul a două drepte coplanare poate fi exprimat și între două drepte teoretice. Astfel, în unele situații se cere ca să se asigure la o piesă paralelismul dintre două alezaje, ceea ce de fapt înseamnă ca să se asigure paralelismul dintre axele celor două alezaje, axele fiind în acest caz două drepte teoretice, imateriale.

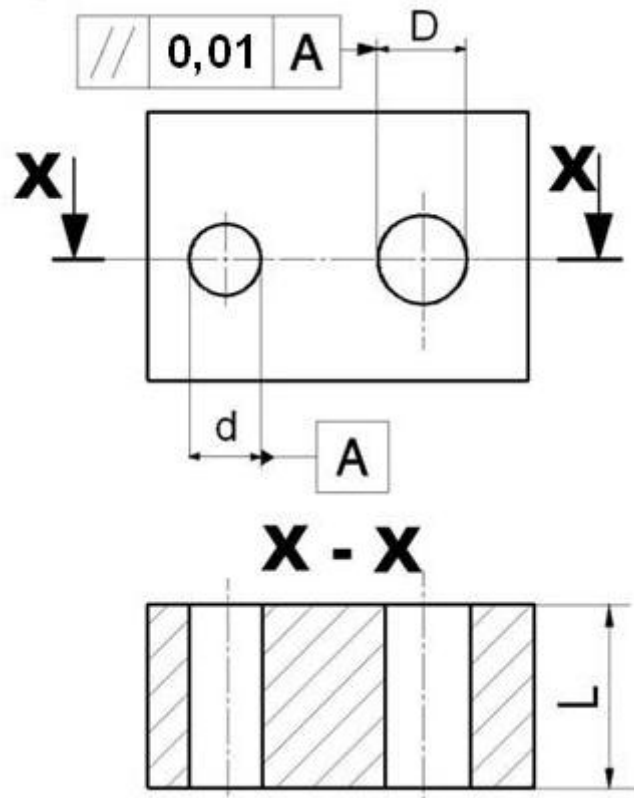


Figura 5.4. Paralelismul a două axe

Pentru piesa din **fig.5.4** se cere ca axa geometrică a alezajului **D** să fie paralelă în limitele toleranței $T=0,01\text{mm}$ față de axa geometrică a alezajului **d** care este luat ca bază de referință, totul exprimat pe toată lungimea alezajului, cota **L**, cele două axe fiind coplanare, adică aflate în planul de secțiune longitudinal X-X.

Pentru a măsura această abatere de la paralelism va trebui să materializăm cele două axe teoretice și să le transpunem în exteriorul piesei pentru a putea măsura distanța dintre ele. În acest scop vom introduce în cele două alezaje câte un dorn de control. Pentru a elimina erorile de măsurare datorită jocului dintre dorn și alezaj, vom realiza un dorn de control (vezi **fig.5.5**), care în interiorul alezajului pe toată lungimea **L** a piesei va fi extensibil, iar partea care iese în exteriorul piesei va fi rigidă (plină). Modul cum poate fi realizat un dorn extensibil, adică un mecanism autocentrant, va fi studiat la o altă disciplină din programa școlară¹.

¹ "Proiectarea dispozitivelor".

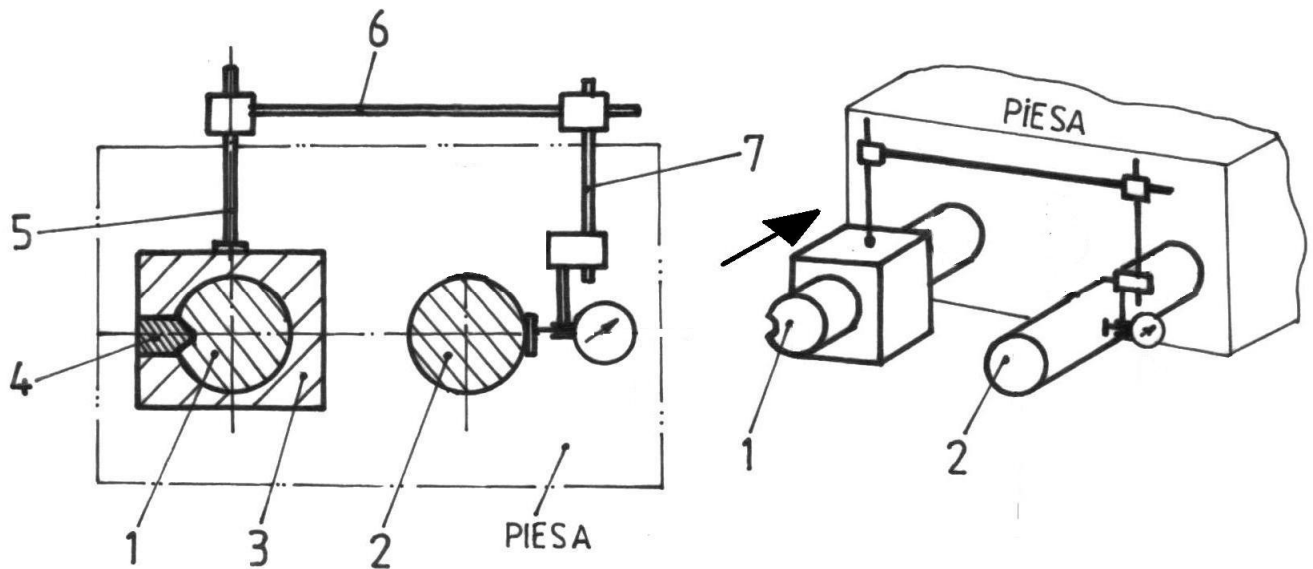


Figura 5.5. Măsurarea paralelismului a două axe

Având cele două dornuri care fac corp comun cu alezajele, am obținut de fapt transpunerea axelor alezajelor, în exteriorul piesei. Acum nu trebuie decât să plasăm pe dornul 1 care materializează dreapta de referință (dornul din partea stângă) o culisă 3 care se va putea deplasa în lungul acestui dorn în timp ce un sistem de pârghii distanțiere 5, 6, 7, va asigura plasarea comparatorului cu cadran, în planul orizontal al celui de-al doilea dorn 2. După ce am pus comparatorul la zero vom deplasa culisa pe toată lungimea dornului (adică pe lungimea L , egală cu a piesei) și vom înregistra deviația acului indicator, ceea ce reprezintă abaterea efectivă la paralelism. Pentru a nu introduce erori de măsurare este necesar ca să fie împiedicată rotația culisei 3, lucru realizat prin includerea unei pene 4 ce se deplasează pe un canal longitudinal executat pe toată lungimea dornului 1.

Paralelismul a două plane

*Paralelismul a două suprafețe plane este dat de diferența dintre distanța maximă și cea minimă dintre planele adiacente (vezi **fig.5.6**) atașate suprafețelor respective, în limitele suprafeței de referință. Adică, abaterea de la paralelism (A) va fi dată de diferența:*

$$A = a - b$$

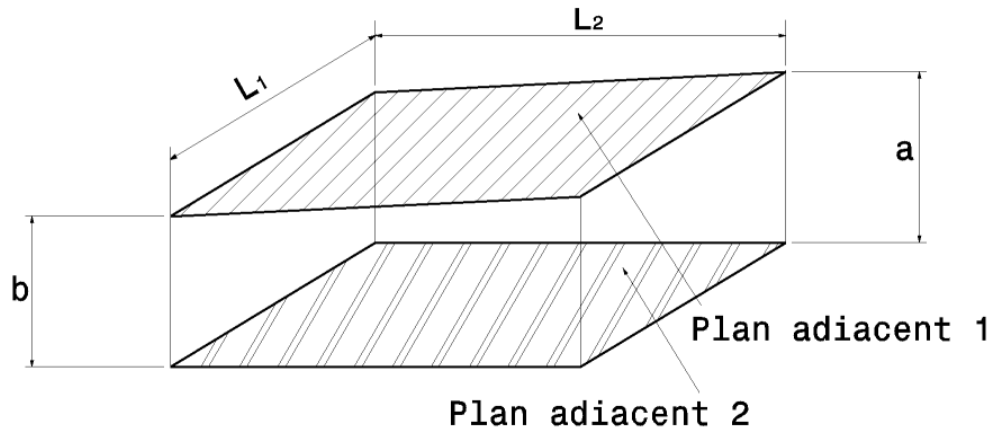


Figura 5.6. Paralelismul a două plane

Suprafața de referință poate fi dată explicit în caseta de marcare a acestei abateri sau dacă acest lucru nu este făcut atunci se va considera întreaga suprafață a piesei (pe desen $L_1 \times L_2$).

În **fig.5.7.a** se cere ca suprafața plană superioară a piesei să fie paralelă în limitele toleranței admise la paralelism (0,02mm) față de planul inferior al piesei marcat prin caseta notată cu litera **A** și considerat plan de referință.

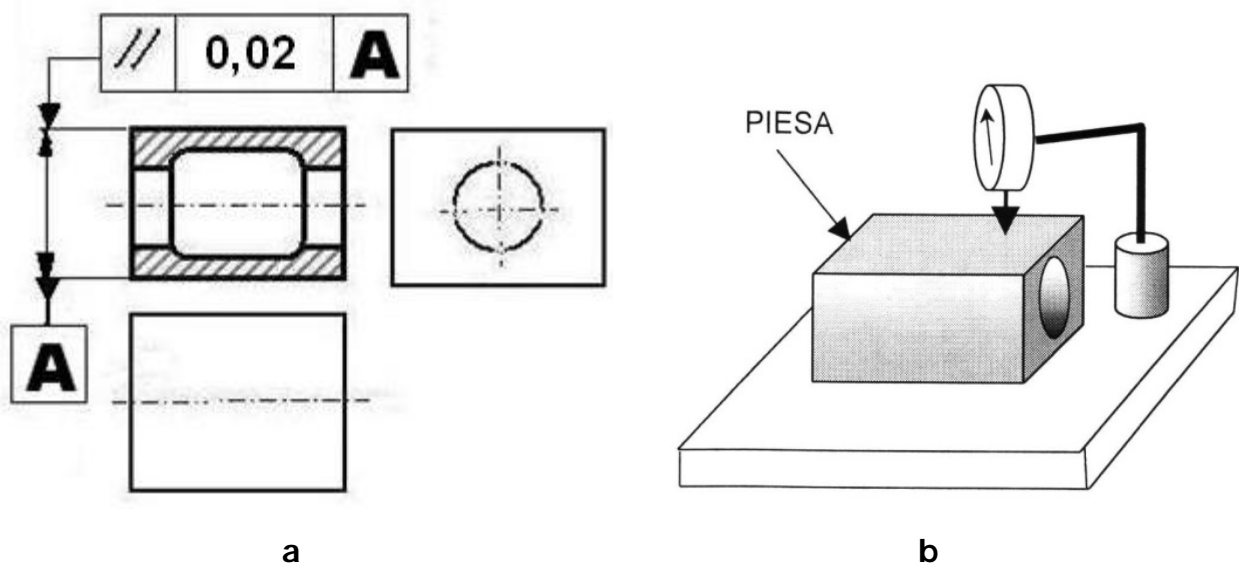


Figura 5.7. Paralelismul a două plane

Dispozitivul cu care s-ar putea măsura această abatere este foarte simplu și constă dintr-un suport de tip talpă de sprijin pentru un comparator cu cadran (vezi **fig.5.7.b**) care să permită palparea întregii suprafețe superioare a piesei, în timp ce piesa este așezată pe o

placă sau o masă de control. În acest caz baza de referință este materializată de această placă de control.

Paralelismul dintre o dreaptă și un plan

Această abatere se măsoară într-un plan perpendicular pe planul dat ca bază de referință dus astfel încât să conțină dreapta. În acest caz abaterea de la paralelism este dată de *diferența dintre distanța maximă și cea minimă dintre dreapta adiacentă atașată dreptei considerate și proiecția ei pe planul adiacent, proiecție care este la intersecția celor două plane, cel adiacent și cel perpendicular pe primul* (vezi **fig.5.8**).

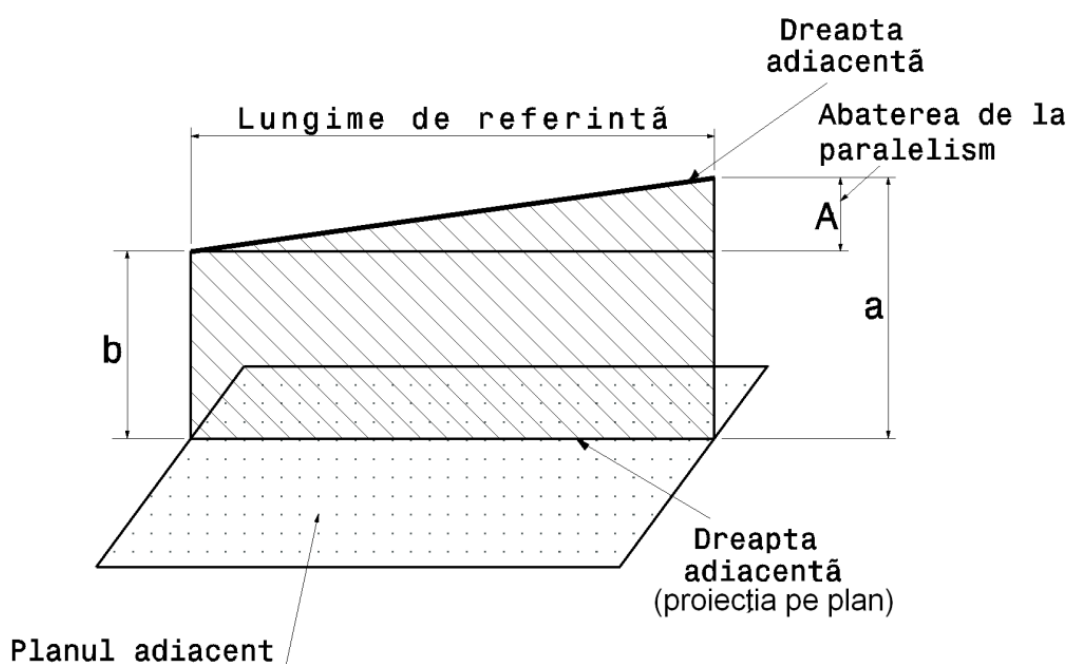


Figura 5.8. Paralelismul dreaptă-plan

Pentru piesa din **fig.5.9** se cere măsurarea abaterii de la paralelism (0,03mm) dintre axa alezajului de diametru D și suprafața plană inferioară a piesei, marcată cu litera **A** și considerată drept bază de referință.

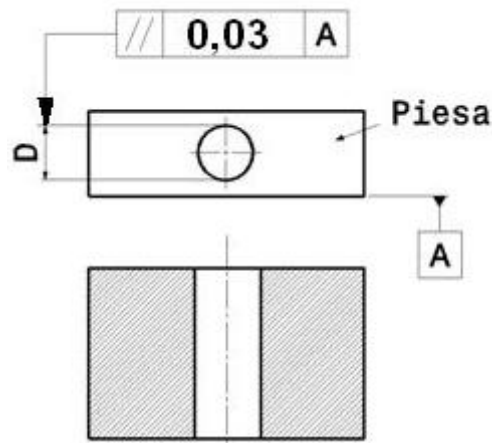


Figura 5.9. Paralelism dreaptă-plan

Pentru a materializa planul de referință vom plasa piesa cu partea ei inferioară, pe o masă de control (vezi **fig.5.10**), iar pentru a materializa dreapta adiacentă atașată axei geometrice a alezajului vom folosi un dorn de control 1 introdus în alezaj, dorn care în porțiunea de contact cu alezajul are proprietatea de a fi extensibil, iar în exteriorul piesei este rigid.

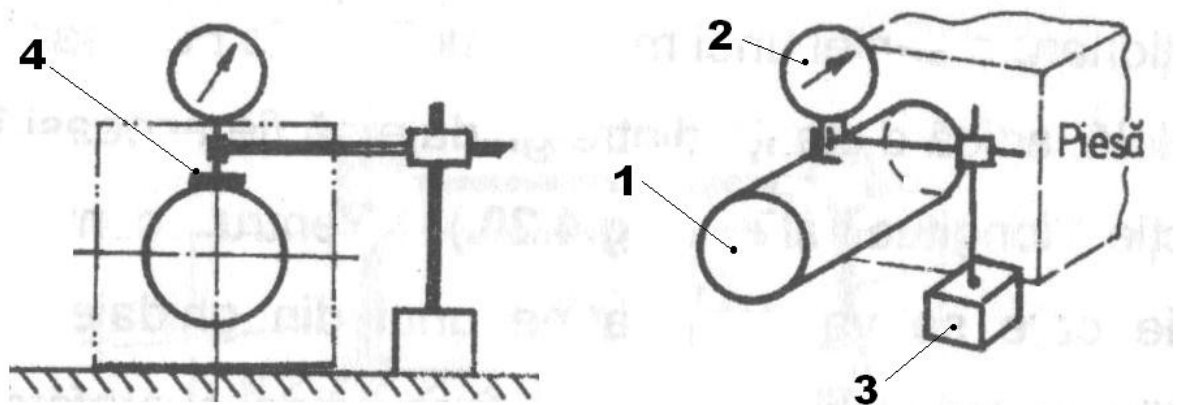


Figura 5.10. Măsurarea paralelismului dreaptă-plan

Vom palpa suprafața exterioară a dornului cu un comparator cu cadran 2 fixat per o talpă 3 pe toată lungimea lui, lungime care trebuie să fie egală cu lungimea alezajului (a axei alezajului). Dacă vom pune la zero comparatorul la un capăt al dornului, prin parcurgerea întregii lungimi a dornului vom putea înregistra direct abaterea de la paralelism. Pentru a nu introduce erori de măsurare trebuie ca palpatorul 4 al comparatorului cu cadran, să aibă suprafață plană.

Paralelismul plan-dreaptă

Paralelismul dintre un plan și o dreaptă se definește similar cu cel dintre dreaptă și plan, baza de referință fiind de data asta axa alezajului (vezi **fig.5.11**).

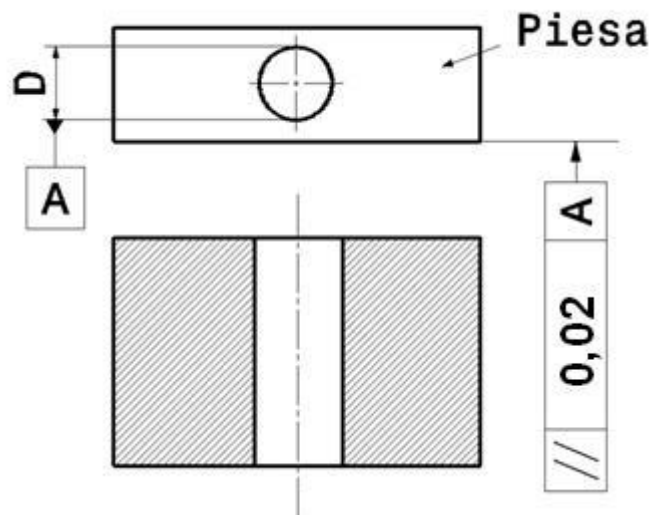


Figura 5.11. Paralelism plan-dreaptă

Măsurarea acestei abateri este mai dificilă, deoarece schema de control va presupune utilizarea unui dorn de control instalat în alezaj, alezaj care este bază de referință, și care să permită deplasarea unui comparator paralel cu așa alezajului în timp ce acesta va palpa suprafața plană inferioară a piesei.

5.2. Abaterea de la perpendicularitate

Această abatere, întocmai ca abaterea de la paralelism, se poate referii la perpendicularitatea a două drepte coplanare, a două plane, dintre o dreaptă și un plan sau dintre un plan și o dreaptă, fiecare variantă având un alt mod de măsurare.

Perpendicularitatea a două plane

Perpendicularitatea a două plane poate fi foarte des întâlnită în practică, în **fig.5.12** fiind prezentat un exemplu a unei piese paralelipipedice la care suprafața laterală din dreapta se cere să fie perpendiculară pe suprafața inferioară în limitele toleranței la perpendicularitate ($T=0,01\text{mm}$), aceasta din urmă fiind considerată bază de referință (**A**).

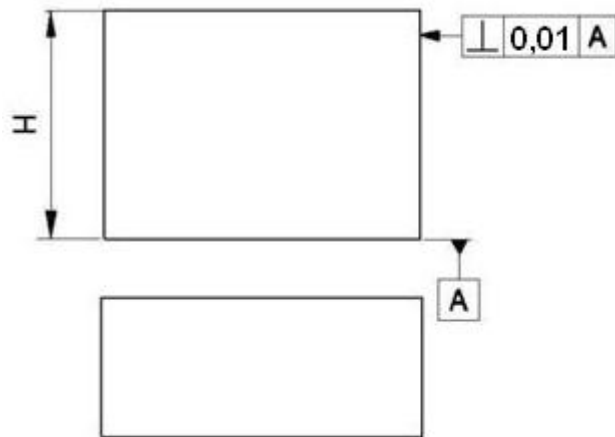


Figura 5.12. Marcarea pe desen a perpendicularității a două plane

Definirea abaterii de la perpendicularitate a celor două plane trebuie să țină seama de existența unui plan teoretic dus paralel cu planul considerat dar care va fi "perfect" perpendicular pe planul de referință (în cazul nostru suprafața inferioară a piesei). Acest plan perfect perpendicular îl considerăm a fi un plan nominal dus la unghiul de 90° pe planul de referință., iar în acest caz definiția abaterii de la perpendicularitate este:

Abaterea de la perpendicularitate a două plane este distanța maximă dintre planul adiacent atașat suprafeței considerate și planul nominal dus la unghiul de 90° măsurată liniar, pe lungimea de referință (vezi fig.5.13).

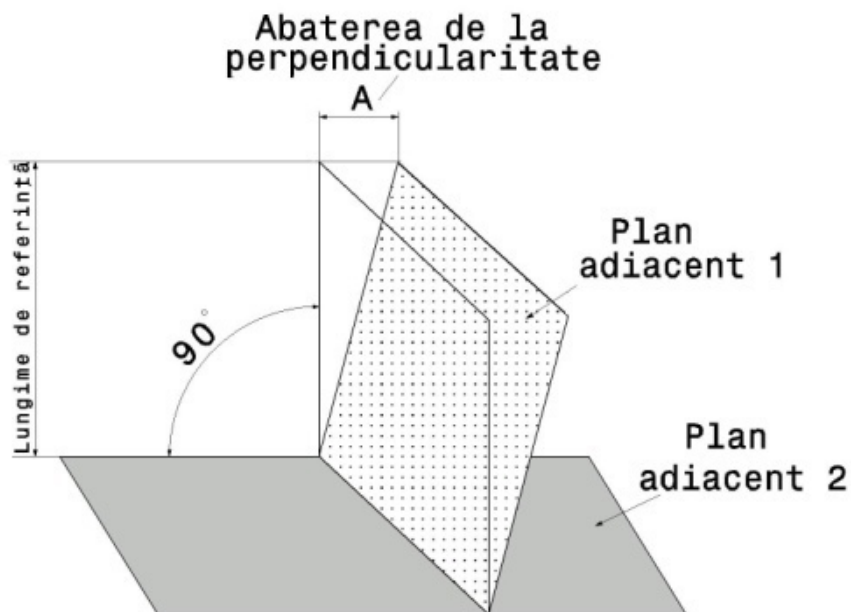


Figura 5.13. Perpendicularitatea a două plane

Deci avem două plane adiacente, unul este cel reprezentat de suprafața verticală supusă controlului (planul adiacent 1) iar celălalt este suprafața de referință situată la partea inferioară a piesei (planul adiacent 2). Față de cele două plane adiacente mai apare un plan și anume cel nominal dus la unghiul de 90° , adică planul teoretic unde ar trebui să se situeze planul adiacent 1, cel supus controlului. După cum rezultă și din desen, abaterea de la perpendicularitate (notată cu A) crește odată cu creșterea lungimii de referință, ceea ce ne arată că această lungime de referință trebuie atent stabilită și respectată în timpul operației de control.

Schema de măsurare presupune utilizarea unei plăci de bază 1 (vezi **fig.5.14**) care poate fi și o placă sau o masă de control și a unui suport 3 pe care se montează un comparator cu cadran și un cep de reazem 2 cu rol de opritor. Trebuie să avem în vedere faptul că distanța dintre comparator și cepul de reazem, cota H , trebuie să fie lungimea de referință indicată pe desen. Dacă pe desen nu se dă explicit lungimea de referință atunci se va lua toată lungimea suprafeței.

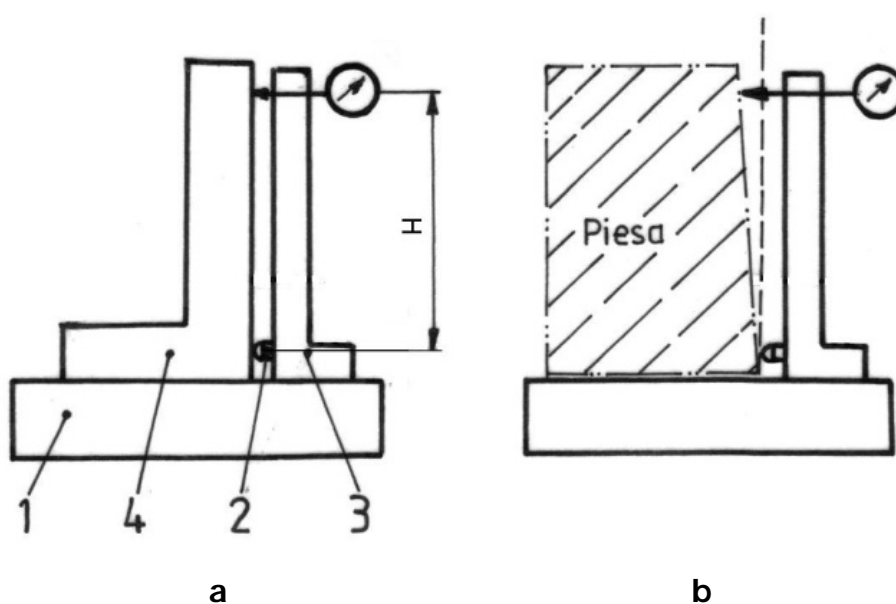


Figura 5.14. Măsurarea perpendicularității a două plane

Suportul este instalat sau chiar fixat pe placa de bază după care se aduce în contact cu cepul de reazem un echer de control 4, moment în care comparatorul se reglează la zero. Echerul va materializa unghiul nominal de 90° cu o precizie suficient de mare, fiind un mijloc de măsurare produs de firme specializate și în condiții severe de precizie. Următorul pas este să îndepărtăm echerul și în locul lui să punem piesa pe placa de bază, aducând-o în contact cu suportul, în așa fel încât cepul de reazem să se sprijine pe suprafața verticală a suprafeței

supuse controlului. În această poziție palpatorul comparatorului va înregistra diferența, în plus sau în minus, a poziției suprafeței verticale efective a piesei față de poziția teoretică de 90° materializată de echer.

Perpendicularitatea a două drepte

Perpendicularitatea a două drepte care sunt în același plan, poate să însemne și perpendicularitatea axelor geometrice ale două alezaje (vezi **fig.5.15**). Astfel, axa geometrică a alezajului orizontal cu diametru d este luată ca bază de referință (baza **A**), iar față de această dreaptă se exprimă perpendicularitatea axei geometrice a alezajului vertical de diametru **D**. De remarcat faptul că perpendicularitatea se raportează la lungimea axei verticale măsurată de la punctul de intersecție cu axa orizontală (cota H). Dacă pe desen nu se dă această distanță, atunci ea va trebui calculată astfel încât operația de control să permită compararea abaterii de la perpendicularitate admise (pe desen 0,01mm) cu cea efectiv măsurată.

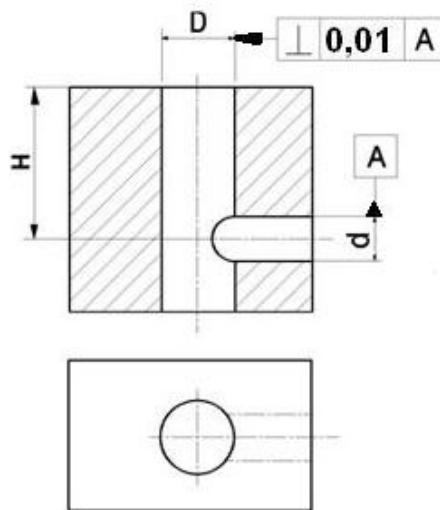


Figura 5.15. Înscrisura pe desen a perpendicularității a două drepte

*Abaterea de la perpendicularitate a două drepte coplanare este diferența dintre unghiul format de cele două drepte adiacente și unghiul nominal de 90° măsurată liniar în limitele lungimii de referință (vezi **fig.5.16**).*

Dacă pe desen nu este specificată lungimea de referință atunci se va considera întreaga lungime a piesei.

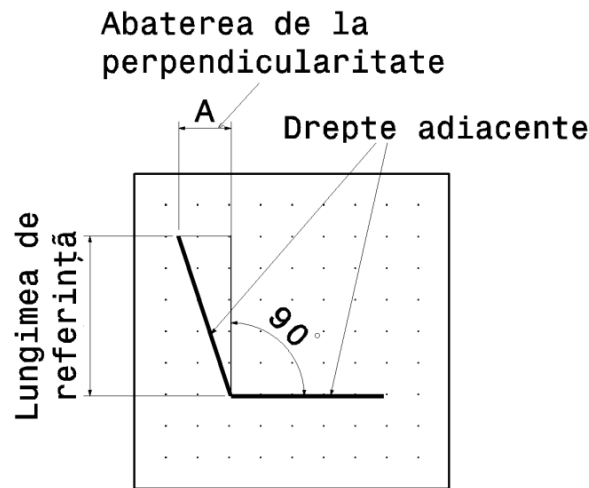


Figura 5.16. Perpendicularitatea a două drepte coplanare

Pentru a măsura această abatere pentru piesa din exemplul de mai sus vom începe prin a materializa cele două drepte (axele geometrice ale alezajelor d și D) și a le transpune în exteriorul piesei. Pentru această vom introduce în cele două alezaje câte un dorn de control 1 și 3 (vezi **fig.5.17.a**) în așa fel încât pe porțiunea aflată în interiorul piesei dornul să fie extensibil (autocentrant) iar în exterior acesta să se prelungească cu o porțiune de dorn rigid, plin.

Pe dornul 2 instalat în alezajul de referință de diametru d vom așeza dispozitivul de control care este compus din prisma de reazem 3, coloana 4 și placa opritoare 5 care are rolul de a se sprijini pe dornul 1. Pe această placă opritoare se va monta, prin intermediul unui braț prelungitor, un comparator cu cadran 6 a cărui palpator va atinge suprafața dornului 1.

Pentru o măsurare corectă este necesar ca brațul prelungitor al comparatorului să asigure distanța H față de zona de contact a plăcii opritoare 5 cu dornul. Cota H va trebui să fie identică cu lungimea H a suprafeței cilindrice verticale de pe piesă.

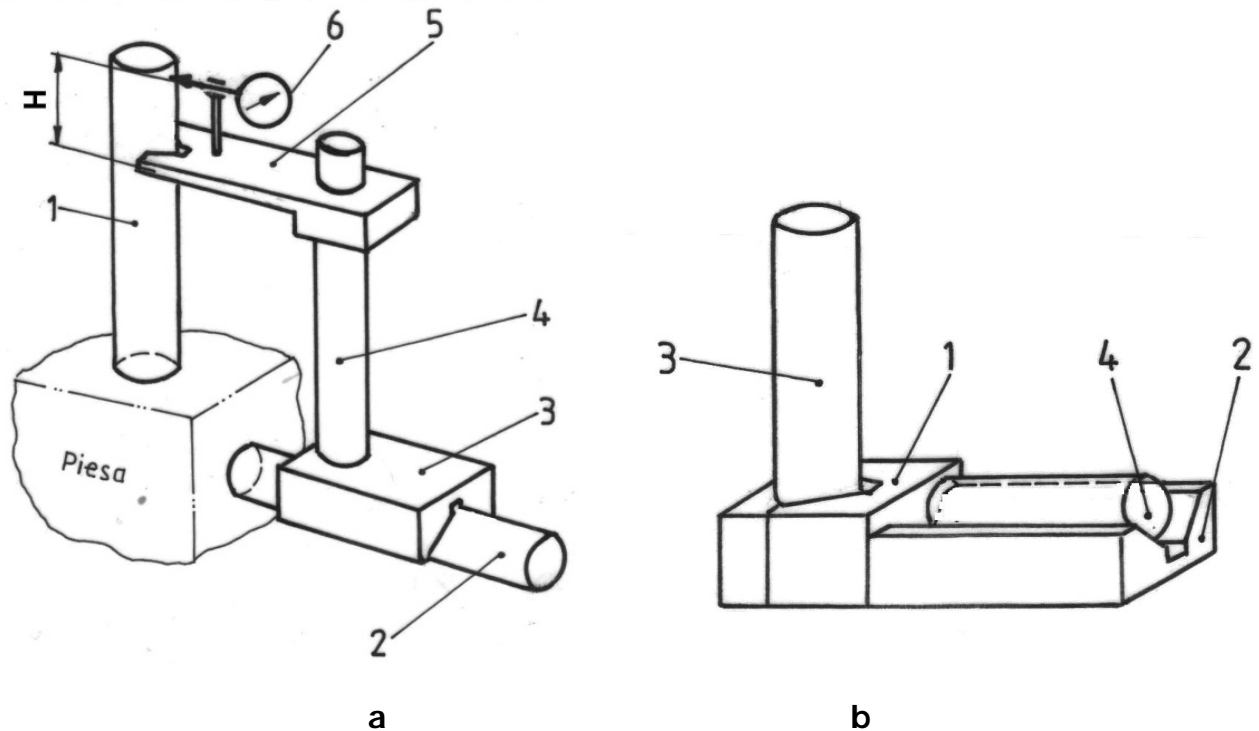


Figura 5.17. Dispozitiv de măsurare a perpendicularității a două drepte

Înainte de a începe măsurătorile este necesar să reglăm comparatorul la zero, lucru pe care îl putem face cu ajutorul unui dispozitiv de gradul 3, care este compus din dornul orizontal 4 (vezi **fig.5.17.b**) și dornul vertical 3 montate rigid pe două suporturi 1 și 2 sub formă de prismă. Cele două dornuri vor trebui astfel montate încât între suprafețele lor exterioare să asigurăm unghiul nominal de 90° .

La început vom pune dispozitivul de control pe aceste două dornuri și îl vom sprijini prin intermediul plăcuței de reazem 5, de dornul vertical de control 3. În această poziție vom pune la zero cadranul comparatorului. Apoi vom muta dispozitivul de control pe dornurile 1 și 2 instalate în alezajele piesei și vom citi indicația acului comparatorului, valoarea citită fiind chiar abaterea de la perpendicularitate ale celor două alezaje, deci ale celor două axe ale alezajelor.

Perpendicularitatea dreaptă-plan

Modul de înscriere pe desen a unei abateri de tip perpendicularitate dintre o dreaptă și un plan este prezentată în **fig.5.18** unde se cere ca axa alezajului **D** să fie perpendiculară pe planul de referință marcat cu litera **A**.

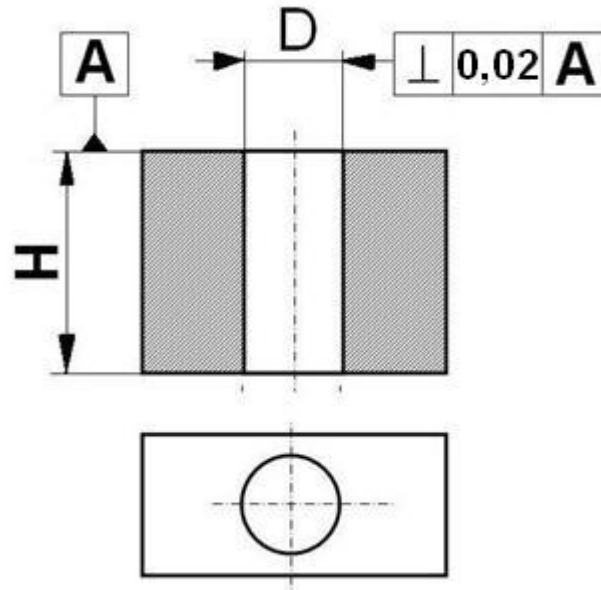


Figura 5.18. Înscrierea pe desen a perpendicularității dreaptă-plan

Perpendicularitatea dintre o dreaptă și un plan este definită ca diferența dintre unghiul format de dreapta adiacentă atașată axei alezajului și planul adiacent, dus la suprafața plană a piesei, și dreapta dusă la unghiul nominal de 90° măsurată pe o lungime de referință, atât dreapta adiacentă cât și dreapta nominală fiind situate într-un plan comun dus perpendicular la planul adiacent (vezi fig.5.19).

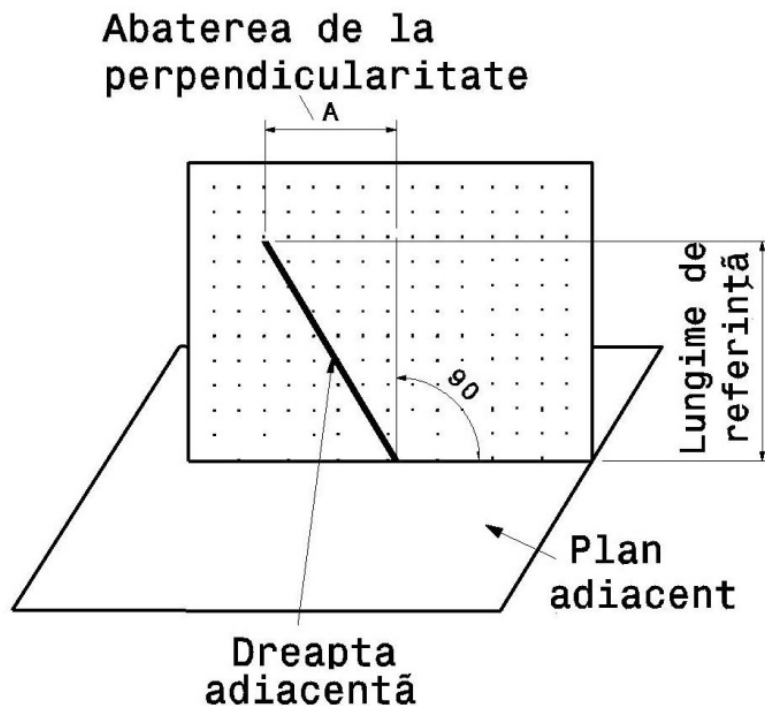


Figura 5.19. Perpendicularitatea dreaptă-plan

Pentru a asigura măsurarea acestei abateri în cazul piesei prezentate mai sus, va trebui mai întâi să materializăm dreapta adiacentă (axa alezajului) prin introducerea în alezaj a unui dorn de control 1 (vezi **fig.5.20**), acest dorn fiind autocentrant (extensibil) în interiorul alezajului și plin în exteriorul piesei.

Vom folosi un dispozitiv simplu compus din talpa 2 și comparatorul 3 pe care îl vom pune la zero aducând dispozitivul în contact cu un echer de 90°, întreaga operațiune fiind realizată pe o masă de control.

După ce comparatorul a fost reglat la zero, vom așeza dispozitivul pe suprafața de referință a piesei și îl vom aduce în contact cu dornul de control montat în alezajul piesei, având grijă ca cepul de reazem 5 să fie în contact cu dornul. În această poziție palpatorul comparatorului atingând suprafața dornului de control va înregistra abaterea de la perpendicularitate față de plan.

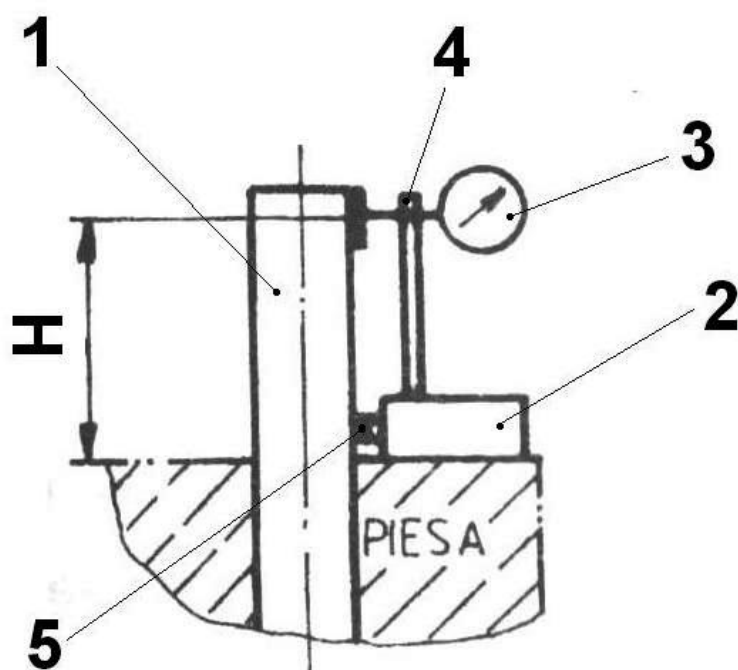


Figura 5.20. Măsurarea perpendicularității dreaptă-plan

Pentru a nu introduce erori de măsurare este indicat ca palpatorul 4 al comparatorului să aibă suprafață plană la contactul cu suprafața cilindrică a dornului astfel încât comparatorul să ocupe aceeași poziție față de dornul 1 ca în cazul contactului cu echerul de reglaj.

Perpendicularitatea plan-dreaptă

Această abatere este asemănătoare cu cea precedentă cu deosebirea că în acest caz va trebui să măsurăm abaterea planului față de dreapta care este considerată bază de referință. deși par a fi situații identice, totuși diferența dintre abaterea de la perpendicularitate plan-dreaptă față de cea de tip dreaptă-plan este substanțială și din simplul fapt că pe desen caseta cu abateri este legată cu o săgeată de suprafața plană și nu de dreapta de referință, ceea ce va impune măsurarea abaterii conform desenului și nu invers.

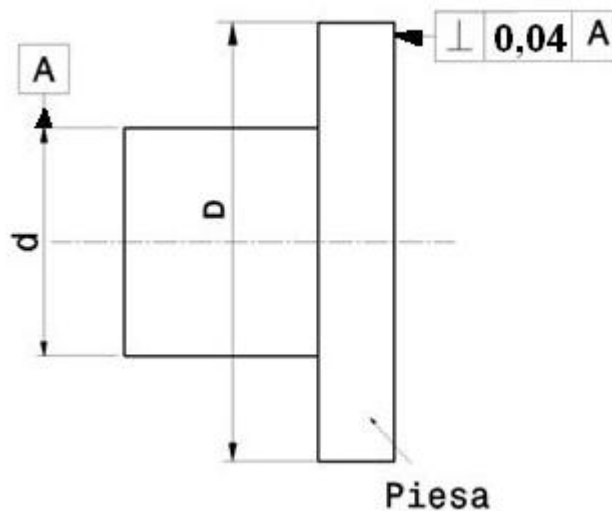


Figura 5.21. Perpendicularitatea plan-dreaptă

Pentru piesa din **fig.5.21** lungimea de referință nefiind marcată pe desen ea va trebui considerată pe toată lungimea piesei deci pe lungimea $D/2$, adică atât cât este distanța dintre punctul de intersecție al axei piesei și marginea suprafeței de diametru D . De multe ori o asemenea abatere de perpendicularitate este comod să fie măsurată printr-o metodă numită bătaia frontală, așa cum va fi prezentat mai încolo.

5.3. Abaterea de la înclinare

Abaterea de la înclinare este similară celei de la perpendicularitate doar că în acest caz suprafața piesei nu este dusă la un unghi drept ci la un alt unghi, care în cazul piesei din **fig.5.22** este de 30° . Și în acest caz putem avea înclinarea dintre două plane, două drepte, dreaptă-plan și plan-dreaptă. Abaterea de la înclinare nu se aplică pe desene la suprafețe

înclinate oarecare, ci doar la suprafețe care au un rol important în funcționarea piesei în ansamblul din care face parte.

Cu alte cuvinte, nu vom prevedea abatere de înclinare la suprafețe de tip teșitură sau suprafețe înclinate sau conice care au doar rolul de a face legătură dintre alte două suprafețe aflate la distanță una față de alta.

Acest lucru este impus de dificultatea de măsurare a acestei abateri, poate chiar mai dificil de măsurat decât abaterea de la perpendicularitate, unde există instrumente și măsuri simple de reglare a aparatelor de măsură la zero (de exemplu, echerele).

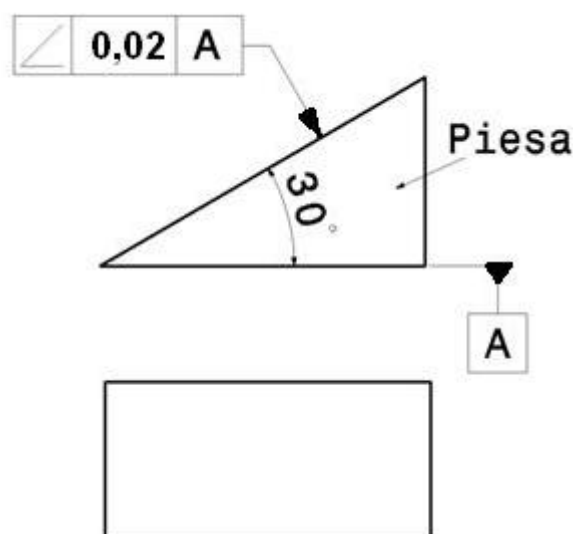


Figura 5.22. Înscrierea pe desen a abaterii de la înclinare

Măsurarea acestei abateri se face în mod similar cu cea de la perpendicularitate, fiind necesar un dispozitiv de gradul doi pentru a pune la zero comparatorul cu cadran, dispozitiv care va trebui să materializeze unghiul nominal.

5.4. Abateră de la coaxialitate, concentricitate

Coaxialitatea și concentricitate sunt noțiuni asemănătoare, coaxialitatea se referă la două suprafețe de revoluție (cilindrice) interioare sau exterioare aflate la o anumită distanță una de alta în lungul axei comune, pe când concentricitatea se referă la două suprafețe de revoluție dispuse pe aceeași axă geometrică dar situate pe direcție radială una față de alta.

În **fig.5.23.a** este figurat modul de înscriere a abaterii de la **coaxialitate** dintre alezajul **D₂** și alezajul **D₁**, acesta din urmă fiind luat ca bază de referință, iar în **fig.5.23.b** modul de înscriere a abaterii de la **concentricitate** a suprafeței cilindrice interioare de

diametru D față de suprafața cilindrică exterioară de diametru d , această luată ca bază de referință.

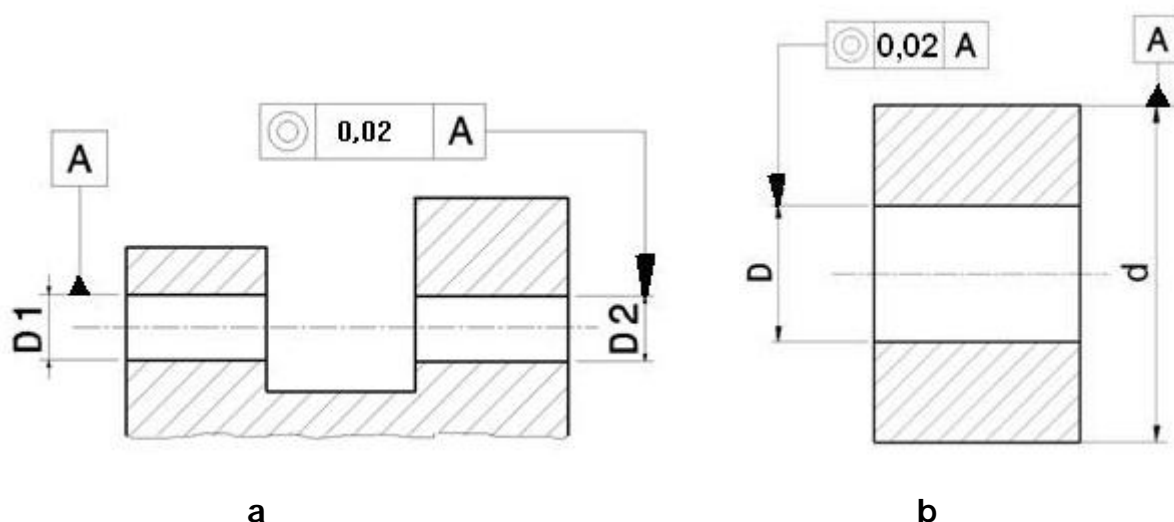


Figura 5.23. Înscrisura pe desen a coaxialității și concentricității

După cum se vede, simbolul abaterii este același, diferind doar denumirea abaterii, în sensul că abaterea de la coaxialitate se referă la două drepte aflate la distanță una de alta pe direcție longitudinală, pe când abaterea de la concentricitate se referă la două drepte aflate în aceeași poziție radială.

Abaterea de la coaxialitate dintre două suprafețe de revoluție este distanța maximă dintre axa suprafeței adiacente luată ca bază de referință și axa suprafeței adiacente considerate, măsurată în limitele lungimii de referință. Dacă lungime de referință nu este indicată în mod explicit pe desen, atunci se va considera ca lungime de referință întreaga lungime a suprafeței piesei.

Așa cum rezultă din **fig.5.24** cilindrul adiacent 1 este considerat bază de referință conform notației de pe desenul de execuție al piesei, pe când suprafața considerată ca suprafață tolerată este cea a cilindriului adiacent 2. Axa geometrică a acestui cilindru poate fi decalată față de axa cilindriului 1 cu valoarea A , care reprezintă abaterea de la coaxialitate, fie paralel cu această axă fie oblic (ca pe desen). Piesa va fi considerată bună dacă această abatere A este mai mică sau cel mult egală cu toleranța la coaxialitate prescrisă pe desen (T) toleranță care mai poartă numele și de abatere maximă admisă la coaxialitate.

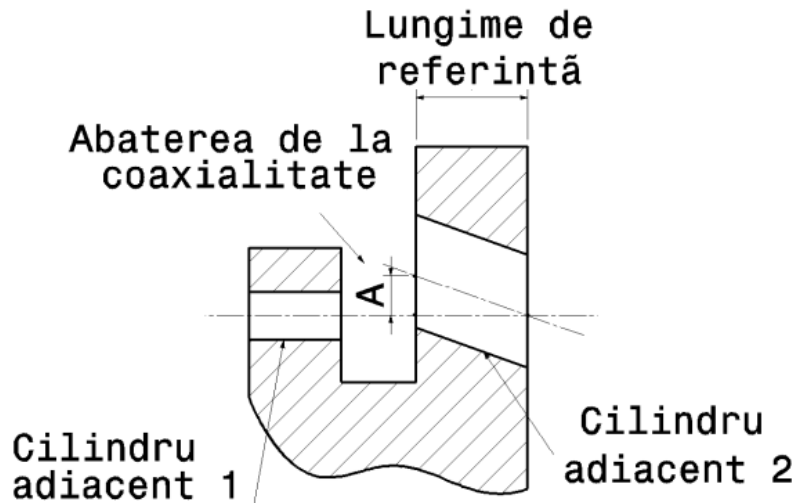


Figura 5.24. Abaterea de la coaxialitate

Pentru piesa din **fig.5.23.b.** situația este prezentată în **fig.5.25** unde se poate remarca faptul că abaterea de la concentricitate A poate rezulta fie de la deplasarea pe direcție radială a axei cilindrului interior de diametru D dar paralel cu axa orizontală a cilindrului exterior de diametru d , fie prin înclinarea axei alezajului față de axa orizontală a cercului d , această abatere trebuind să fie inferioară toleranței la concentricitate (T) prescrise pe desen.

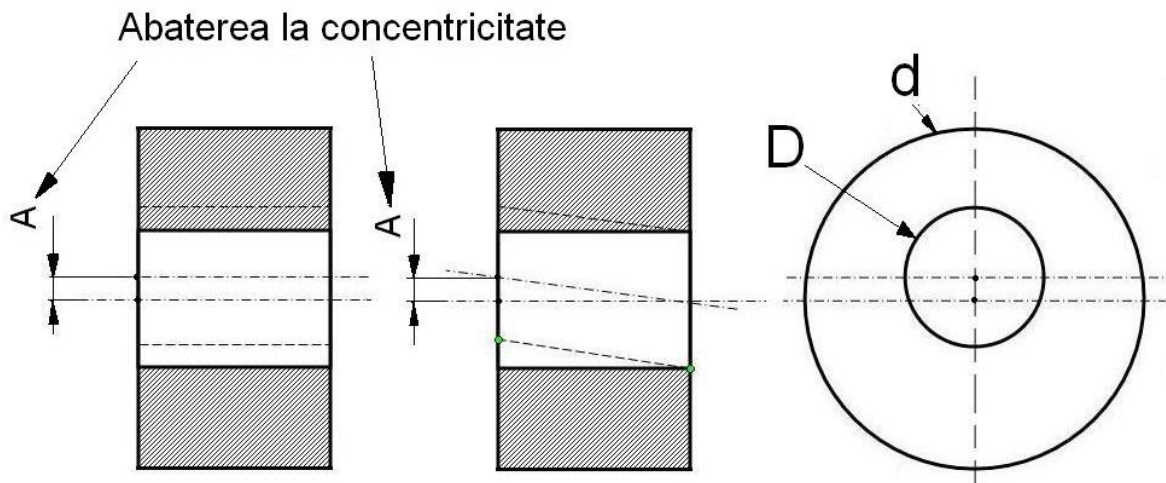


Figura 5.25. Abaterea de la concentricitate

Din cele prezentate în aceste două exemple rezultă că există un câmp de toleranță la coaxialitate și la concentricitate dat pe desen (T) care are forma unui cilindru de rază T , concentric cu axa suprafeței cilindrice luată ca bază de referință. Uneori pe desen toleranța

admisă la coaxialitate sau concentricitate este dată pe desen sub forma diametrului acestui câmp de toleranță cilindric (ΦT).

Măsurarea acestor abateri nu este tocmai ușoară și de multe ori este înlocuită cu măsurare prin intermediul unei alte abateri, cea de bătaie circulară, astfel că după măsurare, abaterea constatată, este împărțită la doi, rezultând astfel abaterea la coaxialitate. În continuare vom prezenta o metodă de control a abaterii de la coaxialitate pentru piesa reprezentată în **fig.5.23.a**.

Pentru control vom introduce în cele două alezaje D_1 și D_2 câte o bușă extensibilă 1 și 2 (vezi **fig.5.26**) care va ocupa în întregime cele două alezaje. Dacă cele două alezaje sunt coaxiale înseamnă că dornul 3 având același diametru cu alezajul D_b al bușei extensibile (adică $d=D_b$) va putea trece prin cel de-al doilea alezaj al bușei extensibile 2 cu condiția ca diametrul D_a al a acestui alezaj să fie egal cu al dornului.

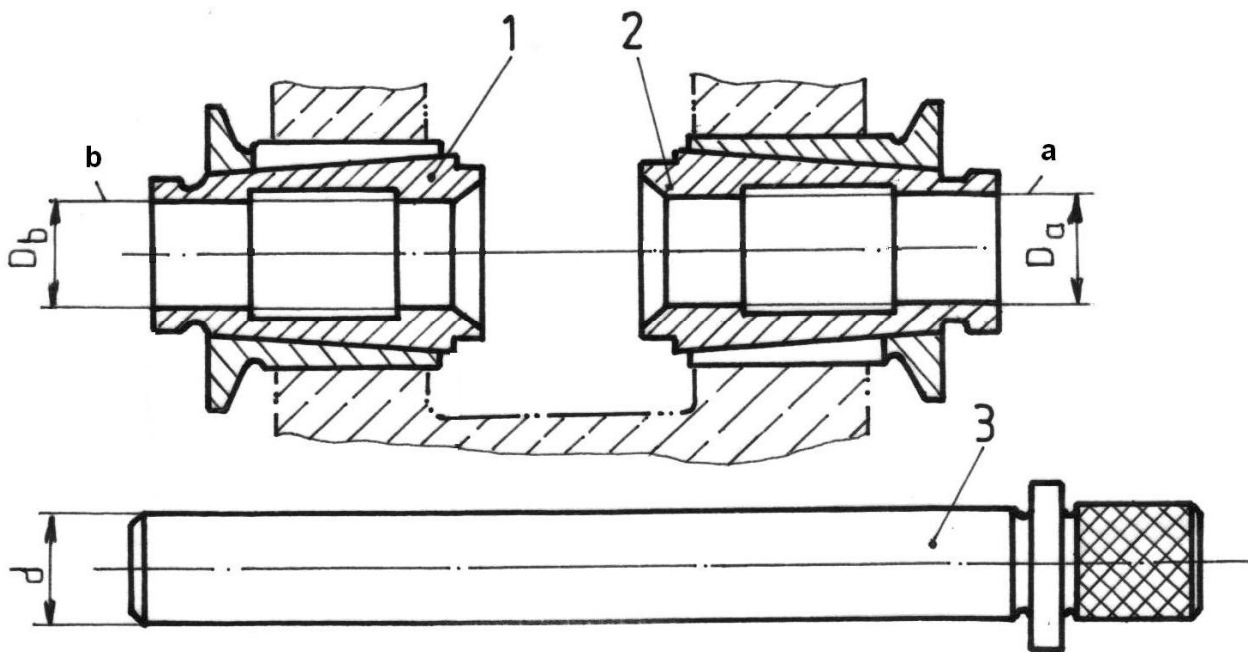


Figura 5.26. Controlul coaxialității cu dorn calibrat

Dar cum pe desen proiectantul piesei a prescris o toleranță T la abaterea de la coaxialitate înseamnă că diametrul alezajului celei de-a doua bușe extensibile ar trebui să fie mai mare cu valoarea $2T$ pentru a permite necoaxialitatea în limite prescrise. Deci diametrul bușei din dreapta va trebui să fie:

$$D_a = d + 2T = D_b + 2T \quad (5.1)$$

Acest tip de control desigur că este rapid și simplu dar pe de altă parte nu ne dă o imagine clară privind valoarea abaterii de coaxialitate efective, ci doar constată eventuala depășire a toleranței prescrise. De subliniat faptul că dornul va trebui să treacă cu joc minim prin alezajul bușei din stânga, cea luată ca bază de referință, lucru posibil prin prelucrarea prin metoda finisării prin păsuire a diametrului d al acestui dorn.

Abaterea de la simetrie

Abaterea de la simetrie este o variantă a abaterii de la coaxialitate aplicată la suprafețe plane. *Abaterea de la simetrie este distanța maximă dintre dreapta adiacentă a suprafeței considerate și dreapta adiacentă luată ca bază de referință, măsurată pe o lungime de referință* (vezi **fig.5.27**). Dacă această lungime de referință nu este dată în mod explicit pe desen, atunci se va considera abaterea pe toată lungimea suprafeței piesei.

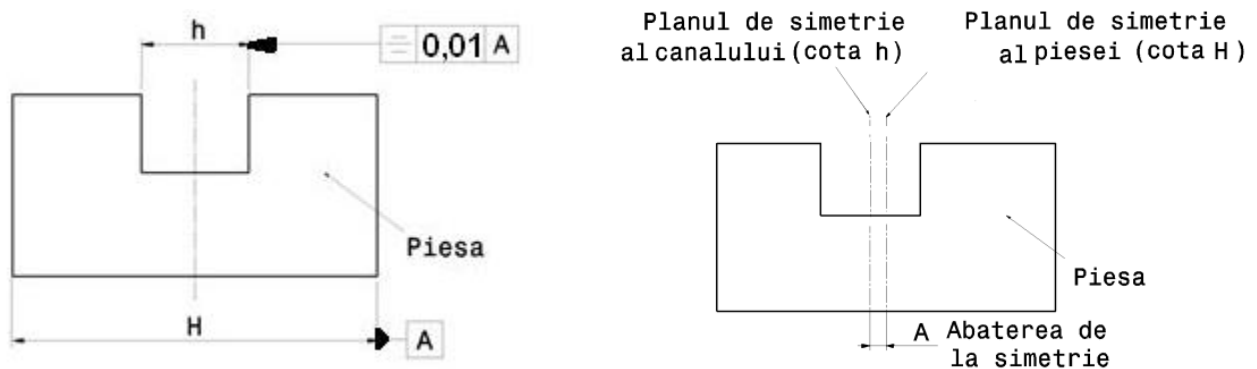


Figura 5.27. Abaterea de la simetrie

După cum se poate remarca de pe desen abaterea de la simetrie (notată cu A) este distanța dintre axa geometrică a lățimii piesei H și axa geometrică a lățimii canalului, cota h .

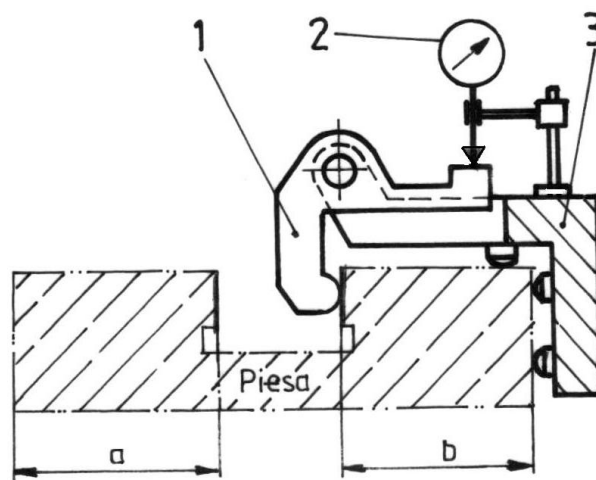


Figura 5.28. Măsurarea abaterii de la simetrie

Măsurarea acestei abateri se poate face, fie măsurând cu un instrument de măsură universal cu gradații (șubler, micrometru) cotele **a** și **b** (vezi **fig.5.28**) apoi scăzând din valoarea cea mai mare, pe cea mai mică, rezultatul scăderii fiind apoi împărțit la doi, fie folosind un dispozitiv simplu prin care vom afla diferența dintre cele două dimensiuni (**a** și **b**) direct pe cadranul comparatorului 2, împărțind apoi valoarea obținută la doi, adică:

$$A = \frac{a-b}{2} \quad (5.2)$$

5.5. Abaterea de la bătaia circulară

Abaterea de la bătaia circulară este o variantă practică de măsurare a abaterii de la coaxialitate, concentricitate și chiar, în unele cazuri, de la perpendicularitate și se aplică la suprafețe de revoluție (cilindru, con, sferă). Ideea de al care se pornește este că suprafața supusă controlului va putea fi rotită în jurul axei suprafeței considerate drept bază de referință și astfel se va putea măsura și constata, situația de necoaxialitate și neconcentricitate suprafețelor piesei.

Bătaia circulară se întâlnește sub mai multe variante, toate însă având același simbol:

- bătaia radială;
- bătaia frontală;
- bătaia oblică;
- bătaia totală.

Bătaia radială

Să considerăm piesa din **fig.5.29** la care alezajul D este considerat bază de referință și se cere măsurarea abaterii de la bătaia radială pentru suprafața cilindrică exterioară de diametru d , toleranța admisă la bătaia radială fiind T . De fapt, prin acest mod este stabilită o abatere de la concentricitate admisă de $T/2$ (pentru piesa din figură, $0,01/2$), între axele celor două suprafețe cilindrice.

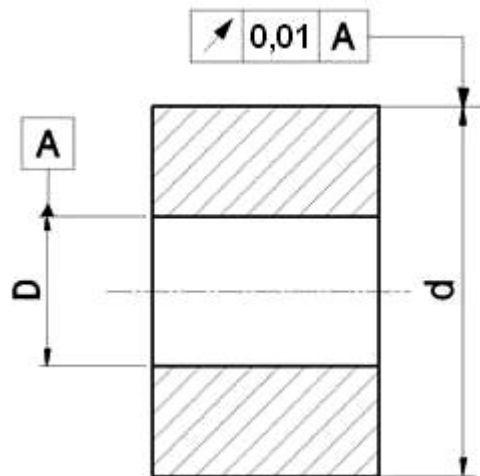


Figura 5.29. Înscrierea pe desen a bătaii radiale

*Bătaia radială este diferența dintre distanța maximă și cea minimă dintre suprafața măsurată a piesei și axa ei de rotație, măsurată pe o lungime de referință (vezi **fig.5.30**).*

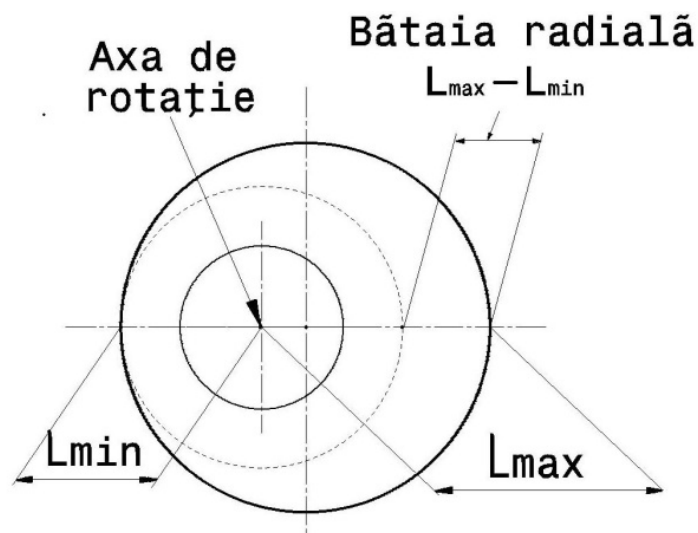


Figura 5.30. Bătaia circulară radială

Dacă pe desen nu se dă în mod explicit lungimea de referință atunci se va considera abaterea raportată la toată lungime suprafeței piesei.

Controlul acestei abateri este facilitată și de faptul că există instrumente și dispozitive universale de măsură, cum este de exemplu cel din **fig.5.31**. Acesta este compus dintr-un suport cu ghidaje 1, păpușa fixă 2 având un vârf conic de centrare 3 și o păpușă mobilă 7 având un vârf conic de centrare reglabil 6, între cele două vârfuri de centrare fiind prinsă piesa de controlat (sau un dorn pe care se fixează piesa). După ce piesa este centrată între vârfuri aceasta este rotită iar comparatorul 4 fixat rigid față de suport prin pârghiile de reglare 5, va măsura bătaia circulară.

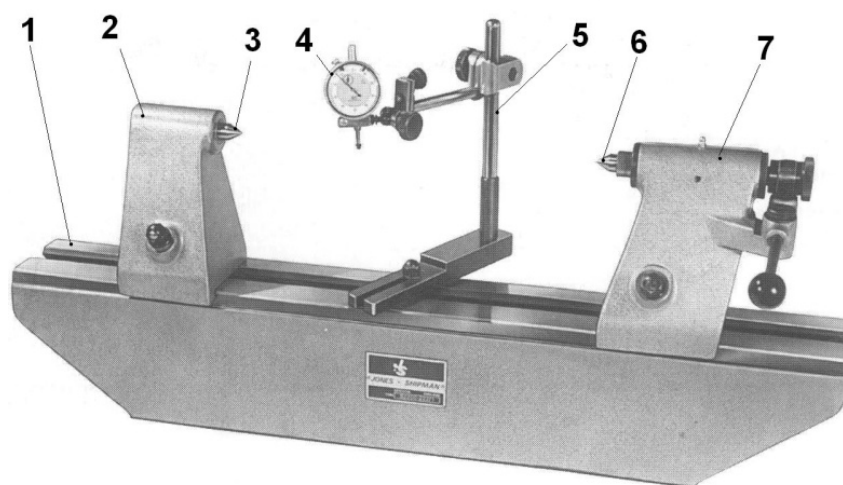


Figura 5.31. Dispozitiv universal pentru măsurarea bătaii circulare

Desigur că în funcție de forma piesei aceasta se va putea centra direct între vârfurile de centrare ale dispozitivului universal de mai sus sau se va proiecta un dorn special de fixare a piesei. Pentru piesa reprezentată în **fig.5.29** va trebui să construim un dorn de fixare în scopul măsurării bătaii radiale. Dornul ar putea fi unul extensibil, pentru a elimina erorile de măsură, caz în care s-ar putea folosi un dorn extensibil ca cel din **fig.5.32.a** sau unul ca cel din **fig.5.32.b**.

Pe oricare din aceste dornuri piesa noastră va putea fi centrată și fixată după care dornul cu piesă cu tot va fi montat între cele două vârfuri conice de centrare ale dispozitivului universal prezentat mai sus.

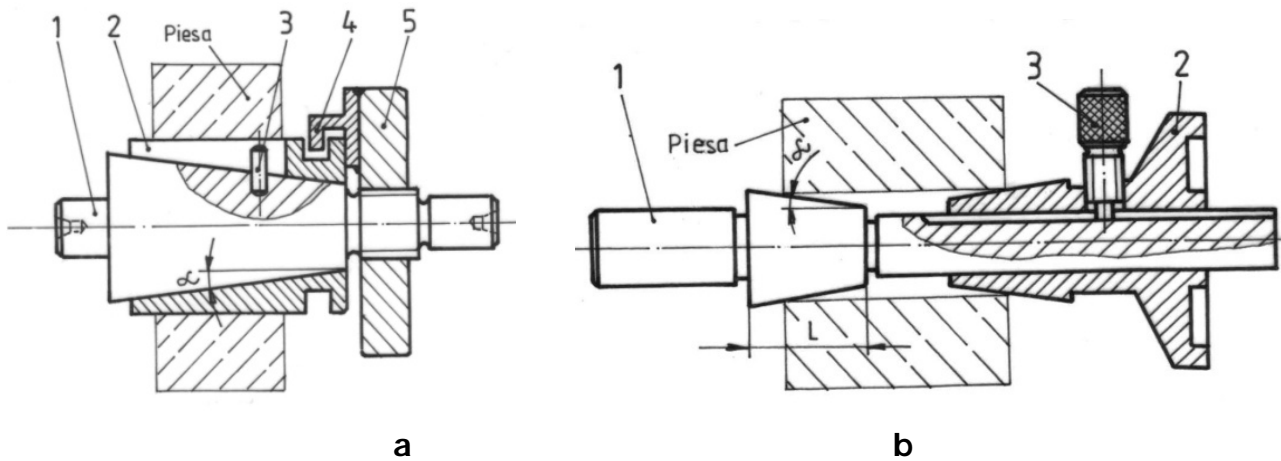


Figura 5.32. Dornuri de control autocentrante

Pentru centrarea dornului pe vârfurile conice este nevoie ca dornul să aibă la capete, găuri de centrare, aceste găuri fiind standardizate și fiind executate tocmai în acest scop pe extremitățile lui.

Utilizarea dispozitivului universal și a dornului conic rigid permite (vezi **fig.5.33**) atât măsurarea bătaii radiale cât și a bătaii frontale, bătaie frontală care va fi prezentată mai târziu.

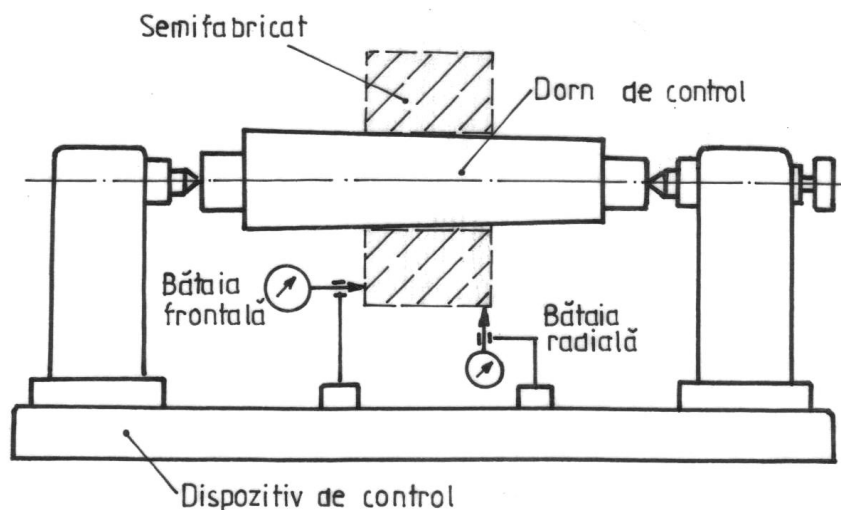


Figura 5.33. Măsurarea cu dorn conic rigid

Deși dornul conic este simplu ca și elemente de poziționare a piesei în scopul măsurării bătaii circulare, totuși acest tip de element de dentare are și un mare dezavantaj: el introduce erori de măsurare. Așa cum rezultă din **fig.5.34** așezarea unei piese cu alezaj cilindric pe dornul conic, permite a rotire a piesei în orice direcție cu un unghi aproximativ egal cu jumătate din unghiul conului.

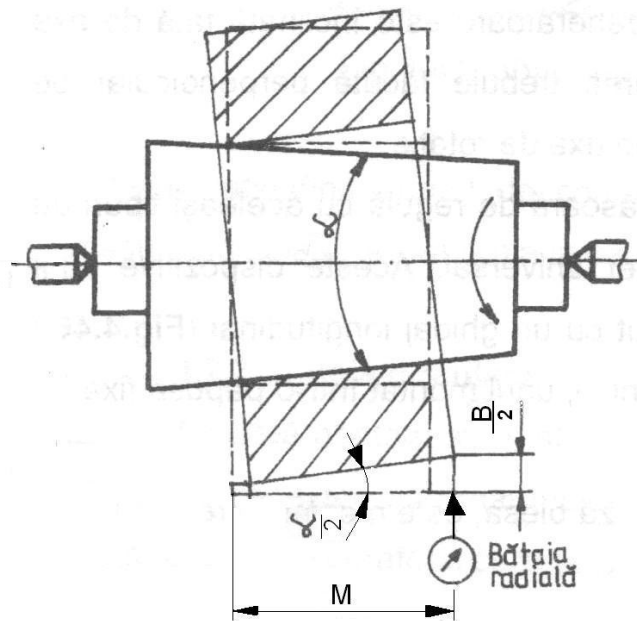


Figura 5.34. Eroarea de măsurare a bătaii radiale

Această rotire inevitabilă și nedorită deoarece prin rotirea pe dorn, o piesă cu abatere la bătaia radială egală cu zero (deci o piesă cu alezajul perfect concentric cu suprafața cilindrică exterioară) va avea totuși în urma măsurării între vârfuri, o bătaie radială egală cu B (piesa fiind rotită cu 360° în fața comparatorului, valoarea $B/2$ va fi înregistrată de 2 ori de palpatorul comparatorului).

Mărimea acestei erori de măsurare depinde de lățime suprafeței cilindrice (cota M) dar mai ales de unghiul conului. Dacă această eroare de măsurare este prea mare, atunci există riscul ca piese având abaterea de la bătaia radială în limite admise, să fie respinse la control, ceea ce ar fi complet nerațional.

Din acest motiv, pentru a se putea utiliza dornul conic rigid la operația de control a bătaii radiale fără să fie afectată corectitudinea controlului, această eroare de măsurare a fost din start limitată la circa 25% din toleranța (T) la bătaia radială înscrisă pe desen, deci:

$$B=0,25 T \quad (5.3)$$

Dar de pe desen se poate observa că tangenta unghiului $\alpha/2$ poate fi calculată în funcție de lățimea piesei (M) și de eroarea de măsurare ($B/2$), adică:

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{B}{2M} \quad (5.4)$$

Pentru suprafețe conice, de obicei în locul unghiului suprafețelor conice se folosește un alt parametru adimensionale care se numește conicitate (K). Conicitatea are expresia:

$$K = 2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \quad (5.5)$$

Deci relația de mai sus devine:

$$K = 2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{B}{M} \quad (5.6)$$

Cu alte cuvinte, știind toleranța la bătaia radială ($T=0,01\text{mm}$) care este înscrisă pe desenul de execuție al piesei, vom calcula eroare de măsurare admisă ($2B$) cu rel.5.3 după care vom putea determina prin calcul conicitatea conului dornului care asigură această eroare de măsurare limitată cu rel.5,6.

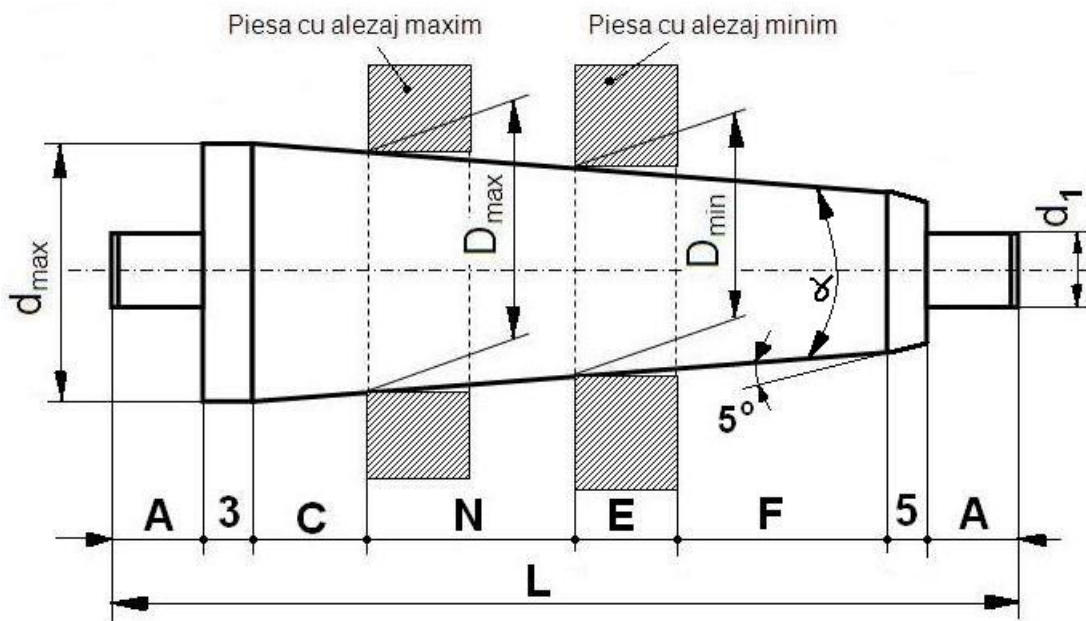


Figura 5.35. Dimensiunile dornului conic

Conicitatea astfel calculată se va lua între $1/500$ și $1/10.000$ cu condiția ca valoarea aleasă să fie multiplu de $1/500$. Cunoscând conicitatea, deci unghiul conului vom putea calcula elementele dimensionale ale dornului (vezi **fig.5.35**). De observat faptul că asemenea

conicități conduc la unghiuri ale conului (α) de maximum 20...30', ceea ce înseamnă că la prima vedere, aceste dornuri par mai degrabă, cilindrice.

Cota N reprezintă deplasarea piesei în lungul axei dornului datorită toleranței la diametrul alezajului (T_D) și are valoarea:

$$N = \frac{T_D}{K} \quad (5.7)$$

Diametru maxim al dornului (d_{max}) se va lua mai mare decât diametrul alezajului maxim al piesei cu circa 15% din toleranța la diametrul alezajului, adică:

$$d_{max} = D_{max} + 0,15 \cdot T_D \quad (5.8)$$

Rezerva de lungime a dornului (C) care reprezintă distanța de la poziția ocupată pe dorn de piesa cu alezaj maxim, până la capătul conic al dornului care are diametrul maxim calculat (d_{max}), adică:

$$C = \frac{d_{max} - D_{max}}{K} \quad (5.9)$$

Se recomandă ca dornul să fie executat din oțeluri aliate pentru cementare care după tratament termic să aibă o duritate de circa 54-62 HRC.

Bătaia frontală

Bătaia frontală este dată de diferența dintre distanța ,maximă și cea minimă de la suprafața frontală adiacentă și planul dus la unghiul nominal de 90° dus perpendicular pe axa de rotație, măsurată în limitele lungimii de referință (vezi fig.5.36.a).

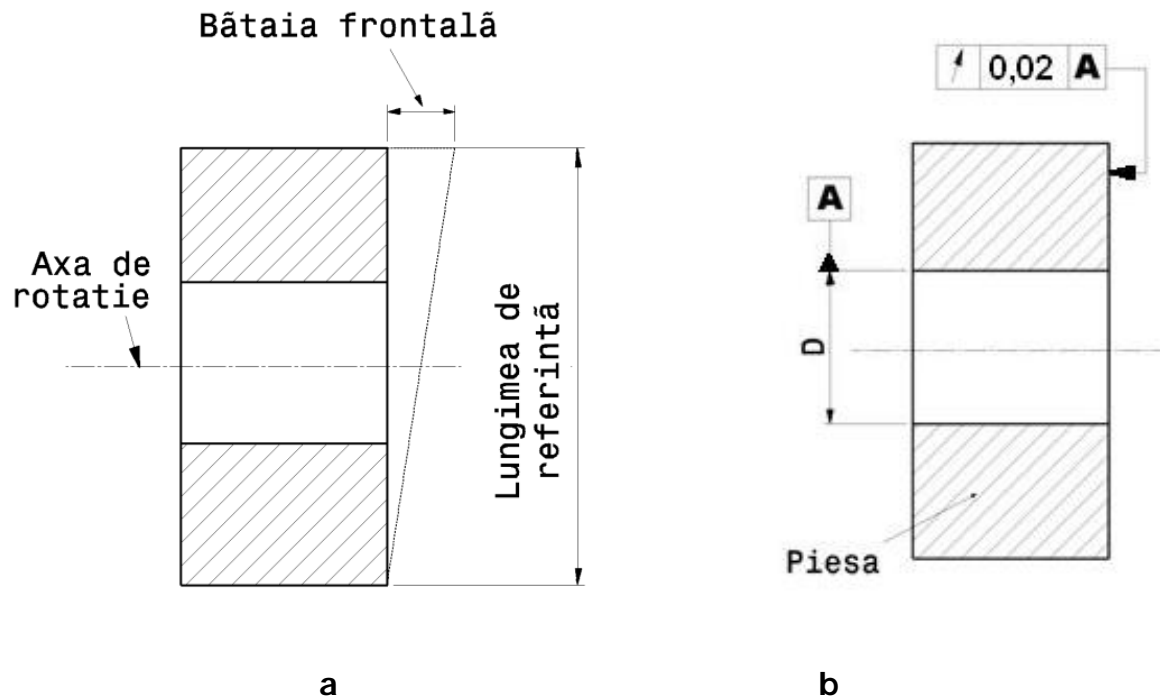


Figura 5.36. Bătaia frontală

Bătaia frontală este o formă simplă de măsurare a perpendicularității și se înscrie pe desen ca în **fig.5.36.b**. Dacă pe desen nu se indică lungimea de referință atunci se va lua întreaga lungime a suprafeței piesei.

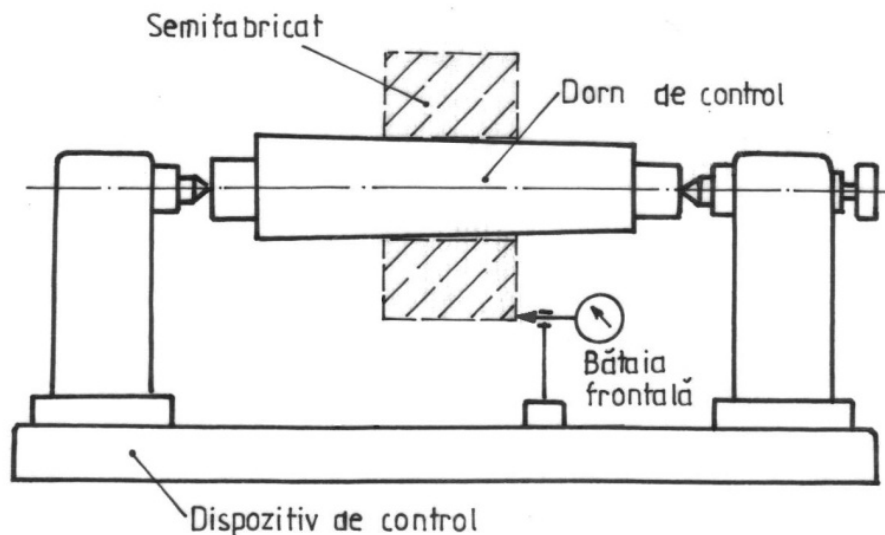


Figura 5.37. Măsurarea bătaii frontale

Pentru a măsura această bătaie frontală, piesa se pune pe un dorn autocentrant de control, dar care poate să fie și unul rigid conic, conform modelului prezentat mai sus, după

care piesa împreună cu dornul se prinde între vârfurile conice de centrare ale dispozitivului din (vezi **fig.5.37**) și se rotește în fața palpatorului unui comparator care în prealabil a fost reglat la zero. Dacă pe desen ar fi fost dată abaterea de perpendicularitate a suprafeței plane frontale față de axa alezajului, atunci perpendicularitatea putea fi măsurată prin intermediul metodei bătaii frontale, iar rezultatul măsurătorii ar fi trebuit împărțit la doi, deoarece conform modului de măsurare, bătaia frontală este dublul abaterii de la perpendicularitate. De asemenea este de remarcat faptul că lungime de referință pentru bătaia frontală este întreg diametrul suprafeței exterioare a piesei, pe când în cazul perpendicularității este vorba doar de jumătatea acestui diametru.

Bătaia oblică

O altă variantă a bătaii circulare este bătaia oblică (vezi **fig.5.38**), adică un alt mod de a măsura abaterea de la concentricitate a unei suprafețe conice față de o altă suprafață de revoluție.

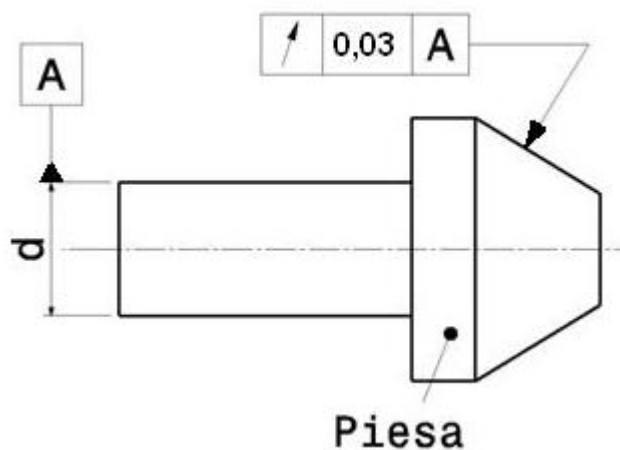


Figura 5.38. Înscrierea pe desen a bătaii oblice

Măsurarea acestei abateri se face cu aceleași metode ca în cazul bătaii radiale și frontale, doar că tija palpatoare a comparatorului cu cadran va trebui îndreptată perpendicular pe suprafața conică, așa cum este marcat pe desen.

5.6. Abaterea de la poziția nominală

*Abaterea de la poziția nominală este distanța maximă dintre o dreaptă adiacentă (axa unei suprafețe de revoluție) și poziția ei nominală (vezi **fig.5.39**).*

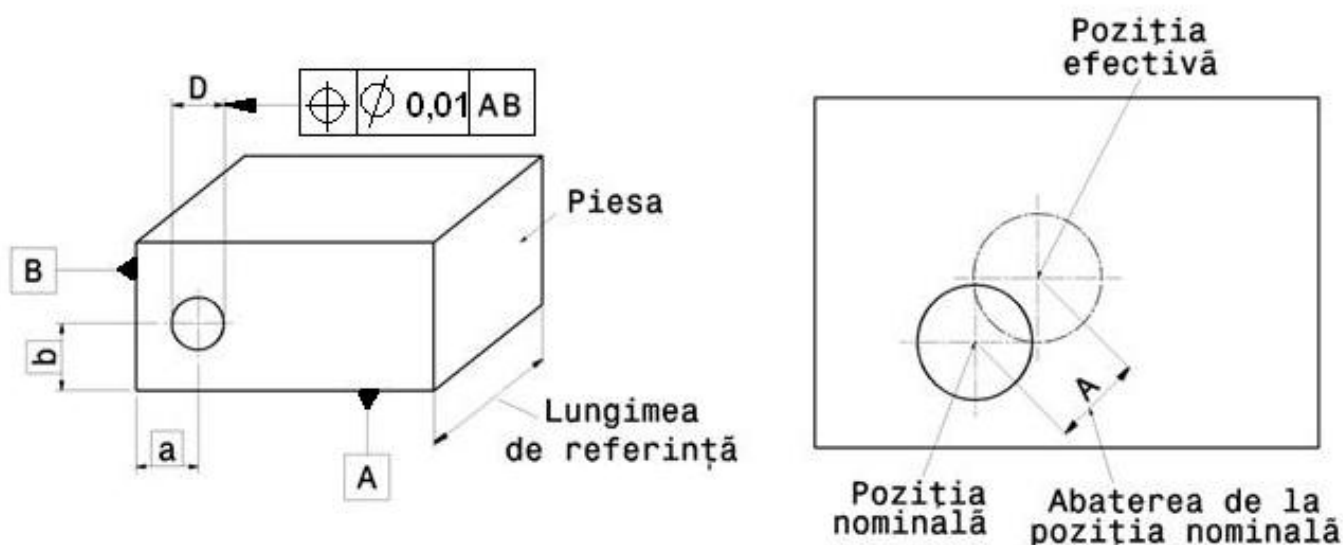


Figura 5.39. Abateră de la poziția nominală

Poziția nominală a axei alezajului de diametru D este dată de cotele a și b , aceste cote fiind înscrise pe desen în casete, indicând faptul că ele trebuie considerate la valoarea nominală, adică fără abateri limită. În același timp bazele de cotare A și B , ale poziției axei alezajului sunt considerate baze de referință pentru abaterea de la poziția nominală. Față de această poziție nominală, teoretică, conform modului de marcare a toleranței la poziția nominală ($\Phi T = \Phi 0,01$), se admite ca poziția efectivă a axei alezajului să se găsească la o distanță maximă de $T/2 = 0,01/2 = 0,005$ mm, adică se indică faptul că forma câmpului de toleranță a abaterii de la poziția nominală este un cilindru de diametru $T = 0,01$ mm având axa geometrică, suprapusă peste poziția nominală a axei alezajului.

Măsurarea acestei abateri se poate face cu o foarte bună precizie cu ajutorul unei mașini de măsurat în coordonate, utilizarea unor dispozitive de control special destinate acestui scop nefiind o soluție economică datorită complexității lor.

5.7. Abateră de la intersecție

Această abatere de referință de obicei la modul cum axele a două alezaje se găsesc în același plan și se intersectează într-un punct, unghiul dintre cele două axe fiind de obicei 90° , dar nu în mod obligatoriu. Intersecția axelor alezajelor este dictată de obicei de modul cum cei doi arbori, terminați cu roți dințate conice, asigură un contact corect al dinților

angrenajului. În **fig.5.40.a.** este prezentat modul de înscriere pe desen a abaterii de la intersectare, alezajul D_1 și alezajul D_2 trebuind să se intersecteze, prin axele de simetrie în planul comun al celor două axe.

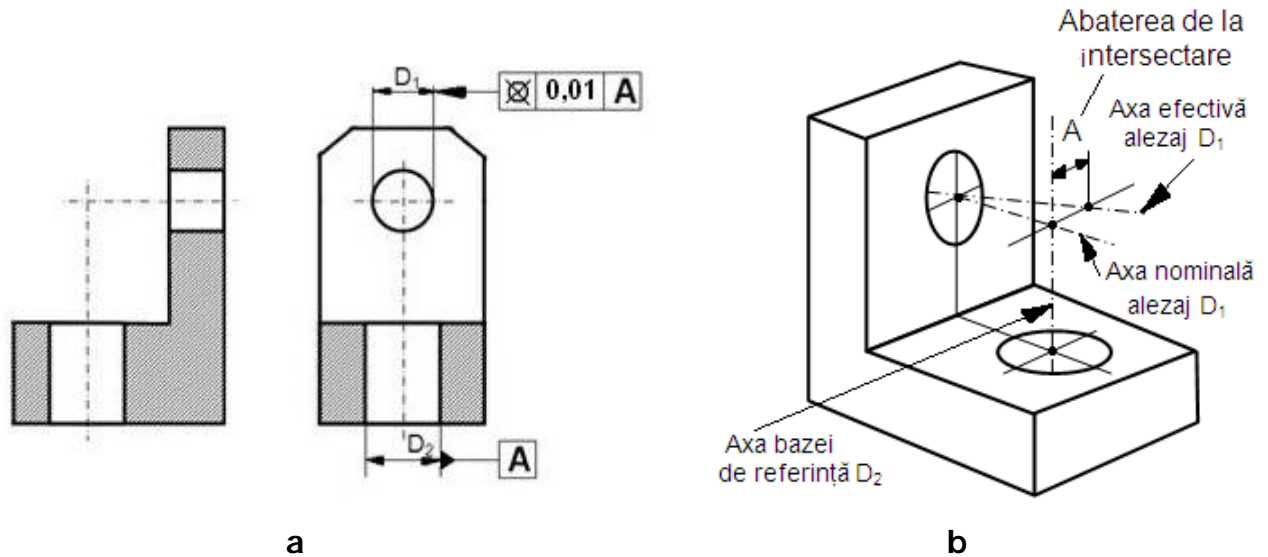


Figura 5.40. Abaterea de la intersectare

*Abaterea de la intersectare este distanța maximă dintre două drepte adiacente, măsurată pe o direcție perpendiculară pe planul comun al celor două drepte, dusă în punctul lor nominal de intersecție (vezi **fig.5.40.b**). Câmpul de toleranța la această abatere are forma unui cilindru având axa geometrică comună cu axa alezajului considerat (axa alezajului D_1) și de diametru egal cu toleranța la intersectare înscrisă pe desen ($T=0,01$ mm).*

Măsurarea acestei abateri este relativ dificil de realizat și se poate face cu ajutorul unei mașini de măsurat în coordonate, execuția unui dispozitiv de măsurare fiind prea costisitoare.

6. Abaterile microgeometriei suprafețelor

Pe lângă precizia dimensională, precizia formei și precizia poziției în spațiu, orice suprafață a unei piese este caracterizată și de precizia microgeometriei, adică de finețea de realizare a suprafeței, de mărime asperităților rezultate de pe urma procesului tehnologic. *Totalitatea microneregularităților de mici dimensiuni (striații, rizuri, pori, goluri, urme ale sculei așchietoare etc.) a căror pas este relativ mic față de adâncimea lor, poartă numele de rugozitate.* Aceste asperități se datoresc în principal vibrațiilor sculei așchietoare și ale mașinii-unelte, dar regimului de așchiere, în special mișcării de avans. În urma prelucrării unei suprafețe a piesei vor rezulta ondulații, adică niște neregularități de mari dimensiuni, având pasul mult mai mare decât adâncimea, aceste ondulații fiind abateri geometrice de ordinul 2, în condițiile în care abaterile de formă prezentate în paginile precedente, sunt considerate abateri de ordinul 1.

Rugozitatea este considerată o abatere geometrică de ordinul 3, iar abaterea geometrică de ordinul 4 se referă la suprafețe care au desprinderi de material, ciupituri smulgeri etc.

Pentru evaluarea rugozității se folosesc mai multe metode și mai multe moduri de exprimare pe desene, dintre toate vom prezenta doar sistemul care se bazează pe o linie mijlocie, care constă în trasarea unei linii de referință care împarte profilul efectiv al suprafeței considerate, pe o lungime de referință, în două părți. Această linie mijlocie este dusă în așa fel încât suma pătratelor distanțelor punctelor profilului efectiv până la această linie, să fie minim.

Măsurarea rugozității se poate face cu microscopie speciale sau cu rugozimetre care funcționează similar cu brațul de citire a unui pick-up, în senul că un asemenea rugozimetru dispune de un braț mobil terminat cu un ac de diamant care prin translație palpează suprafața de măsurat și înregistrează asperitățile suprafeței, calculând apoi rugozitatea.

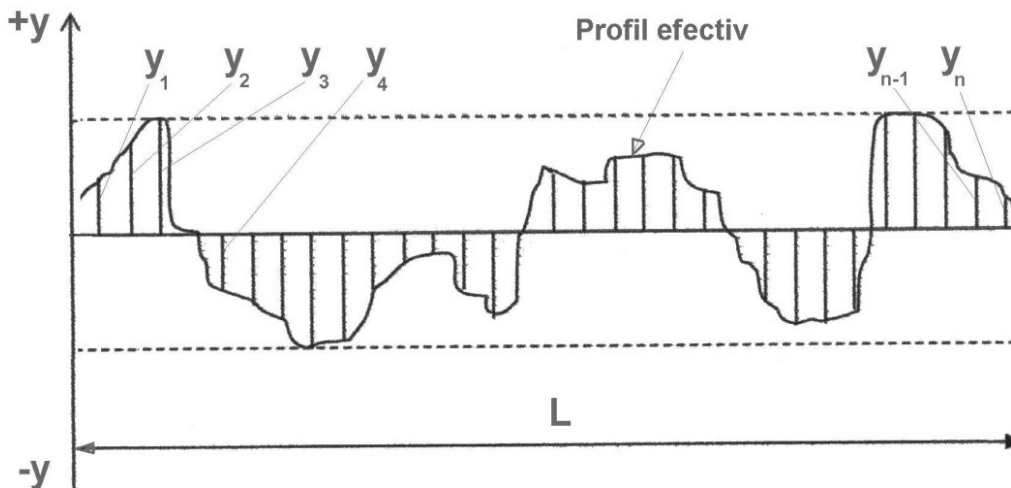


Figura 6.1. Parametrul R_a

Dacă pe o lungime de referință bine stabilită, vom măsura și calcula media aritmetică a poziției fiecărui punct de pe profilul efectiv al suprafeței (vezi **fig.6.1**) față de linia de mijloc, vom obține un parametru numit **abaterea medie aritmetică a neregularităților (R_a)**.

Adică:

$$R_a = \frac{\sum_{i=1}^n |y_i|}{n} \quad (6.1)$$

Unde y_i reprezintă ordonata punctelor de pe profilul efectiv al suprafeței piesei. Lungimea de referință (L) este standardizată în funcție de valoarea acestui parametru R_a și poate avea valori de: 0,08...0,25...0,8...2,5...8...sau 25mm.

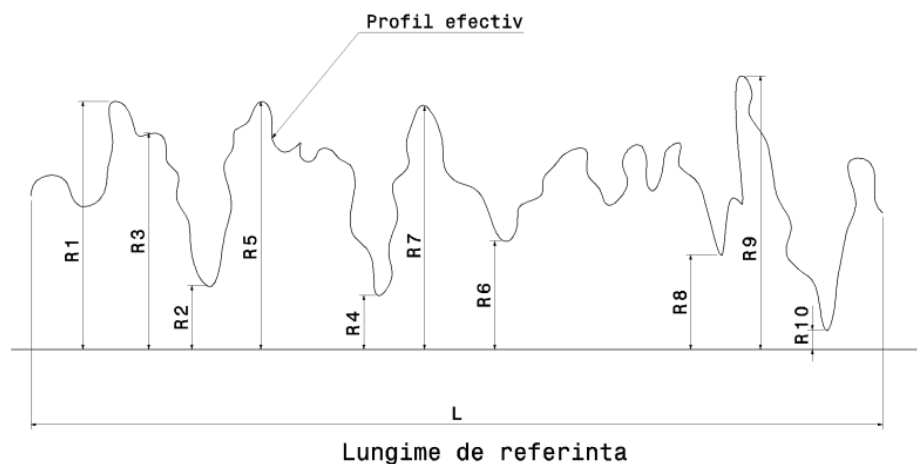


Figura 6.2. Parametrul R_z

Un alt parametru utilizat în tehnică pentru a defini rugozitatea este **înălțimea medie a neregularităților în 10 puncte (R_z)**, care este diferența dintre media aritmetică a celor mai înalte 5 puncte și cele mai joase 5 puncte de pe profilul efectiv al suprafeței (vezi **fig.6.2**), adică:

$$R_z = \frac{(R_1+R_3+R_5+R_7+R_9)-(R_2+R_4+R_6+R_8+R_{10})}{5} \quad (6.2)$$

În acest caz linia de referință, față de care se măsoară ordonatele punctelor se va duce oriunde, în afara profilului suprafeței.

Un alt parametru utilizat pentru a defini rugozitatea este **adâncimea totală a rugozității (R_{max})**, care este diferența dintre ordonata punctului cel mai înalt și cel mai de jos al profilului suprafeței, măsurată pe lungimea de referință, adică:

$$R_{max} = y_{max} - y_{min} \quad (6.3)$$

Între parametrul R_a și R_z există o relația de corespondență de forma:

$$R_z = 4,5 \cdot R_a^{0,97} \quad (6.4)$$

Echivalența dintre acești doi parametri, pentru valorile rugozității cele mai utilizate în practică este prezentată în **Tabelul 12**.

Tabelul 12. Echivalența rugozității

R_a [μm]	R_z [μm]	Lungimea de referință [mm]
0,4	1,6	0,25
0,8	3,2	0,8
1,6	6,3	
3,2	12,5	
6,3	25	2,5
12,5	50	8
25	100	
50	200	
100	400	

Rugozitatea suprafețelor de contact a două piese care formează ajustaje depinde în mare măsură și de mărimea dimensiunii alezajului piesei. Pentru dimensiuni mai mari de 50mm se recomandă ca rugozitatea R_z a suprafețelor să reprezinte cam 10...15% din toleranța

T a dimensiunii, iar pentru dimensiuni mai mici se poate ajunge la rugozități de ordinul a 15...20% din toleranța dimensiunii.

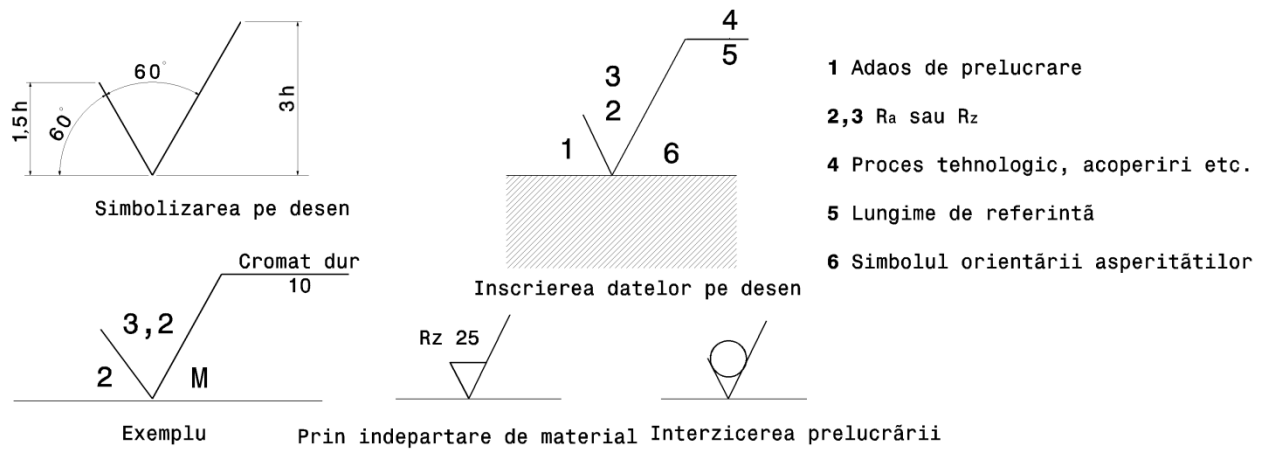


Figura 6.3. Înscrierea rugozității pe desene

Notarea rugozității pe desene se face conform **fig.6.3**. Să reamintim faptul că semnul de rugozitate se aplică pe suprafețele piesei în așa fel încât valoarea rugozității să poată fi citită de jos sau din dreapta, la fel ca în cazul cotelor. Se recomandă ca vârful simbolului grafic să fie îndreptat spre suprafața la care se referă sau pe o prelungire a acestei suprafețe.

7.Lanțuri de dimensiuni

Lanțul de dimensiuni este un ansamblu de dimensiuni liniare sau unghiulare, legate între ele prin relații de dependență și care formează un contur închis, definind o condiție dimensională a unei piese. Fiecare lanț de dimensiuni este format din mai multe elemente componente și dintr-un singur element de închidere (rezultant). Rezolvarea lanțurilor de dimensiuni presupune studiul a două tipuri de probleme și anume: problema directă și problema inversă.

7.1.Problema directă

Este atunci când se cunosc dimensiunile nominale și abaterile limită ale elementelor componente ale lanțului și se caută dimensiunea nominală și abaterile limită ale elementului de închidere (cota rezultantă).

Metoda de maxim și minim

La această metodă se consideră că fiecare element component al lanțului de dimensiuni este executat la valorile maxime și minime admisibile și se urmărește obținerea dimensiunii de închidere. După modul cum dimensiunile componente ale lanțului influențează dimensiunea elementului de închidere, se deosebesc două tipuri de dimensiuni (elemente):

- **elemente pozitive** sau măritoare - adică acele dimensiuni care prin creșterea lor conduc la creșterea elementului de închidere;
- **elemente negative** sau reducătoare - adică acele elemente care prin creșterea lor conduc la scăderea elementului de închidere.

Conform acestor precizări cota E_1 este un element reducător iar cota E_2 un element măritor (vezi **fig.7.1**).

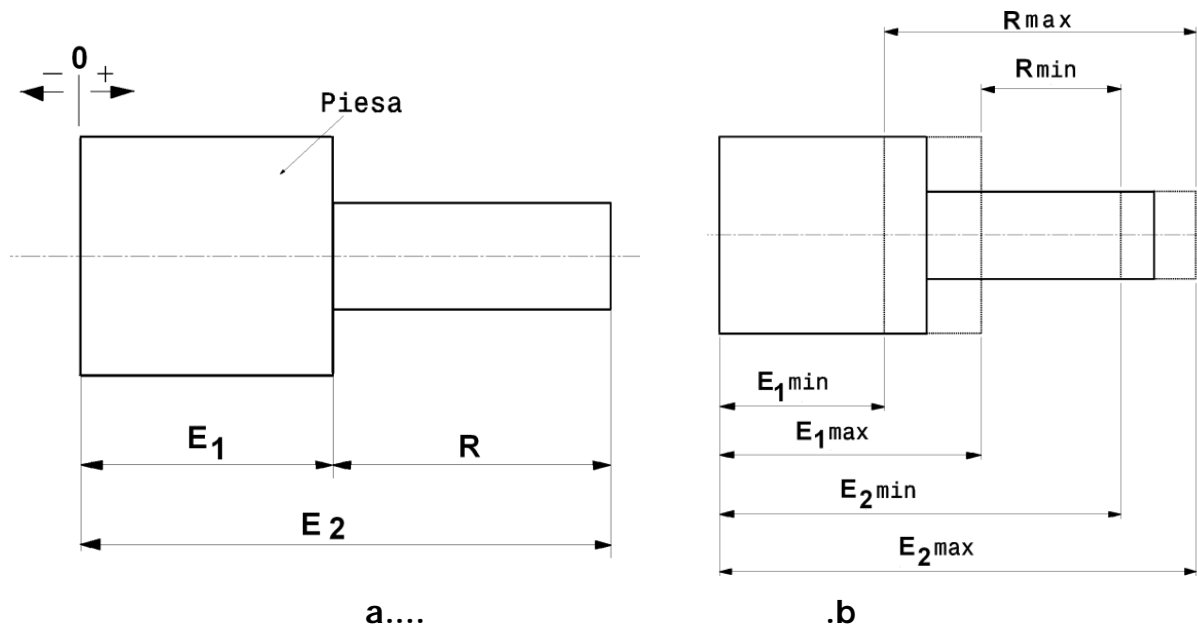


Figura 7.1. Lanț de dimensiuni

Dacă vom considera cele două elemente la valoarea lor maximă și respectiv minimă, vom putea observa că valoarea cotei de închidere, maximă și minimă este dată de relațiile:

$$R_{max} = E_{2max} - E_{1min}$$

$$R_{min} = E_{2min} - E_{1max}$$

Dacă generalizăm și pentru mai multe elemente componente ale lanțului de dimensiuni, vom avea:

$$R = \sum cote_{pozitive} - \sum cote_{negative} \quad (7.1)$$

Dar valorile limită pot fi înlocuite cu valorile nominale și abaterile lor limită, respectiv abaterea superioară (AS) și abaterea inferioară (ai). Dacă ne referim la abaterea superioară (AS) a cotei rezultante vom putea scrie că:

$$AS = \sum AS_{cote\ pozitiv} - \sum ai_{cote\ negativ} \quad (7.2)$$

Iar dacă ne referim la abaterea inferioară (ai) a cotei rezultante, vom putea scrie că:

$$ai = \sum ai_{cote\ pozitiv} - \sum AS_{cote\ negativ} \quad (7.3)$$

Din relațiile de mai sus se poate deduce că toleranța cotei rezultante va fi întotdeauna pozitivă și va fi egală cu suma toleranțelor cotelor componente ale lanțului, indiferent dacă e vorba de cote pozitive sau negative.

Exemplu:

$$E_1 = 40 \pm 0,04 \text{mm}, E_2 = 100 \pm 0,03 \text{mm}, R = ?$$

Conform rel.7.1 valoarea nominală a cotei rezultante va fi:

$$R = E_2 - E_1 = 100 - 40 = 60 \text{mm}$$

Iar conform rel.7.2. și rel.7.3 abaterea superioară și cea inferioară au valorile:

$$AS = +0,03 - (-0,04) = +0,07 \text{mm} \text{ și respectiv } ai = (-0,03) - (+0,04) = -0,07 \text{mm}$$

Deci cota rezultantă este:

$$R = 60 \pm 0,07 \text{mm}$$

Se poate observa că toleranța cotei rezultante ($T = +0,07 - (-0,07) = +0,14 \text{mm}$) este egală cu suma toleranțelor cotelor componente ale lanțului:

$$T_{60} = T_{100} + T_{40} = 0,06 + 0,08 = 0,14 \text{mm}$$

Metoda algebrică

Această metodă constă în scrierea ecuației lanțului de dimensiuni astfel încât lanțul să pornească dintr-un punct, să parcurgă toate cotele componente pe direcția respectivă, după care să se închidă în punctul de pornire, sensurile de parcurgere a cotelor fiind notate convențional cu un semn (plus într-un sens și minus, în sens invers).

După scrierea ecuației lanțului, se trece cota rezultantă în partea stângă a egalității iar elementele componente ale lanțului în partea dreaptă a egalității. Se ține cont de faptul că semnul minus aflat în fața unei cote îi schimbă acesteia atât semnul abaterilor limită, cât și locul lor.

Se adună apoi algebric, atât cotele nominale cât și abaterile de același tip (adică abaterile superioare între ele și separat, abaterile inferioare între ele).

Pentru piesa din **fig.7.1.a** am considerat extremitatea din stânga a piesei drept punct de pornire al lanțului de dimensiuni și vom scrie ecuația lanțului pornind din acest punct și reîntorcându-ne în același loc, după ce am parcurs toate cotele, inclusiv cota rezultantă pe care am notat-o cu R (pe desenul de execuție al piesei cota rezultantă NU este trecută, ci urmează să o calculăm noi), deci:

$$E_1 + R - E_2 = 0$$

Explicitând cota rezultantă, vom avea:

$$R = E_2 - E_1$$

Sau dacă scriem și abaterile limită, vom avea:

$$R_{+ai}^{+AS} = (E_{2+ai}^{+AS}) - (E_{1+ai}^{+AS}) = (E_2 - E_1)_{+ai-AS}^{+AS-ai} \quad (7.4)$$

Dacă generalizăm rezultatul pentru mai multe elemente (cote) ale lanțului de dimensiuni vom avea:

$$R = \left(\sum E_{pozitive} - \sum E_{negative} \right)_{+(\sum ai_{pozitive} - \sum AS_{negative})}^{+(\sum AS_{pozitive} - \sum ai_{negative})} \quad (7.5)$$

Exemplu:

$$E_1 = 100_{-0,02}^{+0,06}, \quad E_2 = 60_{+0,04}^{+0,14}, \quad R = ?$$

$$R = (100)_{-0,02}^{+0,06} - (60)_{+0,04}^{+0,14} = 100_{-0,02}^{+0,06} - 60_{-0,14}^{-0,04} = (100 - 60)_{-0,02-0,14}^{+0,06-0,04} = 40_{-0,16}^{+0,02}$$

Se observă că toleranța cotei rezultante $T_{40}=0,18\text{mm}$ este egală cu suma toleranțelor cotelor din lanț, adică $TR=T_{100}+T_{60}=0,08+0,10=0,18\text{mm}$

Metoda algebrică este mai rapidă în calculul cotei rezultante decât metoda de maxim și minim

7.2.Problema inversă

Este atunci când se cunosc dimensiunile nominale ale elementelor componente precum și dimensiunea nominală și abaterile limită ale dimensiunii de închidere, și se caută aflarea abaterile limită ale elementelor componente.

Metoda toleranței medii

Conform acestei metode se pornește de la cota R a piesei 3 (vezi **fig.7.2**) a cărei dimensiune nominală este cunoscută, la fel ca și abaterile limită, și se caută valorile nominale și abaterile limită ale cotelor E_1 și E_2 pentru piesa 1.

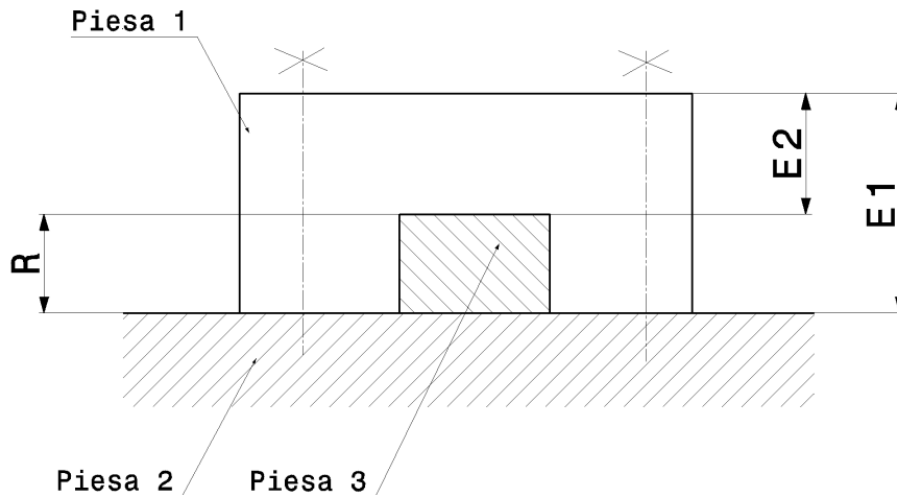


Figura 7.2. Problema inversă a lanțurilor de dimensiuni

Rezolvarea se poate face pe mai multe căi, una dintre ele, fiind mai simplă, este prezentată în continuare, și anume prin determinarea toleranței medii a cotelor componente. Toleranța cotei R, după ce este determinată, ea se împarte aproximativ în mod egal la toate elementele componente ale lanțului. Spre exemplificare, vom considera:

$$R = 100_0^{+0,120}$$

Valorile nominale ale cotelor E_1 și E_2 se aleg constructiv din considerente de rezistența materialelor sau din considerente de gabarit. Să presupunem că am ales următoarele valori ale cotelor:

$$E_1 = 60\text{mm și } E_2 = 40\text{mm.}$$

Vom calcula acum toleranța medie a lanțului (T_m) prin împărțirea toleranței cotei de închidere (R) la numărul de cote ale lanțului (excluzând cota de închidere). Lanțul nostru are două cote (E_1 și E_2) deci toleranța se va împărți la doi, adică:

$$T_m = \frac{TR}{n-1} = \frac{0,120}{2} = 0,060mm$$

Vom căuta în tabelul toleranțelor fundamentale (vezi **Tabelul 6**) care este clasa de precizie corespunzătoare toleranței medii a dimensiunii de 100mm și găsim că toleranța medie se încadrează între clasa 8 (0,054mm) și clasa 9 (0,087mm). Ca atare, pentru asigurarea montajului în condiții optime, vom încadra cotele E_1 și E_2 la clasa 8 de precizie. Având în vedere valoarea nominală acestor cote vom obține din acest tabel toleranțele corespunzătoare clasei a 8-a de precizie, adică:

$$T_{60} = 0,046mm \text{ și } T_{40} = 0,039mm$$

Cum suma acestor toleranțe ($T_{60}+T_{40}=0,085mm$) este mai mică decât toleranța cotei R ($TR=0,120mm$) cu 0,035mm, rezultă că toleranțele celor două cote se mai pot mări pentru a asigura o execuție tehnologică mai ușoară.

În ceea ce privește abaterile limită ale cotelor componente, se caută ca poziția câmpurilor de toleranță ale cotelor pozitive (cota E_1) ale lanțului să aibă aceeași dispunere ca a cotei rezultante și în aceeași proporție spre minus și spre plus. Pentru cotele negative (cota E_2) se va proceda invers, în sensul că dispunerea abaterilor se va face simetric dar în sens opus. În cazul exemplului nostru se va alege dispunerea:

$$E_1 = 60_0^{+0,046}$$

$$E_2 = 40_{-0,039}^0$$

Pentru a facilita execuția cotelor din punct de vedere tehnologic, abaterea superioară a cotei E_1 se poate mări iar abaterea inferioară a cotei E_2 se poate micșora în așa fel încât să se atingă toleranța cotei R. Cum diferența de 0,035mm se poate împărți în mod egal la cele două cote, vom mări toleranțele lor cu câte 0,017mm, deci cotele vor avea abaterile ca mai jos:

$$E_1 = 60_0^{+0,063}$$

$$E_2 = 40_{-0,056}^0$$

După cum se observă, suma toleranțelor acestor două cote este de $T_{60}+T_{40}=0,063+0,056=0,119mm$, cu foarte puțin mai mică decât toleranța de 0,120mm a cotei R. Pe de altă parte, toleranțele celor două cote au rezultat mai mari, permițând astfel realizarea lor în condiții tehnologice mai facile.

Metoda sortării

Această metodă practică de determinare a cotei rezultante este aplicată la operațiile de montaj a două piese și doar atunci când toleranțele cotelor pieselor implicate în lanțul de dimensiuni sunt foarte mici. Spre exemplu, piesa 1 (vezi **fig.7.3.a**) are cota H realizată cu o toleranță foarte strânsă, în așa fel încât prin asamblarea cu piesa 2, realizată și această cu cota h într-un câmp de toleranță foarte mic, să realizeze un joc (j) între anumite limite prescrise.

Problema care se pune este că pentru a realiza jocul dintre cele două piese este nevoie ca toleranțele de execuție ale cotelor H și h să fie foarte mici, lucru dificil din punct de vedere tehnologic.

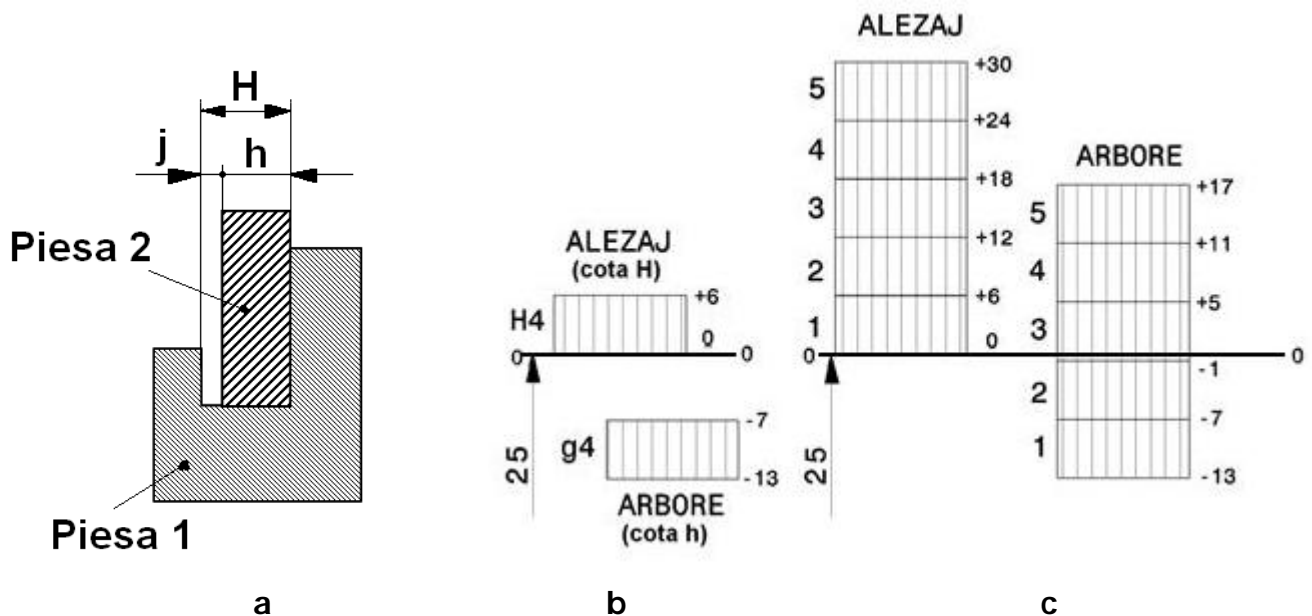


Figura 7.3. Ajustaj cu joc controlat prin sortare

Să presupunem că cele două cote H și h au următoarele valori:

$$H = 25 H4 \left(\begin{smallmatrix} +0,006 \\ 0 \end{smallmatrix} \right) \text{ și } h = 25 g4 \left(\begin{smallmatrix} -0,007 \\ -0,013 \end{smallmatrix} \right)$$

Amplasarea câmpurilor de toleranță ale celor două cote, dintre care una reprezintă alezajul (cota H), iar una arborele (cota h) este prezentată în **fig.7.3.b**. Din combinarea acestor două cote, respectiv folosind valorile extreme ale cotelor, vom putea determina jocul maxim și minim din acest ajustaj.

$$J_{max} = H_{max} - h_{min} = 25,006 - 24,987 = 0,019mm$$

$$J_{min} = H_{min} - h_{max} = 25 - 24,993 = 0,007mm$$

Deci, jocul rezultat dintre cele două piese trebuie să se situeze între aceste două valori limită, adică între 0,007 și 0,019mm, adică o toleranță a acestei cote de închidere (J) de 0,012mm. Această toleranță este destul de strânsă și impune realizarea celor două piese la cote în clasa a 4-a de precizie, o clasă de precizie foarte mică, fapt care va conduce la obținerea multor rebuturi și la creșterea prețului de cost al pieselor.

Pentru a micșora rebuturile și a face posibilă realizarea în condiții tehnologice normale a celor două piese se poate aplica în acest caz, cu rezultate foarte bune, metoda sortării. Aceasta, constă în amplificarea de un număr de ori (vezi **fig.7.3.c**) a toleranțelor celor două cote (H și h) care formează ajustajul. În exemplu de mai sus am amplificat toleranța fiecărei cote de 5 ori, obținând în loc de TH=Th=0,006mm o toleranță mult mai mare și anume de 0,030mm. Noua toleranță a celor două cote H și h, va fi mult mai ușor de realizat din punct de vedere tehnologic.

Problema care se pune în continuare este de a asigura precizia impusă pentru jocul (J) dintre cele două piese, lucru perfect realizabil dacă întreaga toleranță obținută prin amplificare va fi împărțită în 5 clase de mărimi, clase notate cu 1, 2, ...5 pe desen. Vom măsura fiecare piesă în parte, atât alezajele cât și arborii, și îi vom încadra în una din cele 5 clase de mărimi, după care vom asambla piesele care fac parte din aceleași clase de mărimi (1 cu 1, 2 cu 2 etc.). În acest mod se va asigura precizia impusă pentru cota de închidere J, pentru toate piesele montate în acest mod.

Singurul impediment al metodei constă în faptul că, ulterior producerii pieselor, acestea vor trebui măsurate, bucată cu bucată și încadrate în clasele de mărimi, iar interschimbabilitatea nu va mai fi posibilă.

Metoda ajustării

Este o metodă practică de realizare a cotei de închidere la anumite precizii impuse dar fără a mări precizia de prelucrare a cotelor. Este utilizată mai ales în domeniul mașinilor-unelte pentru a se asigura jocuri mici între părțile mobile ale unui utilaj (jocul din ghidajele săniilor, a culiselor etc.). Piesa 3 care este o sanie (vezi **fig.7.4**) având cota E₁ va trebui montată în spațiul liber rămas între piesa 2, care poate fi batiul mașinii și piesa 1 care reprezintă o placă de reglaj a jocului spațiu determinat de cota E₂ astfel încât cota rezultantă J (jocul din ghidaj) să se obțină la o anumită valoare (de exemplu între 0,01mm și 0,02mm).

Pentru aceasta, la montaj se vor verifica cele două cote E_2 și E_1 , iar după aflarea valorilor efective de pe suprafața de ajustare se va îndepărta un adaos de prelucrare obținut din diferența celor două cote și adaptat la jocul impus inițial.

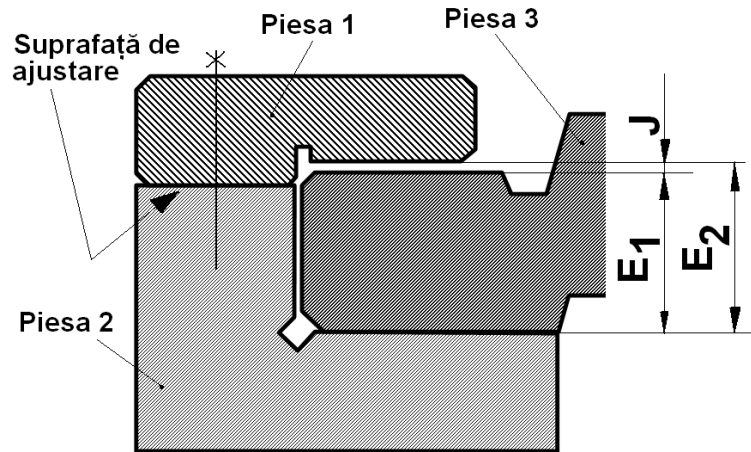


Figura 7.4. Metoda ajustării

Ajustarea se realizează printr-o prelucrare de finisare pe suprafața de ajustare, fie pe piesa 1, fie pe piesa 2, dacă urmărim o micșorare a jocului.

Metoda reglării

Atunci când se urmărește obținerea cotei de închidere fără a se mai recurge la prelucrări de ajustare, se poate apela la metoda reglării care constă în asigurarea unor elemente de reglaj manual astfel încât să se atingă valorile dimensionale prescrise.

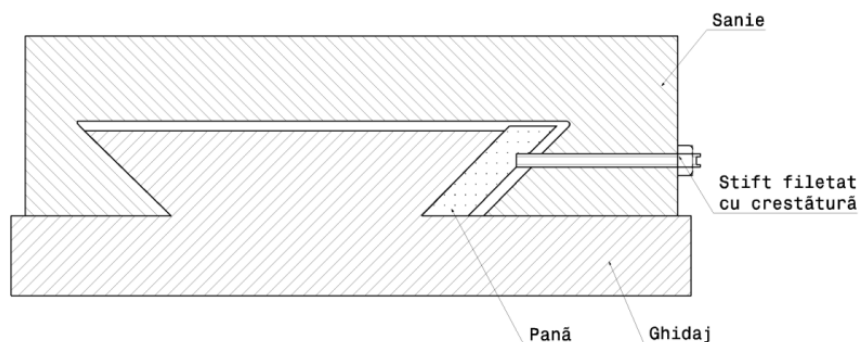


Figura 7.5. Metoda reglării

Metoda se aplică în domeniul ghidajelor de mașini-unelte, în **fig.7.5** fiind prezentată o asemenea soluție aplicată la un ghidaj tip coadă de rândunică. Prin manevrarea șuruburilor

montate în lungul saniei se poate obține un joc în ghidaje controlabil, în așa fel încât deplasarea saniei pe ghidaje să se facă în bune condițiuni. De asemenea, jocul din ghidaje va putea fi micșorat și în cazul în care datorită uzurii, acesta a crescut, compromițând funcționarea cu jocuri mici a saniei. Piulița reprezentată la capătul exterior al șurubului are rolul de a bloca șurubul care a fost reglat și de a menține reglajul.

Schimbarea bazei de cotare

În unele situații, din considerente tehnologice, este nevoie să fie micșorate sau uneori chiar anulate, anumite erori de prelucrare a suprafeței unei piese. De exemplu, adâncimea canalului de pană (vezi **fig.7.6**) marcat prin cota **a** (mod de cotare stabilit de standardul pentru pene) va conduce la erori de prelucrare mari, în cazul în care se va folosi ca dispozitiv de prelucrare o prismă de orientare, soluție care este deseori folosită în procesul tehnologic datorită simplității și productivității pe care o asigură. Deci, asocierea dintre cotarea adâncimii canalului ca în figură cu utilizarea unei prisme de orientare va conduce la apariția erorilor la valoare maximă. În schimb, folosind aceeași prismă pentru orientare, dar schimbând modul de cotare, prin introducerea cotei de înlocuire **X**, vom obține erori minime (studiul acestor erori va fi prezentat la disciplina "Proiectarea dispozitivelor").

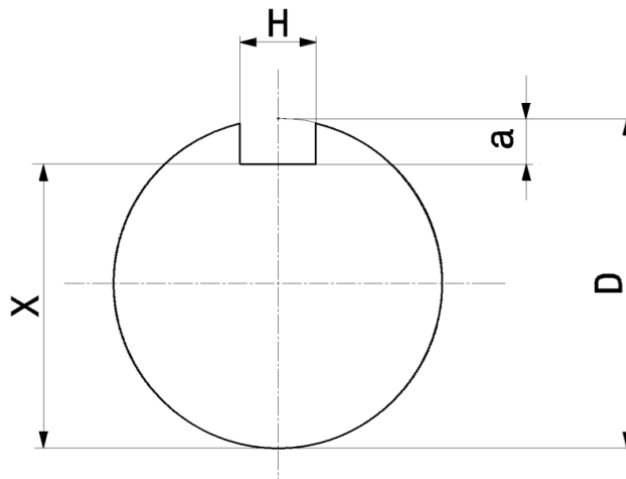


Figura 7.6. Schimbarea bazei de cotare

Schimbarea bazei de cotare, prin introducerea acestei cote de înlocuire **X**, se face pe seama teoriei lanțurilor de dimensiuni, adică prin scrierea ecuației lanțului de dimensiuni în care să fie cuprinsă cota de înlocuire și cota rezultantă. Cota rezultantă, în cazul nostru este cota **a**.

Toleranțe și control dimensional

Ecuția se scrie, pornind de la orice punct al lanțului și după parcurgerea întregului contur de cote se întoarce la locul de plecare, respectând pentru cote semnul corespunzător sensului de parcurgere al lanțului. După scrierea ecuației se trece cota rezultantă în partea stângă a egalității, în așa fel încât să aibă semnul pozitiv, iar pe partea dreaptă a egalității se trec restul cotelor din lanț, fiecare cu semnul ei. După aceasta se aplică efectul unui semn minus aflat în fața unei cote prin schimbarea semnului și poziției abaterilor limită. Se adună apoi algebric abaterile de același tip, obținându-se în final valoarea cotei de înlocuire. O verificare importantă care trebuie făcută înainte de efectuarea calculelor este dacă toleranța cotei rezultante este strict mai mare decât suma toleranțelor cotelor din lanțul de cote. Numai în acest caz, se va putea calcula o cotă de înlocuire. Pentru exemplul din figură să considerăm următoarele valori:

$$D = 100_{-0,400}^{-0,300}, a = 20_{-0,200}^{+0,240}, X = ?$$

Ecuția lanțului de dimensiuni, pornind de la partea de jos a cercului și coborând apoi din nou la punctul de start, este:

$$D - a - X = 0 \quad (7.6)$$

Trecem cota rezultantă în partea stângă a egalității având grijă să aibă semn pozitiv:

$$a = D - X \quad (7.7)$$

Verificăm dacă suma toleranțelor cotelor din partea dreaptă a egalității este mai mică decât toleranța cotei rezultante. Se observă că toleranța cotei rezultante, a ($T_{20}=0,440$) este strict mai mare decât suma toleranțelor cotelor din partea dreaptă ($T_{100}=0,100$), deci putem face calculul cotei de înlocuire. Pentru aceasta vom scrie în ecuația lanțului toate abaterile limită:

$$20_{-0,200}^{+0,240} = 100_{-0,400}^{-0,300} - (X_{+ai}^{+AS}) = 100_{-0,400}^{-0,300} - X_{-AS}^{-ai}$$

Se trece cota 100 în partea cealaltă a egalității și se obține:

Toleranțe și control dimensional

$$-X_{AS}^{-ai} = (20 - 100)_{-0,200+0,400}^{+0,240+0,300} = -80_{+0,200}^{+0,540}$$

Se înmulțesc termenii cu (-1), ceea ce are ca efect schimbarea semnului și locului abaterilor și a semnului cotei nominale și obținem:

$$X_{ai}^{AS} = 80_{-0,540}^{-0,200}$$

Cota de înlocuire se poate trece pe desenul piesei cu acordul proiectantului piesei și respectând regulile de modificare a unui desen. Adică se va bara cu o linie vechea cotă(a) și se va introduce noua cotă (X) după care fiecare intervenție în desen va fi marcată cu un indice de modificare, care este o literă mică (se pornește la prima modificare cu litera **a**, continuând apoi cu următoarele litere în cazul unor modificări ulterioare). Toate modificările făcute la un moment dat vor fi marcate cu aceeași literă. În indicatorul desenului, în interiorul rubricilor special destinate acestui scop (cele 4 linii de deasupra indicatorului), se vor trece, începând de la linia de jos, după cum urmează:

- indicele de modificare (litera încadrată într-un mic cerc);
- numărul de indici de modificare (de câte ori apare aceeași literă pe desen);
- actul oficial pe baza căruia s-a făcut modificarea (avizul de modificare semnat de proiectant);
- data modificării (anul, luna, ziua);
- numele persoanei care a operat modificarea pe desen;
- semnătura acestei persoane.

După modificarea cu litera **a**, va urma, într-o altă ocazie de modificare, litera **b** și așa mai departe. După efectuarea celor 8 modificări posibile (există pe indicator 8 rubrici destinate modificărilor) se va proceda la refacerea desenului care va include toate modificările efectuate în desen până la acea dată.

8. Toleranțele suprafețelor conice

Suprafețele conice pot fi suprafețe exterioare (arbori conici) sau interioare (alezaje conice). Cotarea unei suprafețe conice se face prin indicarea diametrului mare sau a celui mic, plus a unghiului conului. Unghiul unei suprafețe conice se poate da ca unghi total al conului sau ca unghi al generatoarei conului exprimat față de axa longitudinală (deci, semiunghiul).

Uneori aceste suprafețe sunt cotate prin intermediul unui parametru numit conicitate. **Conicitatea** se referă de fapt la unghiul conului și este raportul dintre diferența diametrelor conului și lungimea conului (vezi **fig.8.1**), adică:

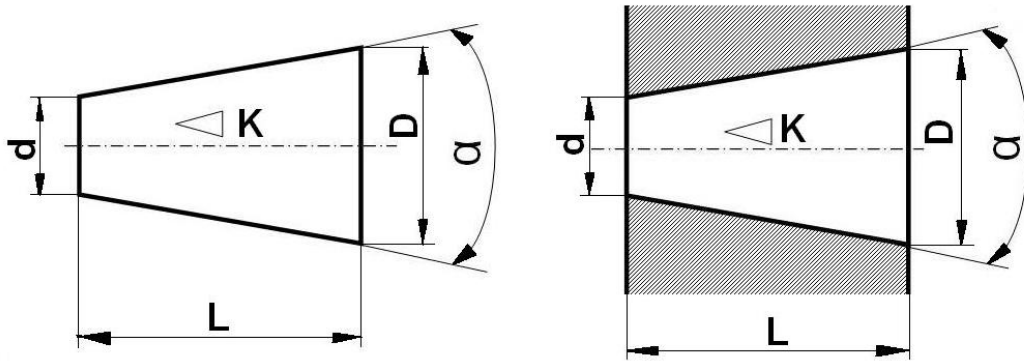


Figura 8.1. Calculul conicității

Conicitatea se poate calcula cu relația:

$$K = \frac{D-d}{L} = 2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \quad (8.1)$$

Dacă unghiul la vârf al conului este spre exemplu de $\alpha=30^\circ$, atunci conicitatea calculată cu relația de mai sus va fi $K=0,5359$, conicitate care poate fi dată procentual sub forma: $K=53,59\%$. Aceste unghiuri sau conicități se recomandă ca să fie utilizate preferențial în domeniul construcției de mașini.

Tolerarea suprafețelor conice se poate face prin mai multe metode, ele diferind prin modul în care elementele specifice ale unei suprafețe conice (D , d , L , α) sunt tolerate. Astfel avem două metode de tolerare:

- metoda conicității nominale;
- metoda conicității tolerate.

8.1. Metoda conicității nominale

Această metodă are două variante de tolerare, care se deosebesc între ele prin faptul că se tolerează fie diametrul fie lungimea conului. Cotarea și tolerarea unei suprafețe conice este identică atât la arbori cât și la alezaje, dar pentru simplificarea desenelor vom prezenta doar modul de tolerare a arborilor conici.

Tolerarea diametrului

Varianta cea mai răspândită de tolerare a conului este metoda conicității nominale cu indicarea diametrului tolerat al suprafeței conice, luat într-un plan de secțiune transversal, dus la lungimea nominală. Deci se consideră valori nominale unghiul conului și lungimea lui (de fapt poziția planului transversal măsurat pe direcție longitudinală), și se tolerează diametrul (vezi **fig.8.2**).

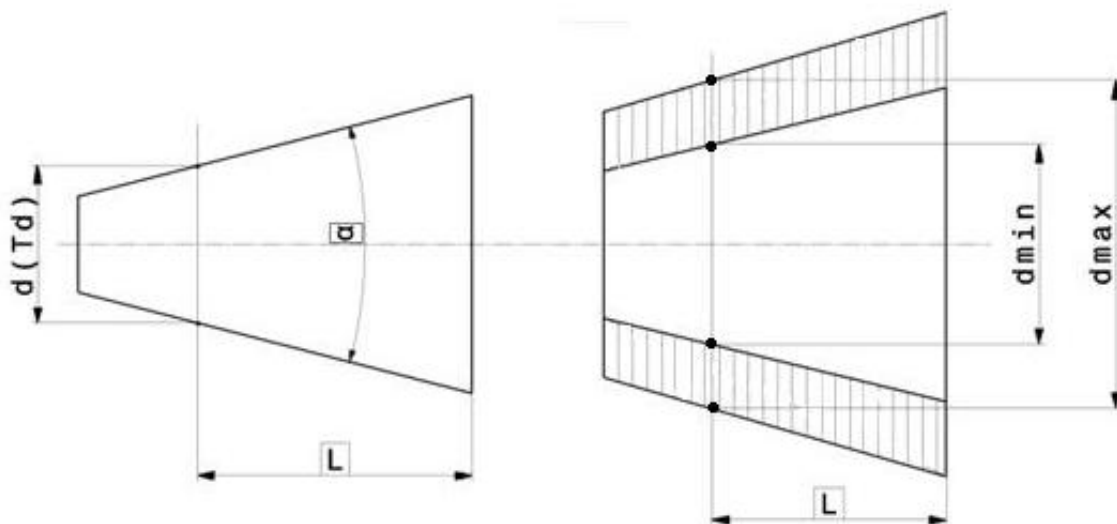


Figura 8.2. Tolerarea diametrului

Pe baza acestui mod de cotare va rezulta și câmpul de toleranță al suprafeței conice, care la această metodă este paralel cu suprafața conică (zona hașurată). Generatoarea suprafeței conice se va putea situa în interiorul acestui câmp de toleranță.

Tolerarea lungimii

În cadrul acestei metode se va considera diametrul și unghiul la valori nominale, singurul element tolerat fiind lungimea (vezi **fig.8.3**).

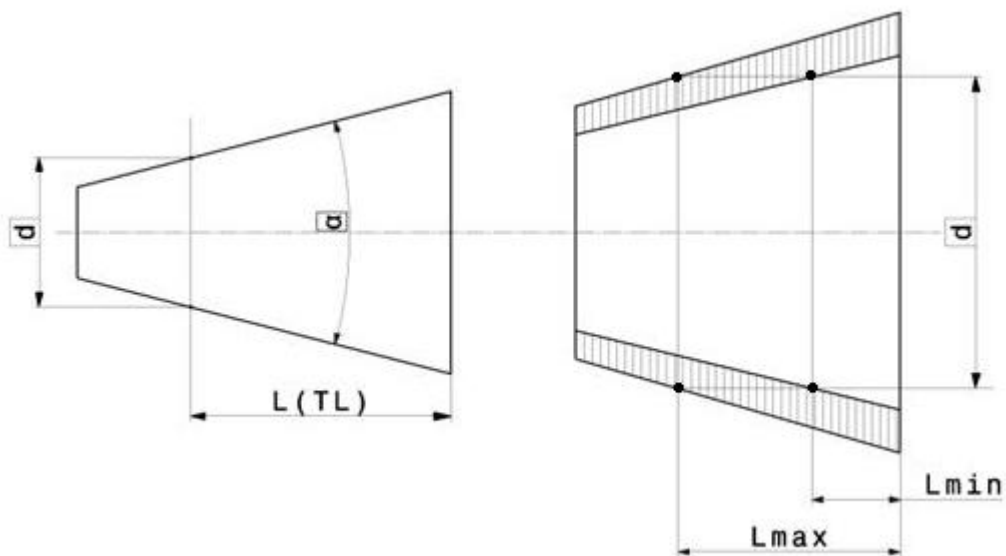


Figura 8.3. Tolerarea lungimii

Câmpul de toleranță rezultat este situat paralel cu suprafața conică nominală (zona hașurată), în interiorul acestui câmp putându-se situa generatoarea conului.

8.2. Metoda conicității tolerate

În cadrul acestei metode apar din nou două variante, și anume cea în care se tolerează diametrul și cea în care se tolerează lungimea, forma câmpului de toleranță având un aspect diferit, mai ales față de cazurile precedente.

Tolerarea diametrului

În cadrul acestei metode (vezi **fig.8.4**) este luată lungimea drept cotă nominală dar este tolerat diametrul și unghiul conului.

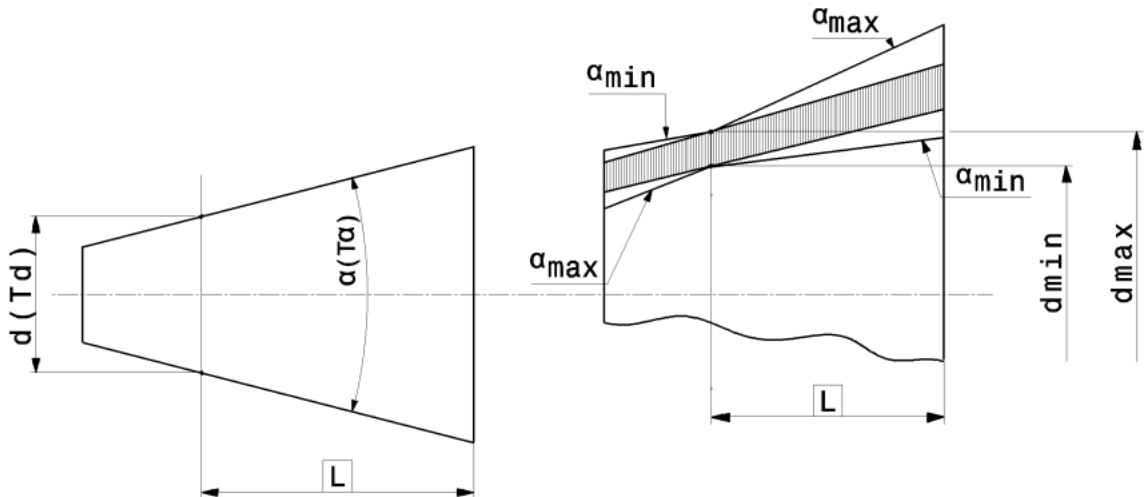


Figura 8.4. Tolerarea diametrului

Forma câmpului de toleranță este rezultatul îmbinării acestor variabile, generatoarea conului putând varia ca poziție între unghiul maxim și cel minim. Pe desen, suprafața hașurată este cea considerată ca fiind dusă la unghi nominal, dar câmpul de toleranță al suprafeței iese dintre aceste limite cu valorile unghiului conului, maxime și minime.

Tolerarea lungimii

În cadrul acestei metode (vezi **fig.8.5**) este luat diametrul conului drept cotă nominală și este tolerată lungimea și unghiul

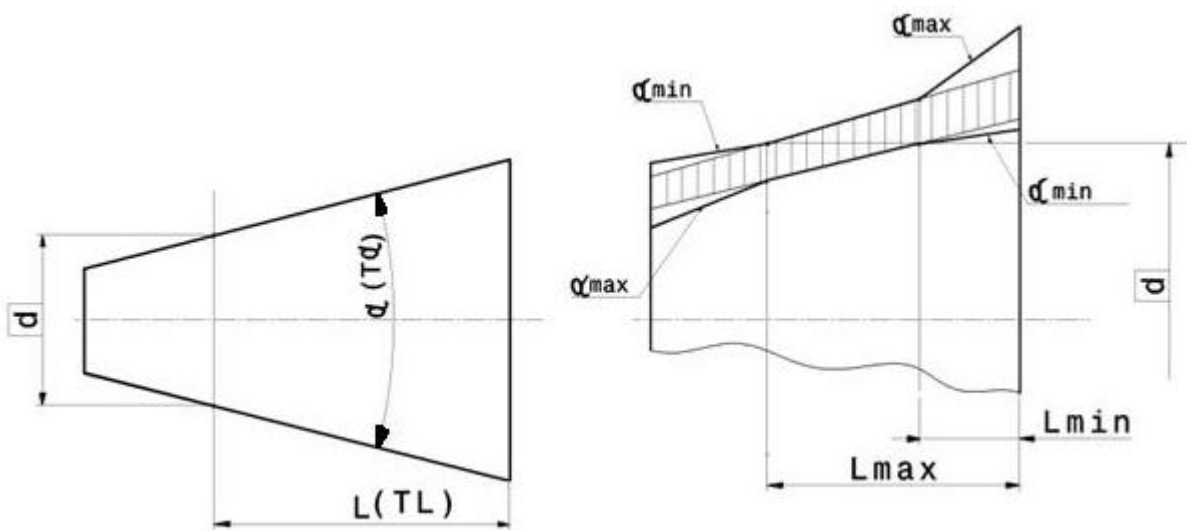


Figura 8.5. Tolerarea lungimii

După cum rezultă din figură, forma câmpului de toleranță este și mai ciudată, pe lângă zona hașurată, acest câmp iese în exterior prin generatoarele suprafeței conului duse la unghiul maxim și la cel minim.

8.3. Controlul suprafețelor conice

O soluție des întâlnită în practică este cea în care se utilizează un instrument numit **rigla sinus**.

Acest instrument simplu de măsură a unghiurilor, atât la suprafețe conice, cât mai ales la suprafețe plane, este compus (vezi **fig.8.6**) dintr-o placă așezată pe două role de același diametru. Dacă sub una dintre role introducem un pachet de cale plan paralele de înălțime cunoscută (H) atunci rigla sinus se va înclina cu un unghi ușor de calculat în condițiile în care distanța dintre axele rolelor este cunoscută, această distanță fiind marcată pe orice riglă sinus de către producător.

Cu notațiile de pe desen, se observă că din triunghiul ABC:

$$H = L \cdot \sin\alpha \quad (8.2)$$

Dacă dorim să măsurăm cu precizie unghiul unei piese vom calcula pentru început înălțimea blocului de cale (H) cu relația de mai sus, considerând unghiul piesei (α) ca fiind măsurat cu un instrument mai puțin precis.

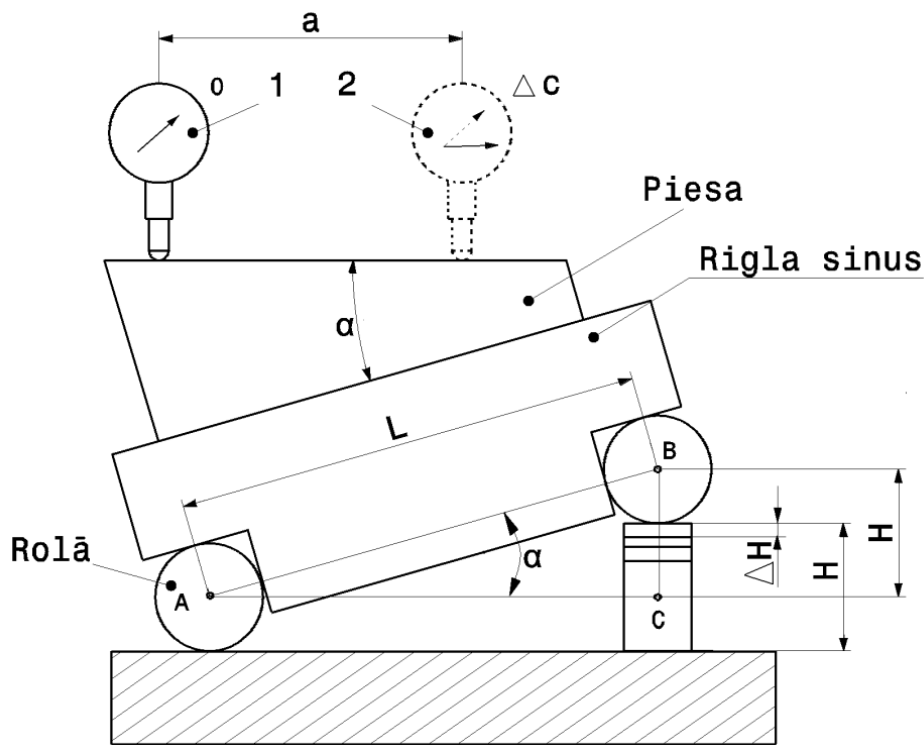


Figura 8.6. Rigla sinus

Vom plasa apoi blocul de cale sub rola riglei sinus, pe o masă de control, aceasta înclinându-se cu unghiul α , după care vom plasa piesa pe riglă, având grijă ca suprafața ei exterioară să fie accesibilă palpării cu un comparator cu cadran 1. Comparatorul va fi montat pe un suport cu talpă astfel încât prin deplasarea lui, palpatorul comparatorului să se poată deplasa pe lungimea (a), în lungul piesei. Dacă unghiul piesei a fost estimat sau măsurat cu precizie, deci blocul de cale are înălțime corectă, atunci prin deplasarea comparatorului pe distanța a nu ar trebui să se înregistreze nicio deviația a acului comparatorului, deoarece suprafața superioară a piesei ar trebui să fie paralelă cu placa de control. Dacă acest lucru nu se întâmplă și vom înregistra o abatere (ΔC) la comparator, atunci va trebui să corectăm înălțimea blocului de cale cu o anumită valoare (ΔH), fie micșorând, fie mărirind înălțimea blocului de cale (H), în funcție de situația întâlnită.

Mărimea acestei corecții se calculează cu relația:

$$\Delta H = \pm \frac{L}{a} \Delta C \cdot \cos \alpha \quad (8.3)$$

Semnul din fața relație indică faptul că trebuie să adăugăm această valoare la blocul de cale deja existent sau să-l scădem. Vom modifica acum înălțimea blocului de cale cu această valoare de corecție calculată și vom relua măsurarea conform procedurii prezentate mai sus.

Dacă și de această dată vom obține o deviație semnificativă a comparatorului cu cadran, vom recalcula corecția și vom relua procedura până când vom constata că nu mai există deviație la comparator, deci suprafața piesei este paralelă cu baza. Cu valoarea astfel găsită a blocului de cale (H) vom calcula unghiul piesei folosind rel.8.2., adică:

$$\alpha = \arcsin \frac{H}{L} \quad (8.4)$$

O metodă asemănătoare de măsurare a unghiului unei piese este cea care folosește **rigla tangentă**. Aceasta este compusă (vezi **fig.8.7**) dintr-o placă așezată pe două role calibrate de diametre diferite, între role fiind așezat un bloc de cale de lungime H.

Din triunghiul ABC se poate determina tangenta unghiului α :

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{BC}{AC} = \frac{\frac{D-d}{2}}{\frac{d}{2} + H + \frac{D}{2}} \quad (8.5)$$

Adică:

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{D-d}{D+d+2H} \quad (8.6)$$

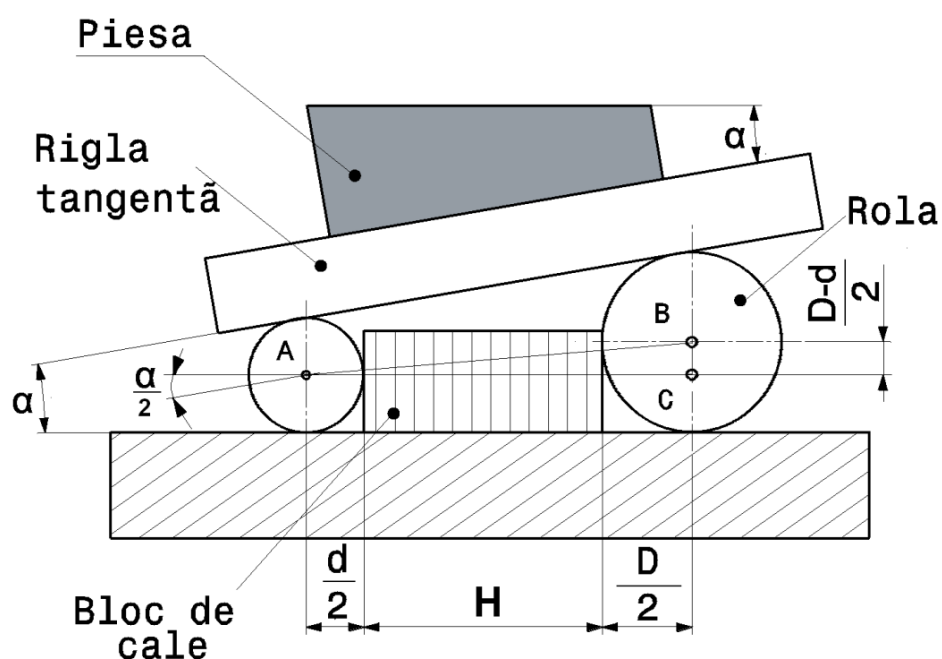


Figura 8.7. Rigla tangentă

Măsurarea arborilor conici se poate face și prin metoda **bilelor calibrate**, metodă la care măsurând cota peste bile (vezi **fig.8.8**) vom putea determina prin calcul unghiul conului..

Din triunghiul ABC:

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{AC}{BC}$$

Dar se constată că:

$$AC = \frac{L_1 - L_2 - D + D}{2} = \frac{L_1 - L_2}{2}$$

iar:

$$BC = H$$

Deci:

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{L_1 - L_2}{2H} \quad (8.7)$$

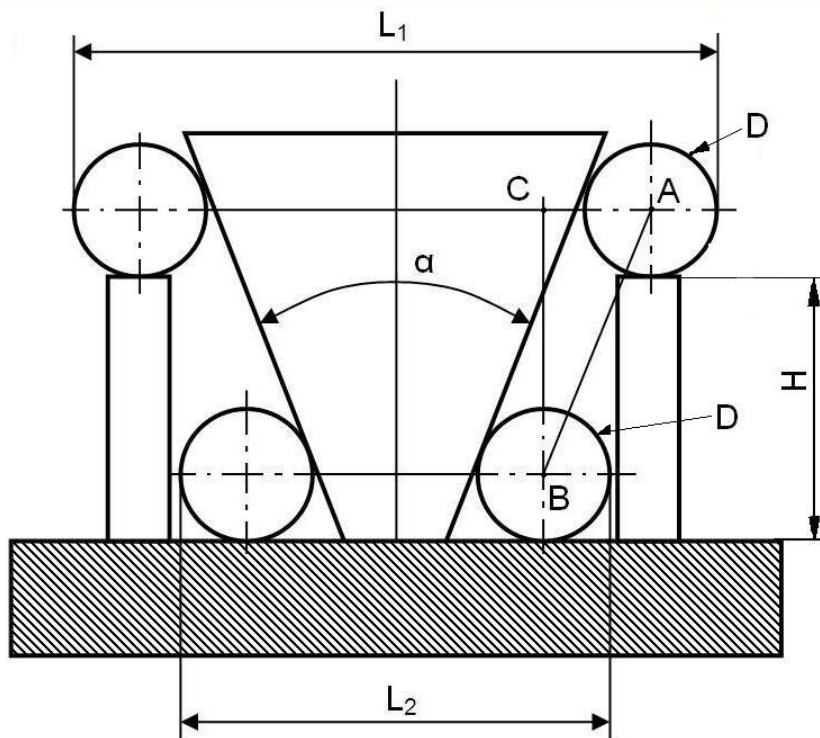


Figura 8.8. Măsurarea unghiului cu bile calibrate

Metoda de măsurare a conicității cu ajutorul bilei calibrate este aplicată mai ales în cazul suprafețelor conice interioare (vezi **fig.8.9**) deoarece măsurarea alezajelor conice cu instrumente de măsură clasice este mult mai dificilă decât în cazul arborilor conici.

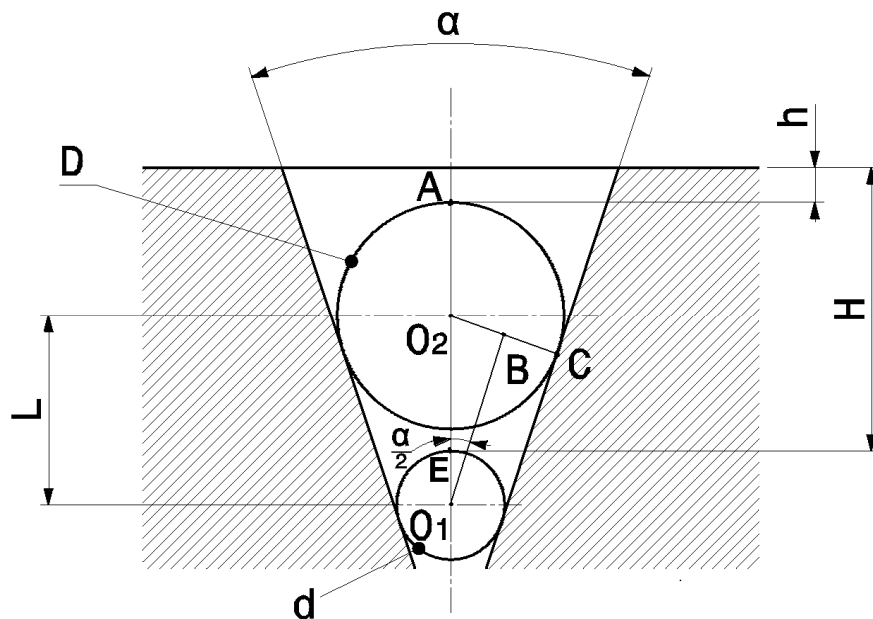


Figura 8.9. Măsurarea unghiului cu bile calibrate

În acest caz se utilizează două bile calibrate de diametre diferite care după ce au fost introduse în alezajul conic, se procedează la măsurarea distanțelor de la capătul alezajului până la suprafața acestor bile (cotele H și h)

Din ΔO_1O_2A avem:

$$\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{O_2B}{O_1O_2}$$

Dar:

$$O_2B = O_2C - BC = \frac{D - d}{2}$$

Iar:

$$O_1O_2 = L = H - h - \frac{D}{2} + \frac{d}{2}$$

Deci:

$$\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{D-d}{2(H-h)-(D-d)} \quad (8.8)$$

9. Toleranțele și ajustajele asamblărilor

Asamblarea a două piese, de tip arbore-alezaj este foarte des întâlnită în construcția de mașini dar modul de tolerare cât și de control al acestor ajustaje depinde de tipul asamblării, de tipul suprafețelor în contact.

9.1. Asamblarea cu pene

Pana (vezi **fig.9.1**) este standardizată (STAS 1004-81) și este destinată a transmite momentul de rotație de la un arbore la un butuc (sau invers). Mărimea penei se calculează din considerente de rezistența materialelor. Cota b a penei se realizează în clasa $h9$ și se montează în canalul de pană practicat în arbore, dar și în canalul practicat în butuc, dimensiunile acestora fiind recomandate prin standardul de pene.

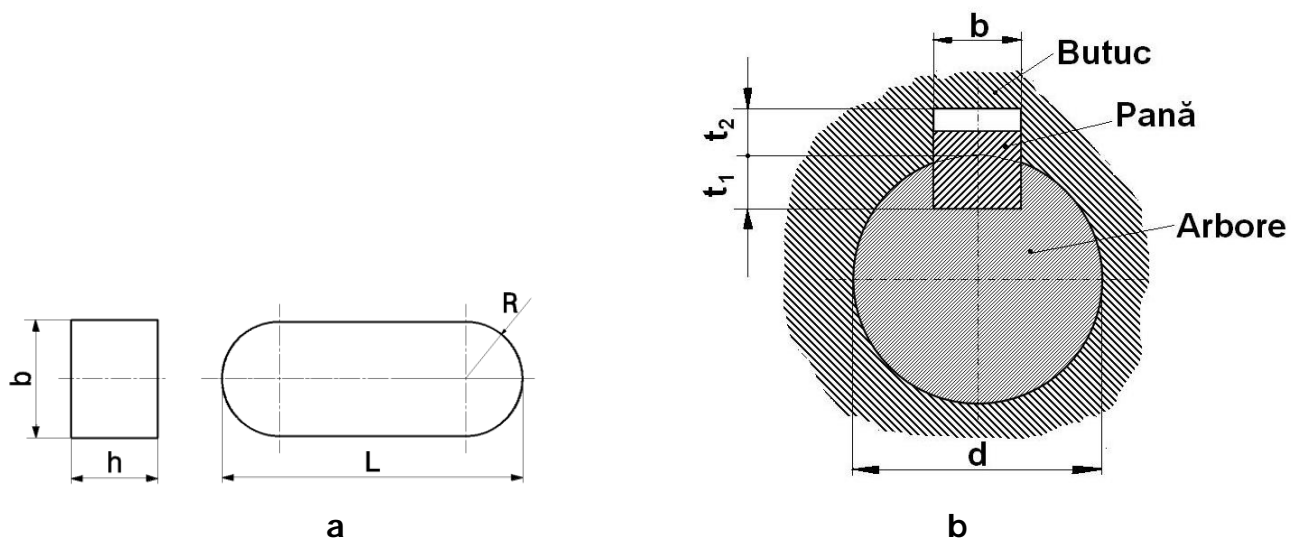


Figura 9.1. Pana și canalul de pană

În funcție de destinația asamblării cu pană, ajustajul obținut poate fi unul cu joc sau chiar unul presat, în **Tabelul 15** fiind date toleranțele de execuție a canalelor de pană din arbore și respectiv din butuc.

Penele disc se realizează cu lățimea (cota b) tot în clasa $h9$ și se montează ca ajustaj intermediar (arbore $N9$ și butuc J_59) sau cu ajustaj cu strângere (arbore $P9$ și butuc $P9$).

Tabelul 15. Toleranțele canalelor de pană

Toleranțele de execuție la cota b						
Pană	Canal de pană					
	Ajustajul realizat					
	Liber		Normal		Presat	
	Arbore	Butuc	Arbore	Butuc	Arbore	Butuc
h9	H9	D10	N9	J_s9	P9	P9

Ajustajul liber se prescrie pentru asamblări ușoare și mobile (butucul se poate deplasa axial pe arbore). Ajustajul normal și cel intermediar se utilizează la asamblări ușoare și fixe, pe când ajustajul presat se folosește pentru asamblări fixe solicitate puternic.

9.2. Asamblarea cu caneluri

Asamblarea cu caneluri este o variantă mai complexă a asamblării cu pene care asigură transmiterea unui moment de rotație mult mai mare, practic canelurile reprezintă tot atâtea pene, iar momentul transmis se amplifică. De asemenea asamblarea cu canelură permite pe

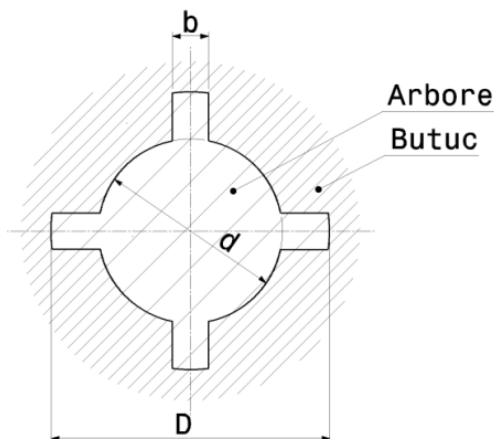


Figura 9.2. Canelura dreptunghiulară

lângă transmiterea unui moment de rotație și o translație în lungul canelurii, respectiv a butucului în lungul arborelui, ceea ce este util în cazul cutiilor de viteze cu roți baladoare. Cele mai des utilizate, datorită simplității constructive, sunt canelurile dreptunghiulare (vezi **fig.9.2**). Din cei parametri dimensionali (D , d , b) la o asamblare se tolerează doar unul, ceea ce conduce la centrarea pe flancuri (dacă se tolerează cota b), pe diametrul exterior (dacă se tolerează cota D) sau pe diametrul interior (dacă se tolerează cota d).

Centrarea pe diametrul **exterior** (vezi **fig.9.3.a**) se utilizează mai ales atunci când canelura din butuc se execută prin broșare sau calibrare, iar canelura de pe arbore prin frezare și rectificare cilindrică la diametrul D .

Centrarea pe diametrul **interior** (vezi **fig.9.3.b**) este mai puțin precisă și se folosește atunci când butucul se execută prin rectificare interioară după tratament termic, iar arborele prin rectificare pe diametrul interior.

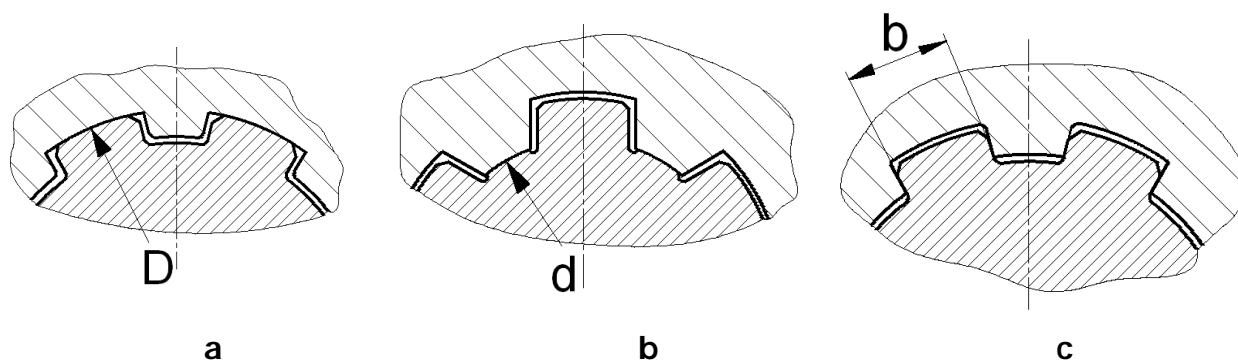


Figura 9.3. Centrarea canelurii dreptunghiulare

Centrarea pe flancuri (vezi **fig.9.3.c**) este cea mai puțin precisă și se utilizează atunci când se transmit momente de rotație în ambele sensuri iar între flancuri trebuie să fie asigurate jocuri minime. Ajustajele recomandate pentru fiecare caz în parte sunt prezentate în **Tabelul 16**. În tabel, simbolurile de toleranță scrise cu litere îngroșate, sunt cele recomandate cu prioritate.

Tabelul 16. Toleranțele canelurilor dreptunghiulare

Cota tolerată		Tipul centrării					
		Exterioară		Interioară		Laterală	
		Ajustaj mobil	Ajustaj fix	Ajustaj mobil	Ajustaj fix	Ajustaj mobil	Ajustaj fix
D	Butuc	H8, H7	H7	D9, F8	F8, D9		
	Arbore	e8, f7, g6	n6, js6	f8, h7	js7, k7		
d	Butuc			H8, H7	H7		
	Arbore			e8, f7, g6	js6, n6		
b	Butuc	F8, D8	D9, F8	D9, F10	F8, D9	D9, F7, F10	D9, F8
	Arbore	e8, d9, f8	h8, js7	e8, f8, h7	k7, p6, m6	e8, f8, d9	u6, js7, k7

Notarea canelurilor pe desene se face indicând următoarele elemente:

- simbolul suprafeței de centrare (D, d, b);
- numărul canelurilor;
- dimensiunea nominală d, D și b, despărțite de semnul x;
- simbolurile câmpurilor de toleranță ale diametrelor (d sau D) și ale cotei b.

Exemplu de notare:

Pentru un ajustaj mobil cu $D=30\text{mm}$, $d=26\text{mm}$, $b=8\text{mm}$ și $n=6$ caneluri

Centrare exterioară: $D - 6 \times 26 \times 30H7/f7 \times 8$

Centrare interioară: $d - 6 \times 26H7/f7 \times 30 \times 8$

9.3. Asamblarea cu filet

Asamblarea cu filet este una dintre cele mai răspândite forme de montare a pieselor în subansamble, datorită simplității constructive, eficienței și siguranței lor în exploatare. De obicei filetele, datorită unghiului mic de pantă, au proprietatea de autofrânare, ceea ce conferă asamblării cu filet o siguranță bună la desfacerea accidentală. Filetele sunt utilizate și ca elemente cinematice care au menirea să asigure deplasarea cu mare precizie a unor elemente mobile (șuruburi micrometrice, șuruburi conducătoare). Există o mare varietate de filete în tehnică, fiecare tip fiind destinat unui anumit domeniu. Vom trece în revistă principalele tipuri de filete utilizate în domeniul construcției de mașini.

Filetul metric

Filetul metric este cel mai răspândit tip de filet fiind regăsit atât la asamblări destinate fixării, cât și pentru filetele de precizie. Profilul filetului (vezi **fig.9.5**) este unul triunghiular, având unghiul dintre flancuri de 60° , a cărui înălțime H depinde de valoarea pasului P după relația:

$$H = \frac{P}{2 \operatorname{tg} \frac{60^\circ}{2}} = 0,866025404 \cdot P \quad (9.1)$$

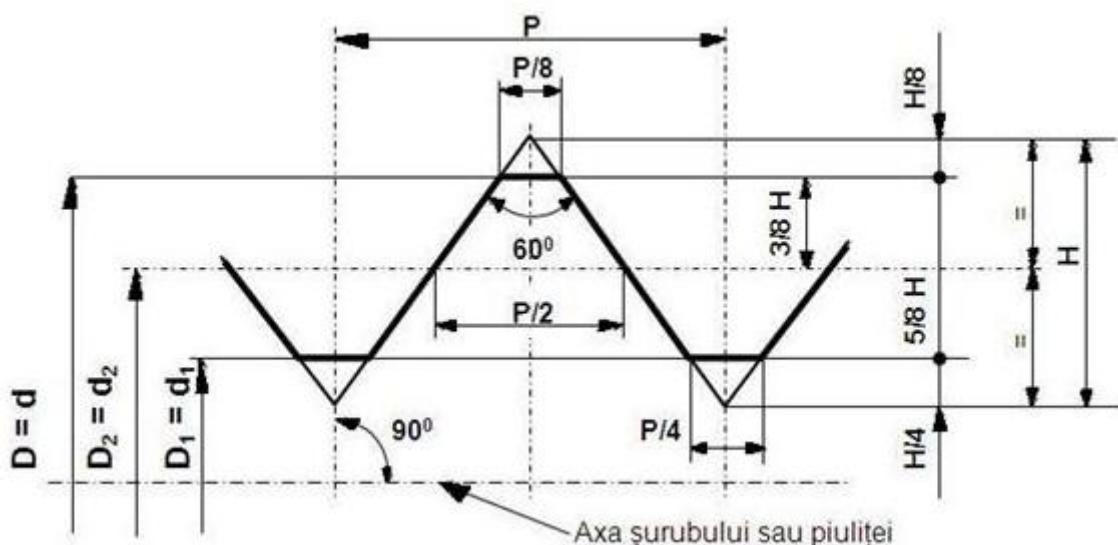


Figura 9.5. Profilul filetului metric

Cota cea mai importantă la un filet, este diametrul mediu, linia diametrului mediu fiind dusă la jumătatea profilului triunghiular al filetului. Diametrul mediu, ca și cotă nominală, este comun atât la șurub cât și la piuliță și este diametrul care se controlează cu prioritate la un filet deoarece ne dă o imagine asupra jocului din asamblarea filetată.

Contactul dintre spirele filetului șurubului și piuliței se face teoretic doar pe flancuri (vezi **fig.9.6**), iar între vârful filetului șurubului (diametrul d) și fundul filetului piuliței (diametrul D) și respectiv între vârful filetului piuliței (diametrul interior D_1) și fundul filetului șurubului (diametrul interior d_1) este asigurat un joc funcțional.

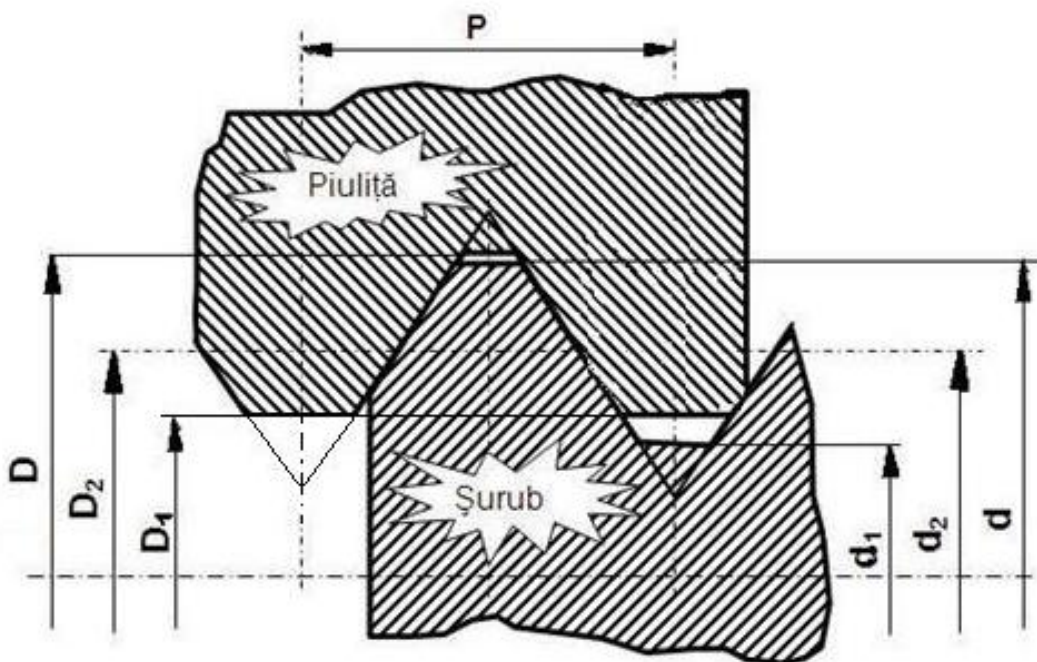


Figura 9.6. Filetul metric în asamblare

Diametrul mediu este tolerat (vezi **fig.9.7**) la fel cum este tolerat diametrul interior la piuliță (D_1) cât și diametrul exterior la șurub (d). Se remarcă forma câmpului de toleranță atașat profilului teoretic al filetului, care presupune existența unei deplasări față de acesta cu valoarea **EI** la piuliță și **es** la șurub.

Pentru filetele utilizate la asamblări destinate fixării toleranța aceste deplasări ale câmpului de toleranță se iau astfel încât piulița să aibă $EI=0$ (deci câmpul de toleranță va fi lipit de profilul teoretic) iar șurubul să aibă o anumită valoare a deplasării câmpului, corespunzând la deplasare a profilului $es \neq 0$ (câmpul de toleranță va fi situat sub profilul teoretic).

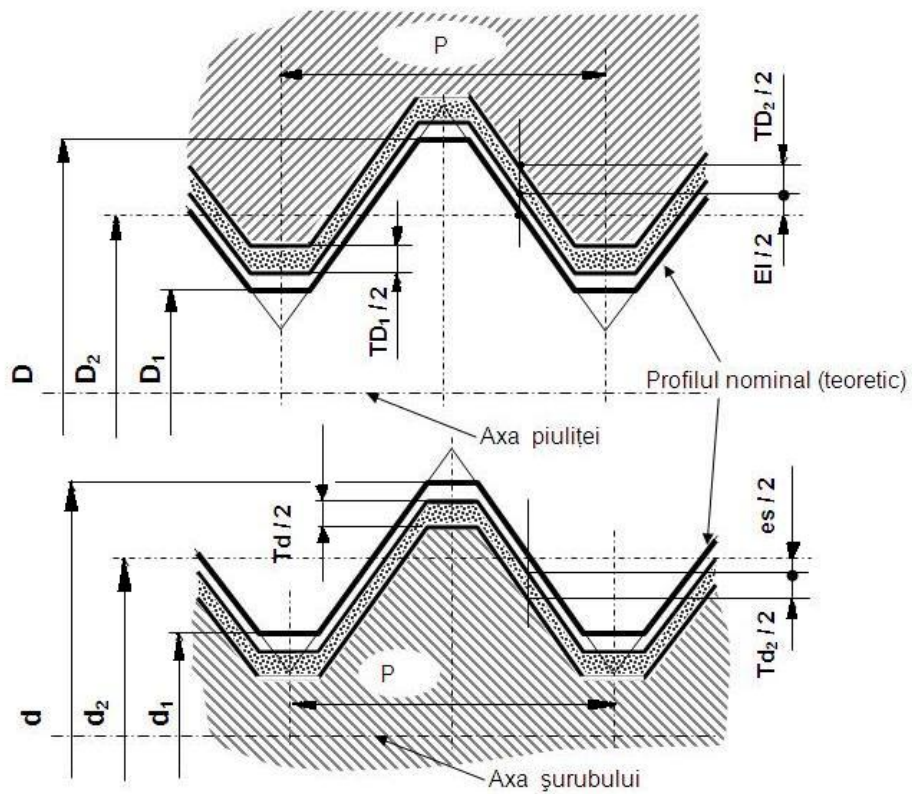


Figura 9.7. Toleranțele filetului

Această dispunere a câmpului de toleranță corespunde de fapt la cele două poziții notate cu H pentru alezaje filetate (piulițe) și cu g pentru arborii filetați (șuruburi). În **Tabelul 17** sunt date selectiv, în funcție de pasul filetului, valorile deplasărilor **EI** și **es** ale câmpului de toleranță.

Tabelul 17. Poziția câmpului de toleranță la filetul metric

Pasul filetului P [mm]	Piuliță		Șurub	
	Poziția câmpului de toleranță, abateri [μm]			
	Poziția câmpului de toleranță		Poziția câmpului de toleranță	
	H		g	
	EI		es	
0,5	0		-20	
0,75	0		-22	
1	0		-26	
1,25	0		-28	
1,5	0		-32	
1,75	0		-34	
2	0		-38	

Toleranțe și control dimensional

Cele două poziții ale câmpului de toleranță H și g sunt considerate ajustaje normale. Pentru filetele normale și pentru o lungime de înșurubare normală se recomandă pentru șuruburi, treapta de precizie 6. Pentru piulițe se stabilesc 5 trepte de precizie notate cu 4, 5, 6, 7 și 8, precizia normală fiind considerată 6. Deci o asamblare normală de tip șurub-piuliță va fi considerată cea cu poziția 6H/6g.

Simbolizarea unui ajustaj filetat se face prin indicarea toleranței piuliței separat printr-o linie oblică de toleranța șurubului.

Exemplu:

Pentru un șurub cu diametrul de $D=20\text{mm}$, pasul filetului $P=1,5\text{mm}$, având toleranța 6g la diametrul mediu și 7g la diametrul exterior se va scrie: $M 20 \times 1,5 - 6g 7g$

Pentru un ajustaj în care piulița se execută cu diametrul mediu în clasa 6H, iar șurubul în clasa 6g, se va scrie: $M 20 \times 1,5 - 6H / 6g$

Filetul metric este standardizat (vezi **Tabelul 18**) atât în ceea ce privește diametrele cât a pasului, standardele stabilind pentru fiecare diametru un pas normal (marcat cu litere aldine) și câteva variante cu pas fin. În tabel au fost date, cu titlu de exemplu, doar câteva dimensiuni de filet, și anume cele cuprinse între diametrele de 5 și 12mm.

Tabelul 18. Filet metric standardizat

d=D	P	d₂=D₂	d₁=D₁
5	0,8	4,480	4,134
	0,5	4,675	4,459
6	1	5,350	4,917
	0,75	5,513	5,188
	0,5	5,675	5,459
8	1,25	7,188	6,647
	1	7,350	6,917
	0,75	7,513	7,188
	0,5	7,675	7,459
10	1,5	9,026	8,376
	1,25	9,188	9,647
	1	9,350	8,917
	0,75	9,513	9,188
	0,5	9,675	9,459
12	1,75	10,863	10,106
	1,5	11,026	10,376
	1,25	11,188	10,647
	1	11,350	10,917
	0,75	11,513	11,189
	0,5	11,675	11,459

Filetul Whitworth

Filetul Whitworth (vezi **fig.9.8**) se deosebește de filetul metric prin unghiul diferit al flancurilor (55°) și prin faptul că toate dimensiunile profilului (diametrele) sunt date în inch (țoli) fiind utilizat mai ales în țările anglo-saxone ($1 \text{ țol}=25,4\text{mm}$). De asemenea, pasul filetului este exprimat în număr de pași/țol.

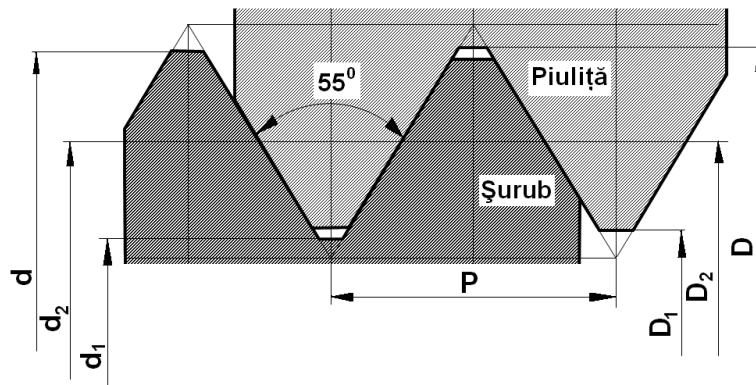


Figura 9.8. Profilul filetului Whitworth

Înălțimea triunghiului de bază al filetului se calculează la fel ca la filetul metric doar că unghiul de 60° se va înlocui cu unghiul de 55° . În **Tabelul 19** sunt date dimensiunile câtorva filete Whitworth.

Tabelul 19. Dimensiunile filetului Whitworth

Diametrul filetului [țoli]	D [mm]	$D_2=d_2$	Numărul de pași pe țol	Pasul [mm]
1/4	6,350	5,587	20	1,270
1/2	12,700	11,344	12	2,117
3/4	19,050	17,424	10	2,540
1	25,400	23,367	8	3,175
2	50,800	47,186	4 1/2	5,644
3	76,200	71,553	3 1/2	7,257
4	101,600	96,178	3	8,467

Controlul filetelor

Filetele pot fi măsurate în ceea ce privește parametrii dimensionali (diametre, pas, unghiurile flancurilor etc.) prin mai multe metode, unele fiind chiar mijloace de măsurare clasice (măsurarea diametrului exterior la un șurub cu micrometrul sau cu șublerul). Alte

metode presupun utilizarea unor microscopie de atelier sau a unor instrumente specializate (micrometrul pentru filete). Pentru verificarea pasului filetelui se utilizează *lere* pentru filet, care sunt echivalentul unor șabloane realizată din tablă și care materializează pasul filetelui pe o anumită lungime. Suprapunerea lerei peste arborele filetat permite determinarea pasului filetelui.

O metodă clasică de măsurare a diametrului mediu al filetelui este **metoda celor trei sârme**. Metoda (vezi **fig.9.15.a**) constă în introducerea în golurile filetelui a trei sârme calibrate peste care se va măsura apoi cu ajutorul unui micrometru cota M . Pentru a se asigura o măsurare precisă, sârmele calibrate sunt livrate în seturi de câte 2+1 (vezi **fig.9.15.b**) astfel încât să poată fi montate comod pe tijele de măsurare ale micrometrului.

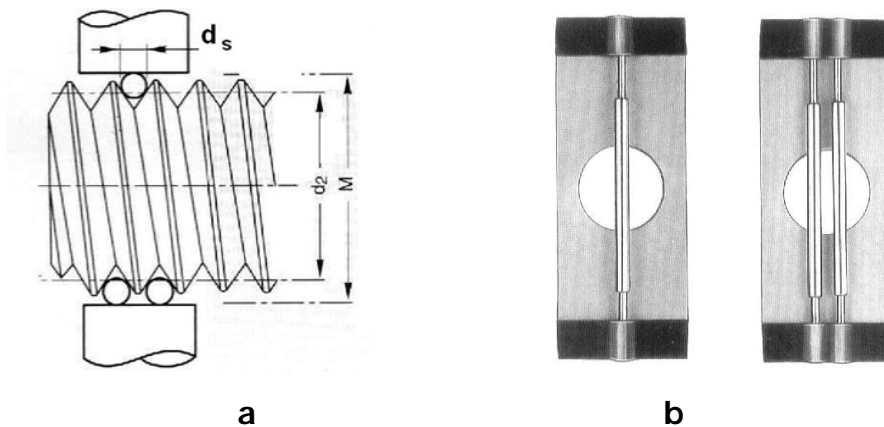


Figura 9.15. Măsurarea cu 3 sârme calibrate

După măsurarea acestei cote se va proceda apoi la calculul diametrului mediu al șurubului. Conform notațiilor din **fig.9.16** diametrul mediu al șurubului poate fi calculat cu relația:

$$d_2 = M - 2AO - 2(OB - BD) \quad (9.2)$$

Dar din triunghiul dreptunghic OBC și BDF se poate calcula:

$$OB = \frac{d_s}{2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}}; BD = \frac{P}{4 \cdot \tan \frac{\alpha}{2}}; AO = \frac{d_s}{2}$$

Înlocuind în prima relație obținem:

$$d_2 = M - \frac{d_s}{\sin \frac{\alpha}{2}} + \frac{P}{2} \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} - d_s \quad (9.3)$$

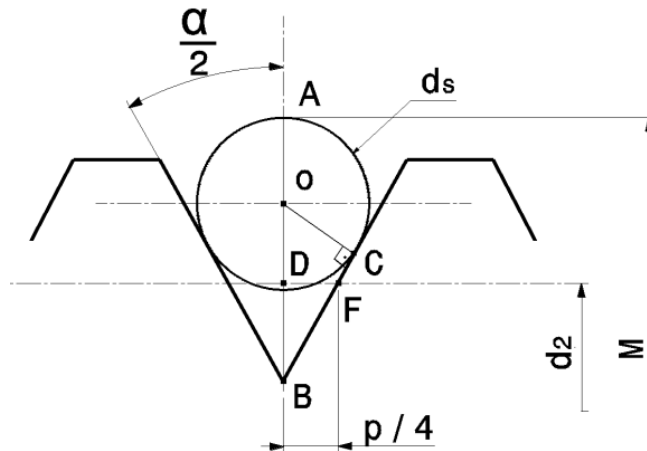


Figura 9.16. Cota peste sârme

În această relație parametrul d_s reprezintă diametrul sârmelor calibrate, sârme care se aleg din niște truse speciale pentru măsurarea filetelor, după ce în prealabil se calculează valoarea diametrului optim, adică atunci când punctul c se suprapune peste punctul F , cu relația:

$$d_s = \frac{P}{2 \cos \frac{\alpha}{2}} \quad (9.4)$$

Pentru filetul metric, unde unghiul dintre flancuri este $\alpha=60^\circ$, relația de mai sus devine:

$$d_2 = M - 3 \cdot d_s + 0,866 \cdot P \quad (9.5)$$

Pentru filetul în țoli, unde unghiul dintre flancuri este $\alpha=55^\circ$, vom avea:

$$d_2 = M - 3,1657 \cdot d_s + 0,9605 \cdot P \quad (9.6)$$

Metoda are dezavantajul că nu poate fi aplicată la alezaje filetate (piulițe) ci doar la filetele exterioare. De asemenea în cazul în care filetul are pas mare, datorită unghiului de înclinare al elicei filetului, cele trei sârme se vor așeza oblic față de așa geometrică a șurubului

cea ce va introduce erori de măsurare. Aceste erori de măsurare Pentru un control mai rapid al pieselor filetate se poate folosi metoda calibrelor.

10. Calibre limitative

10.1. Rolul calibrelor limitative

Calibrele sunt utilizate în producția de serie, pentru controlul dimensiunilor cu o mai mare productivitate. Dacă la operația de verificare a dimensiunilor pieselor executate în cadrul unei producții de serie, s-ar utiliza mijloace universale de control (șubler, micrometru etc.) s-ar constata foarte repede unele deficiențe:

- timpul consumat de operația de control ar fi foarte mare;
- precizia măsurării ar fi relativ scăzută mai ales dacă numărul de piese controlate ar fi mai mare;
- ar putea interveni erori de măsurare (de citire) datorită mai ales factorului uman și condițiilor concrete de măsurare;
- ar apărea uzura prematură și neuniformă a instrumentelor de control, uzură care se va localiza mai ales în zona dimensiunii controlate, uzură ce va influența ulterior și precizia de măsurare.

Pentru a înlătura aceste dezavantaje, și mai ales pentru a micșora timpul operației de control, producătorul de piese este determinat să utilizeze alte procedee de control, iar cea mai simplă metodă pare a fi cea cu calibre limitative. Practic, un calibrul materializează cele două dimensiuni extreme (limită) ale suprafeței supuse controlului, respectiv dimensiunea maximă și cea minimă, adică cele două limite ale toleranței de execuție a dimensiunii suprafeței, de aceea, aceste calibre poartă și denumirea de **calibre limitative**.

Toleranțe și control dimensional

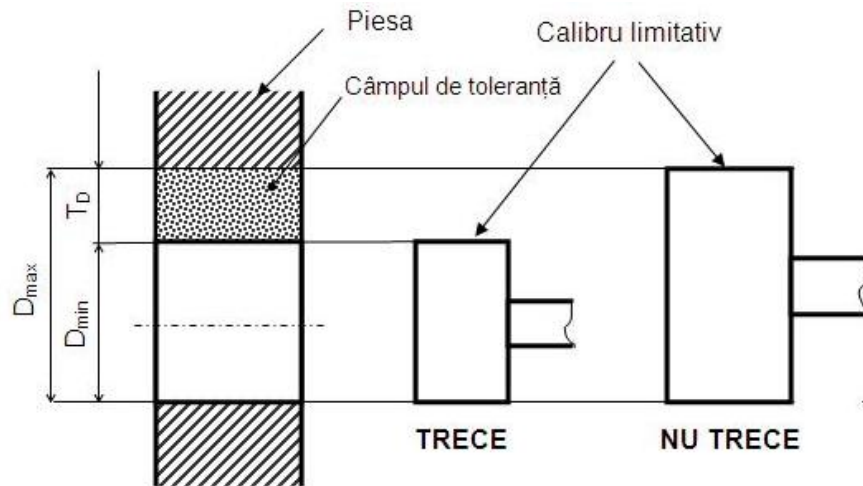


Figura 10.1. Calibrul limitativ pentru alezaje

Să presupunem o piesă având un alezaj (vezi **fig.10.1**) realizat într-un câmp de toleranță admis (T_D), deci având două dimensiuni extreme admise, respectiv diametrul maxim (D_{\max}) și minim (D_{\min}). Dacă vom executa o piesă de formă conjugată (arbore) la dimensiunea alezajului de diametru minim, vom putea exclude la operația de control toate piesele având un alezaj de diametru mai mic decât această valoare, deoarece această piesă conjugată, pe care o putem denumi calibrul limitativ partea TRECE (notat **T**), va trece ușor prin toate alezajele care au dimensiunea cuprinsă în câmpul de toleranță admis, dar nu va trece prin alezajele cu diametru mai mic decât valoarea minim admisă (D_{\min}).

Pe de altă parte calibrul TRECE va admite și piese cu alezaj mai mare decât dimensiunea maxim admisă (D_{\max}), ceea ce va conduce la acceptarea unor alezaje cu diametre mai mari decât ar permite câmpul de toleranță al piesei. De aceea, pentru a exclude piesele cu alezaje mai mari decât valoarea maxim admisă (D_{\max}) a fost realizat calibrul limitativ NU TRECE (notat **NT**), care nu are voie să treacă printr-un alezaj de acest diametru și cu atât mai mult nu va putea trece prin alezajele cu diametru mai mic. Deci cele două calibre controlează în fapt cele două valori extreme ale diametrului alezajului, cuprinse în câmpul de toleranță admis, excluzând (declarându-le rebut) pe cele cu diametru mai mic decât diametrul minim al alezajului și respectiv pe cele cu diametre mai mari decât cel al alezajului maxim.

Pentru a se verifica dacă o piesă are un alezaj cu dimensiunea cuprinsă în limita câmpului de toleranță, se introduce în alezaj ușor, cu mâna liberă, calibrul TRECE, care trebuie să treacă fără a fi forțat prin întregul alezaj, deci pe toată lungimea lui, după care se repetă operația cu calibrul NU TRECE, care nu trebuie să treacă prin alezaj la aceeași manevră, piesa fiind considerată în acest caz acceptată din punctul de vedere al încadrării dimensiunii alezajului în limitele câmpului de toleranță (T_D).

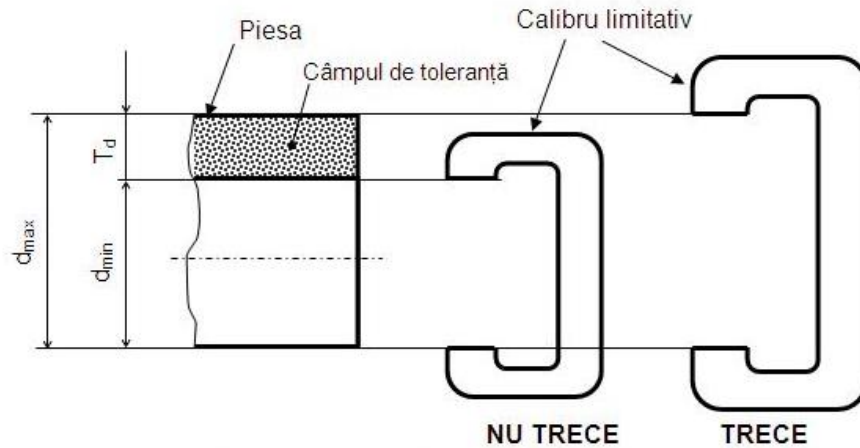


Figura 10.2. Calibru limitativ pentru arbori

În mod similar se petrec lucrurile și la controlul pieselor de tip arbore. În acest caz sunt utilizate calibre tip potcoavă sau tip inel. Astfel, piesa de tip arbore (vezi **fig.10.2**) având diametrul realizat într-un câmp de toleranță T_d va fi verificată cu un calibru potcoavă TRECE (notat **T**) care va controla diametrul maxim, calibrul ce va trece peste toate piesele cu diametru mai mic decât această valoare, respingând piesele cu diametre mai mari, deci care ies din câmpul de toleranță și cu un calibru potcoavă NU TRECE (notat **NT**) care va verifica diametrul minim al arborelui, respingând piesele cu diametre mai mici decât această valoare (deoarece peste acestea va trece). Așa cum este prezentată, până în acest moment, problema controlului pieselor cu calibre limitative, soluția pare a fi foarte simplă, evidentă încât am putea chiar să o definim ca elementară.

Cum se prezintă totuși lucrurile la o analiză mai atentă? În primul rând suntem datori să observăm că atât calibrul TRECE, cât și calibrul NU TRECE par a fi realizate aici, cu **toleranță de execuție zero**, ceea ce deja presupune o problemă tehnologică greu de acceptat. Apoi, mai trebuie să remarcăm că există un proces de **uzură** al calibrului care apare mai ales la calibrul partea TRECE, deoarece acesta va trebui să treacă prin / peste fiecare piesă controlată. Prin efectul uzurii, calibrele vor accepta piese cu dimensiuni aflate în afara câmpului de toleranță (cum este cazul uzurii unui calibru **T** pentru controlul alezajelor) sau vor micșora câmpul de toleranță al piesei cu efecte negative asupra costului lor de fabricație (cum este cazul uzurii unui calibru **T** pentru controlul arborilor). Un alt element de care trebuie să mai ținem seama la proiectarea unui calibru limitativ este posibilitatea măsurării cu precizie a dimensiunilor lui efective, deci a existenței unor **erori de măsurare** care cresc odată cu creșterea dimensiunilor nominale ale piesei.

Toate aceste observații conduc la o altă abordare a modului de proiectare a dimensiunilor unui calibrul limitativ și - așa cum vom vedea în continuare - la apariția unor situații ciudate, din punct de vedere tehnic și legal

10.2. Calibre limitative pentru alezaje

Pentru controlul unui alezaj cilindric se pot utiliza:

- calibre tampon simple (vezi **fig.10.3.a**);
- calibre tampon duble (vezi **fig.10.3.a**);
- calibre tampon cu mânere înșurubate (vezi **fig.10.3.b**);
- calibre plate incomplete (vezi **fig.10.3.c**);
- calibre vergea cu sau fără mâner (vezi **fig.10.3.d**).

Formele și dimensiunile exterioare ale acestor calibre sunt figurate în standarde.

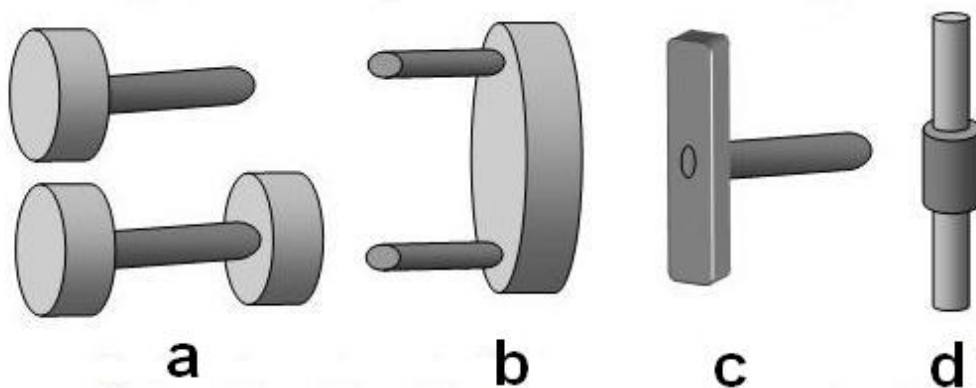


Figura 10.3. Forma calibrelor limitative

Calibrele tampon se realizează de obicei cu părțile active T și NT din oțeluri de calitate, tratate termic, în timp ce partea de prindere, mânerul, din materiale obișnuite.

Stabilirea dimensiunilor calibrului tampon

În ceea ce privește existența unor erori de măsurare a unui calibrul, standardul de profil, STAS 8222-68, împarte calibrele față de o valoare convențională de **180 mm**, în sensul că până la nivelul acestei valori se consideră că nu vor exista erori de măsurare dar peste această limită este necesară introducerea unui parametru de corecție, care să compenseze efectul lor.

Toleranțe și control dimensional

Mai mult decât atât, standardul prevede și o valoare (Y) prin care se limitează uzura admisă pentru acest calibrul. Așa cum se poate remarca din figură, această valoare este dată în afara câmpului de toleranță a piesei, ceea ce înseamnă practic o acceptare a lărgirii acestui câmp peste valoarea admisă. Este pe de altă parte adevărat că această lărgire a câmpului de toleranță se face cu valori foarte mici (pentru un alezaj de 100 mm diametru, aflat în clasa 7 de precizie, valoarea lui Y este de ordinul a $4 \mu\text{m}$, față de cei $35 \mu\text{m}$ cât are toleranța la diametrul alezajului). Cu această valoare Y se poate determina diametrul calibrului "T uzat", mărime care se înscrie pe desenul de execuție al calibrului, iar uneori și pe calibrul, sau pe mânerul lui.

Valoarea nominală a calibrului "T nou" se stabilește prin adăugarea valorii Z la diametrul minim al alezajului, această valoare nominală fiind tolerată prin abateri limită simetrice, cu o mărime H . Toleranța de execuție a calibrului nou (H) este dată în funcție de toleranța alezajului piesei, iar ca ordin de mărime trebuie să constatăm că ea este de circa 5-6 ori mai mică decât a piesei. Spre exemplu, dacă alezajul piesei trebuie executat în clasa 6-7 de precizie, atunci calibrul tampon folosit la controlul lui trebuie executat în clasa 2-3 de precizie, ceea ce în cazul exemplului prezentat mai sus (diametrul de 100 mm în clasa 7 de precizie) înseamnă o toleranță de execuție a părții TRECE de $6 \mu\text{m}$.

În ceea ce privește partea NU TRECE a calibrului, aceasta va controla diametrul maxim al alezajului, cota lui nominală fiind stabilită la această valoare, care este apoi tolerată prin abateri limită simetrice cu aceeași valoare H ca și în cazul părții TRECE.

Acest mod de proiectare a calibrului este deci prevăzut prin standard de stat, dar prin aplicarea lui iau naștere unele situații deosebite. Astfel:

- dacă vom folosi un calibrul T uzat, vom accepta cu o probabilitate P_1 (aria spațiului de sub curba de distribuție a dimensiunilor alezajului) piese cu alezaje mai mici decât diametrul minim admis, deci vom accepta ca "bune", piese rebutate. Această situație se datorește faptului că la operația de control, calibrul T aflat la limita de uzură, va trece printr-un alezaj de diametru ($D_{\min} - y$), adică un diametru aflat în afara câmpului de toleranță a piesei. Este totuși de remarcat că aceste piese rebut acceptate ca bune, pot fi ulterior recuperate printr-o nouă prelucrare în scopul măririi diametrului până la încadrarea lui în câmpul de toleranță admis;

- prin utilizarea unui calibrul TRECE nou, executat la valoarea maximă (cota nominală plus jumătate din toleranța de execuție H), vom respinge cu o probabilitate P_2 (aria de sub curbă) piese corect executate, deci alezaje cu diametre mai mari decât diametrul minim admis. Practic, prin utilizarea acestui calibrul vom restrânge în mod artificial câmpul

Toleranțe și control dimensional

de toleranță a piesei, respingând piesele corect executate, dar cu diametre aflate la partea de jos a câmpului de toleranță. Un procent destul de mare de piese vor fi declarate astfel, rebut recuperabil, deoarece printr-o prelucrare ulterioară de mărire a diametrului alezajului, vor putea fi acceptate de calibrul TRECE aflat la cotă maximă;

- calibrul NU TRECE dacă este executat la valoarea maximă (cota nominală plus jumătate din toleranța lui de execuție) atunci el va accepta cu o probabilitate P_1^{II} toate piesele care au alezaje mai mari decât valoarea diametrului maxim admis D_{max} (deci situate în afara câmpului de toleranță a piesei), deoarece calibrul nu va trece prin aceste alezaje. Vom declara deci ca piese bune, rebuturi nerecuperabile, deoarece diametrul acestor piese este mai mare decât valoarea maximă admisă;

- calibrul NU TRECE executat la valoarea minimă (cota nominală minus jumătate din toleranța lui de execuție) va declara drept piese rebut, cu o probabilitate P_2^{II} toate piesele care au alezajele cu diametre aflate până la valoarea diametrului maxim D_{max} , deci aflate în interiorul câmpului de toleranță, aceasta deoarece prin aceste alezaje calibrul NU TRECE va putea trece ușor, având diametrul mai mic. Practic, acest calibru va restrânge câmpul de toleranță a piesei, ducând la creșterea costurilor de fabricație.

Așa cum se poate remarca, utilizarea calibrelor limitative atrage după sine unele anomalii de utilizare, de altfel perfect explicabile:

- acceptarea ca **bune** a unor piese rebutate, deci cu diametre situate în afara câmpului de toleranță;
- respingerea, ca **rebut**, a unor piese corect executate, deci cu diametre situate în interiorul câmpului de toleranță.

Această situație se datorește de fapt necesității prelungirii timpului de utilizare a unui calibru, ca urmare a uzării lui, cât și datorită execuției dimensiunilor lui într-un câmp de toleranță.

Trebuie de asemenea să remarcăm micșorarea câmpului de toleranță a piesei la valoarea T_D^I (dreptunghiul hașurat) dacă este utilizat un calibru TRECE la valoarea maximă și un calibru NU TRECE la valoarea minimă. Păstrând datele din exemplul anterior, la o toleranță inițială a piesei H7 de $35 \mu m$ se va ajunge la o scădere a toleranței la o valoare de $24 \mu m$, ceea ce reprezintă o reducere a ei de 32%, practic piesa trecând în clasa H6 de precizie.

În mod similar, piesei poate să rezulte cu o toleranță mărită până la valoarea T_D^{II} dacă se utilizează un calibru TRECE aflat la limita de uzură și un calibru NU TRECE aflat la valoare maximă, în acest caz costul fabricației poate să scadă, dar vor apărea probleme la montaj, rezultând fie jocuri prea mari cu piesa conjugată, fie strângeri nedorite. Modificarea

câmpului de toleranță a piesei, constituie un alt dezavantaj major al utilizării în operațiile de control a calibrelor limitative.

Tabelul 25. Calculul calibrelor limitative pentru arbori și alezaje

CALIBRE PENTRU ALEZAJE				
Dimensiuni	Partea calibrului		Dimensiuni	Toleranțe de execuție
Dimensiuni până la 180 mm	TRECE	Nou	$D_{\min} + z$	$\pm H / 2$
		Uzat	$D_{\min} - y$	-
	NU TRECE	Nou	D_{\max}	$\pm H / 2$
Dimensiuni peste 180 mm	TRECE	Nou	$D_{\min} + z$	$\pm H / 2$
		Uzat	$D_{\min} - y + \alpha$	-
	NU TRECE	Nou	$D_{\max} - \alpha$	$\pm H / 2$

Odată identificată clasa de precizie a piesei, se va trece la stabilirea clasei de precizie a calibrului, prin consultarea **Tabelului 26**, unde sunt date mărimile toleranței fundamentale (clasei de precizie) de execuție a calibrului destinat pentru verificarea dimensiunilor piesei. După determinarea clasei de execuție a calibrului se pot determina ceilalți parametri ai relațiilor de calcul a dimensiunilor calibrului, respectiv z , y și eventual α , acestea fiind date în tabelar.

Tabelul 26. Precizia de execuție a calibrelor

Felul calibrului	Clasa de execuție a calibrului (H)				
	Clasa de execuție a piesei (T_p)				
	6	7	8...10	11...12	13...16
Calibre tampon cilindrice, complete sau incomplete, calibre plate	2	3	3	5	7
Calibre tampon sferice, calibre vergea cu capete sferice	2	2	2	4	6
Calibre inel cilindrice, calibre potcoavă, calibre furcă	3	3	4	5	7

După calcularea dimensiunilor de lucru ale părților active ale calibrului, se trece la determinarea dimensiunilor lui exterioare. Standardul 2981-88 cu cele două părți stabilește mărimea și modul de montare a calibrului partea T și NT, în funcție de mărimea diametrului alezajului piesei. Se pot utiliza calibre separate pe părți, respectiv un calibru T și alt calibru NT, sau cele două părți pot fi comasate sub forma unui calibru dublu. (vezi **fig.10.6**).

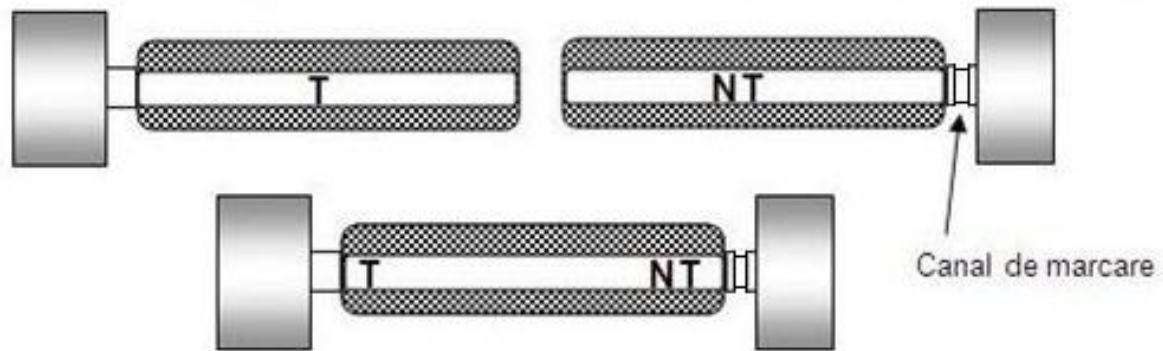


Figura 10.6. Calibre tampon

Pentru diferențierea (marcarea) calibrului NU TRECE, pe tija acestuia se realizează un canal circular care se umple apoi cu vopsea roșie. Pentru montarea părților active ale calibrelor sunt utilizate mânere standardizate (STAS 2992/2-85 și STAS 2981/2-88).

10.3.Conflictul executant-beneficiar la controlul cu calibre

Așa cum am văzut în exemplele de mai sus, prin utilizarea calibrelor limitative apar o serie întregă de anomalii în ceea ce privește modul de respingere sau de acceptare a pieselor verificate pe această cale. Cauzele acestor anomalii au explicații logice și au fost explicate pe larg în rândurile de mai sus. De parcă lucrurile nu ar fi suficient de încurcate, iată că poate apare o altă anomalie, de data asta și mai complexă: piesele executate și în același timp, controlate cu calibre de către muncitorul de pe mașina-unealtă, vor putea fi respinse de către serviciul CTC, sau uneori chiar de către beneficiarul pieselor, aceștia din urmă recepționând lotul de piese tot în urma unui control cu calibre limitative. Vom avea deci, trei rânduri de calibre denumite după rolul utilizatorului lor:

- calibrul de lucru;
- calibrul de control;
- calibrul de recepție.

Calibrul de lucru este utilizat în timpul procesului de producție de către muncitorul de pe mașina-unealtă pe care se prelucrează alezajul, calibrul de control este utilizat de serviciul CTC al fabricii unde se execută piesele, iar calibrul de recepție de către beneficiarul pieselor.

Toleranțe și control dimensional

Dacă dimensiunile efective ale celor trei calibre diferă este evident că rezultatele controlului vor fi contradictorii.

Astfel spre exemplu, un calibru TRECE aflat la limita de uzură și utilizat de muncitor și eventual de către controlorul de calitate, va accepta alezaje cu diametre mai mici, dar aflate în câmpul de toleranță admis, în schimb același calibru, de data aceasta în stare neuzată, utilizat de către beneficiar nu va intra în aceste alezaje (altfel corect executate) considerându-le rebutate (concluzie absolut corectă).

O asemenea situație este cu atât mai complexă cu cât, beneficiarul este cel care urmează să achite costul execuției pieselor. Exemple de acest tip mai pot fi date, concluzia care se desprinde este că "toată lumea are dreptate" !

Pentru a se putea preveni astfel de situații se obișnuiește să se statueze de la bun început (uneori procedura fiind adăugată ca o clauză în contractul de comandă a execuției pieselor) ca:

- muncitorul care execută alezajul (piesele) va utiliza pentru control un calibru TRECE nou;
- controlorul de calitate va utiliza un calibru TRECE parțial uzat, aflat la jumătatea toleranței de uzură;
- beneficiarul pieselor va utiliza un calibru TRECE uzat, deci aflat la limita de uzură admisă.
- muncitorul va utiliza un calibru NU TRECE uzat, aflat la cota minimă admisă;
- controlorul de calitate un calibru NU TRECE parțial uzat, deci aflat la jumătatea câmpului de toleranță admis;
- beneficiarul va utiliza un calibru NU TRCE nou, a cărei cotă efectivă trebuie să fie la valoarea maximă admisă.

Prin această procedură se evită neconcordanțele dintre rezultatele unui control cu calibre. De altfel, STAS 8424-69 prevede în mod expres că "pentru a se evita diferența între rezultatele obținute de atelier și de serviciul de control, se folosesc la execuția pieselor calibre noi sau mai puțin uzate, în timp ce serviciul de control folosește calibre ale căror dimensiuni sunt foarte aproape de limita de uzură admisibilă".

De asemenea, în același scop se prevede că "verificarea pieselor de către beneficiar se poate face în două feluri: cu ajutorul calibrelor producătorului, folosite de serviciul de control al acestuia în condițiile de mai sus, sau cu ajutorul calibrelor proprii, executate conform standardelor, cu condiția ca aceste calibre să aibă dimensiuni apropiate de limita de uzură".

10.4. Calibre limitative pentru arbori

În general problematica utilizării calibrelor inel sau potcoavă este întrutotul similară celei prezentate pe larg la calibrele pentru alezaje cilindrice (calibrele tampon), de aceea nu vom mai insista cu prea multe explicații.

Ca o situație deosebită care apare mai ales la proiectarea calibrelor inel sau potcoavă de mici dimensiuni, este dificultatea de măsurare efectivă a dimensiunii elementelor active (partea TRECE și NU TRECE). Pentru aceasta, se prevăd mijloace de control a calibrelor, diferite de instrumentele clasice de măsură (micrometre, pasometre etc.), mijloace care sunt de fapt "calibre pentru controlul calibrelor", adică instrumente de măsură de ordinul 2. Aceste mijloace de control a calibrelor se numesc **contracalibre**. Contracalibrele mai sunt utilizate și în cazul producției de serie a calibrelor limitative inel sau potcoavă.

Contracalibrele sunt destinate controlului părților active ale unui calibrului, deci verificării dimensiunii părților T și NT, cât și verificării cotei de uzură a calibrului TRECE. Notarea unui contracalibrului se face prin trei grupe de litere, primul indicând tipul contracalibrului (de fabricație sau pentru controlul uzurii), al doilea tipul calibrului care este verificat (pentru partea TRECE, sau pentru partea NU TRECE), iar al treilea grup de litere arătând partea TRECE sau NU TRECE a contracalibrului.

Vom avea astfel următoarele contracalibre:

- **CF - T - T** contracalibrului de fabricație destinat calibrului inel TRECE, partea TRECE;
- **CF - T - NT** contracalibrului de fabricație destinat calibrului inel TRECE, partea NU TRECE;
- **CF - NT - T** contracalibrului de fabricație destinat calibrului inel NU TRECE, partea TRECE;
- **CF - NT - NT** contracalibrului de fabricație destinat calibrului inel NU TRECE, partea NU TRECE;
- **CU - T - NT** contracalibrului pentru controlul calibrului inel TRECE, partea NU TRECE.. Acest contracalibrului nu trebuie să treacă prin calibrul inel TRECE, dacă acest lucru se întâmplă, aceasta înseamnă că inelul s-a uzat dincolo de limita de uzură.

Pentru a vedea modul de determinare a dimensiunilor unui calibrului inel sau a unui calibrului potcoavă să considerăm o piesă de tip arbore cu un **diametru mai mic decât 180 mm** (vezi **fig.10.7**).

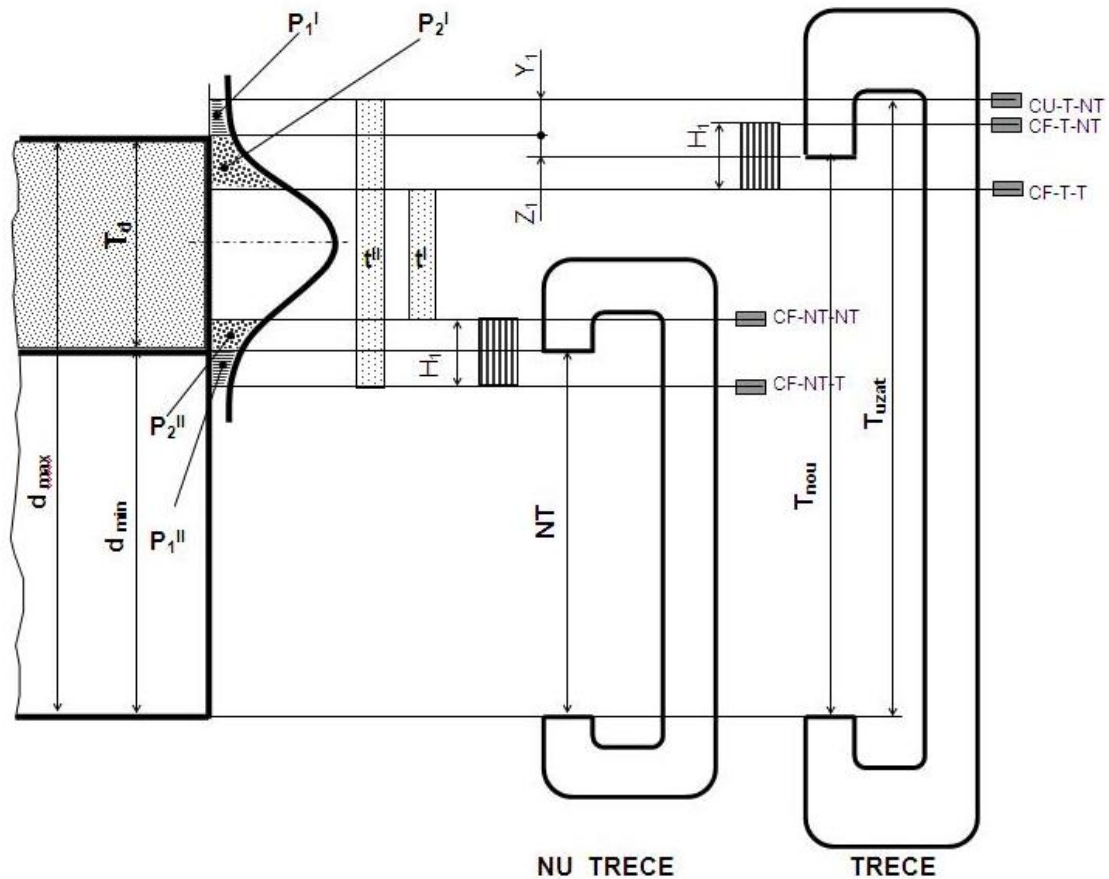


Figura 10.7. Proiectarea calibrului potcoavă pentru dimensiuni sub 180mm

Calibrul potcoavă partea TRECE este realizat din start cu o cotă nominală "împinsă" în spre interiorul câmpului de toleranță (T_d) a piesei, cu o valoare Z_1 , cotă la care se aplică toleranța de execuție a calibrului (H_1). De asemenea, prin cota Y_1 se permite uzura părții TRECE a calibrului dincolo de limita câmpului de toleranță, respectiv a diametrului maxim admis.

Din această cauză, prin utilizarea unui calibru TRECE aflat la limita de uzură, se vor admite ca bune, cu o probabilitate P_1^I , piese cu diametru mai mare decât valoarea maxim admisă, deci vom accepta piese rebutate. Este adevărat că aceste rebuturi sunt remediabile printr-o prelucrare ulterioară, pentru micșorarea diametrului exterior și aducerea lui în limitele câmpului de toleranță.

De asemenea, cu o probabilitate P_2^I vom respinge ca rebut piese cu diametru aflat în limitele câmpului de toleranță admis, deci piese bune.

În mod asemănător, cu o probabilitate P_1^{II} vom admite ca bune piese rebutate, deci cu diametru mai mic decât valoarea minimă admisă, deoarece am utilizat calibrul NU TRECE aflat la valoarea lui minimă. În schimb, dacă vom utiliza un calibru NU TRECE aflat la

valoarea lui maximă, vom declara ca necorespunzătoare, deci vom rebuta piese corect executate, piese care au diametrul în interiorul câmpului de toleranță admis. Situația utilizării calibrului potcoavă, sau inel pentru controlul arborilor cilindrici este deci similară celui pentru alezaje.

Se mai poate remarca mărirea câmpului de toleranță a piesei la o valoare t'' dacă vom utiliza calibrul TRECE uzat și calibrul NU TRECE la valoarea lui minimă și respectiv scăderea acestui câmp la o valoare t' dacă vom utiliza un calibrul TRECE nou aflat la valoarea lui minimă și un calibrul NU TRECE aflat în stare de uzură avansată, deci la o valoare maxim admisă de toleranța lui de execuție. Modificările de toleranță a piesei nu sunt dorite, acestea conducând fie la un montaj dificil, fie la o scumpire artificială a prețului de fabricație a piesei.

Se mai poate remarca pe figură, cotele nominale de execuție ale contracalibrelor utilizate pentru verificarea calibrelor inel sau potcoavă. Astfel, cele două limite de execuție ale calibrului inel TRECE, respectiv limitele câmpului de toleranță H_1 constituie dimensiuni nominale pentru contracalibrul CF - T.

Contracalibrul va verifica calibrul inel întocmai cum am controla un alezaj cu un calibrul tampon, contracalibrul având deci două părți, T și NT. Cota de uzură a calibrului inel TRECE este verificată cu un contracalibrul de uzură CU - T -NT care nu trebuie să treacă prin calibrul inel uzat. În mod asemănător calibrul inel NU TRECE este verificat cu două contracalibre CF - NT , respectiv unul cu partea T destinat verificării cotei minime și unul cu partea NT destinat cotei maxime. Deoarece calibrul NU TRECE nu are limită de uzură, nu este necesară utilizarea unui contracalibrul de uzură și pentru această parte.

10.5.Modificarea caracterului ajustajului

Prin utilizarea calibrelor limitative se obțin o serie de avantaje incontestabile, legate mai ales de creșterea productivității muncii și de scădere a prețului de fabricație al pieselor. În același timp, așa cum s-a prezentat mai sus, se obțin câteva anomalii în modul de apreciere al caracterului fabricației, respectiv sunt rebutate piese bune și sunt acceptate ca bune, piese rebut. Este adevărat ca aceste anomalii sunt reduse ca întindere, din punct de vedere probabilistic le-am putea defini ca nesemnificative.

De asemenea, s-a putut constata și o modificare a toleranței de execuție a pieselor, fie în sensul scăderii ei, fie în sensul creșterii ei. Și aceste schimbări de toleranță sunt puțin probabile, sau mai bine zis probabilitatea ca aceste modificări să aibă loc este foarte redusă, mai ales în cazul unui proces tehnologic desfășurat în condiții normale, când curba de

distribuție a dimensiunilor pieselor se grupează aproximativ pe mijlocul câmpului de toleranță, curba având aspectul curbei de distribuție normală (curba lui Gauss).

Pe lângă aceste neajunsuri, iată că mai există o sursă de nemulțumire: prin utilizarea unor calibre limitative la controlul a două piese conjugate, care formează deci un ajustaj, se ajunge la schimbarea caracterului ajustajului.

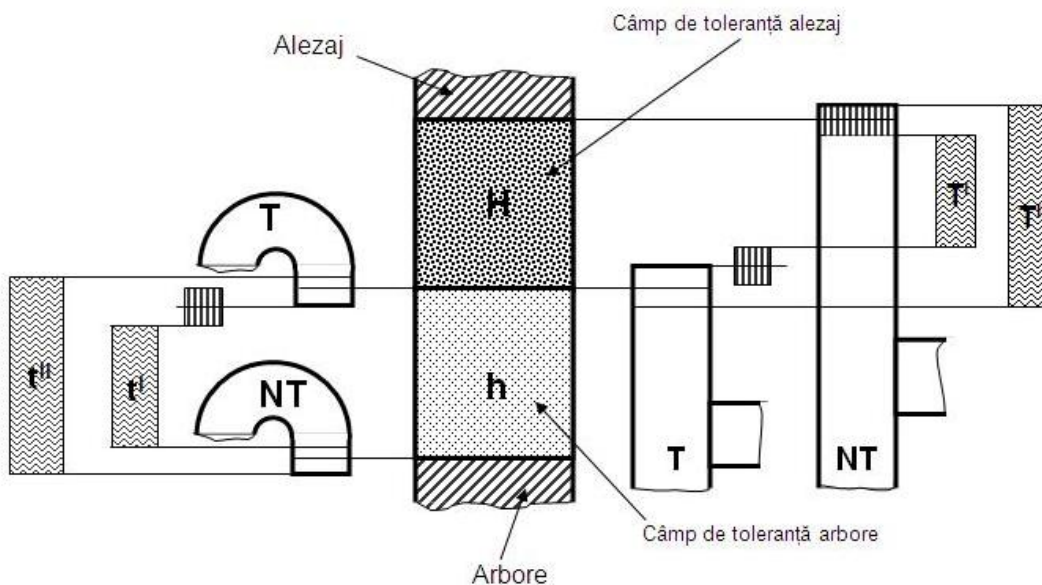


Figura 10.9. Modificarea caracterului ajustajului

Astfel, prin verificarea unui alezaj (vezi **fig.10.9**) aflat cu câmpul de toleranță (T) în clasa H de precizie, se obține - așa cum s-a putut constata din explicațiile de mai sus - o scădere a toleranței piesei până la o valoare T' sau o creștere până la o valoare T'' . În mod similar, pentru controlul unui arbore având toleranța la diametru (t) aflată în clasa h de precizie, se utilizează calibrul potcoavă, ceea ce conduce la micșorarea toleranței piesei până la o valoare t' sau din contra, la o creștere a ei până la o valoare t'' .

Dacă vom asambla cele două piese conjugate, alezajul cu arborele, vom constata că s-a schimbat caracterul ajustajului. Astfel, dacă inițial aveam un ajustaj **alunecător** (H / h), acum putem obține un ajustaj cu **joc** garantat, obținut prin alăturarea câmpurilor de toleranță T' și t' . Din contra, prin alăturarea câmpurilor de toleranță T'' și t'' se va obține un ajustaj **intermediar** (cu joc sau cu strângere). Schimbarea caracterului ajustajului conduce la dificultăți de montaj și de funcționare a ansamblului din care fac parte piesele controlate cu calibre limitative.

Această situație, deși nedorită, nu constituie de fapt un pericol foarte mare deoarece un procent foarte mic din totalul pieselor prelucrate și controlate cu calibre, se găsesc în condițiile limită prezentate. Marea majoritate (peste 90%) a pieselor, fie ele alezaje sau arbori, sunt prelucrate - în condițiile unui proces tehnologic desfășurat în limite normale - la dimensiuni ce se situează înspre mijlocul câmpului de toleranță admis.

Această constatare, explică de ce - în pofida atâtor inadvertențe și anomalii - controlul cu calibre limitative este foarte răspândit. Avantajele legate de rapiditatea controlului în cazul unei producții de serie, compensează lejer toate dezavantajele prezentate.

10.6. Forma calibrelor

Calibrele pentru alezaje (calibrele tampon) și a celor pentru arbori (calibre inel, calibre furcă etc.) au forme și dimensiuni generale stabilite prin standarde. Calibrele tampon cu diametre de până la 50mm se execută cu mânere demontabile (vezi **fig.10.10**), montarea lor realizându-se prin presare pe o suprafață conică cu conicitatea de 1:50. Pentru a deosebi partea T de partea NT pe coada conică a acestuia din urmă se practică un canal circular (cota E_1) care se umple cu vopsea roșie.

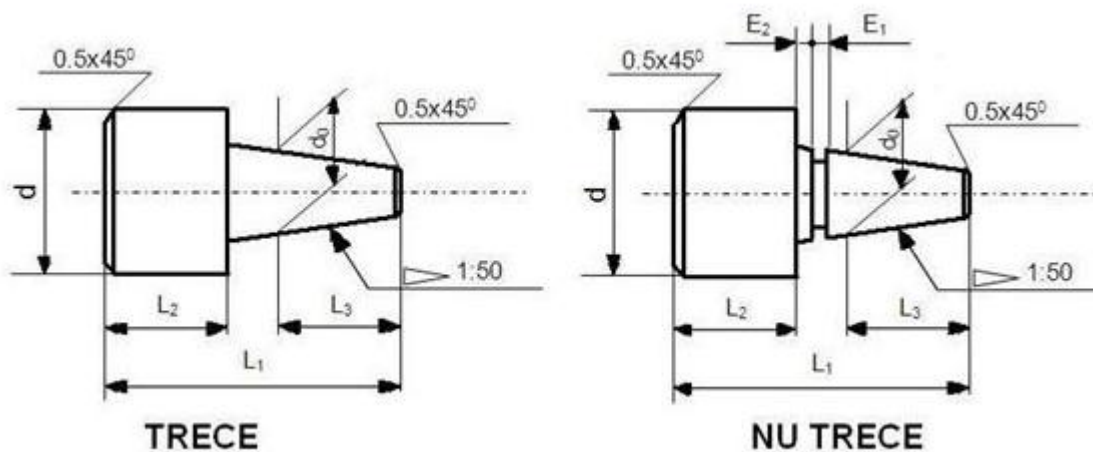


Figura 10.10. Calibrele tampon demontabile

Mânere utilizate pentru aceste calibre sunt standardizate și au formă cilindrică sau hexagonală (vezi **fig.10.11**). Montarea calibrelor în aceste mânere se face prin intermediul unui alezaj conic cu conicitatea de 1:50 practicat la ambele capete ale mânerului.

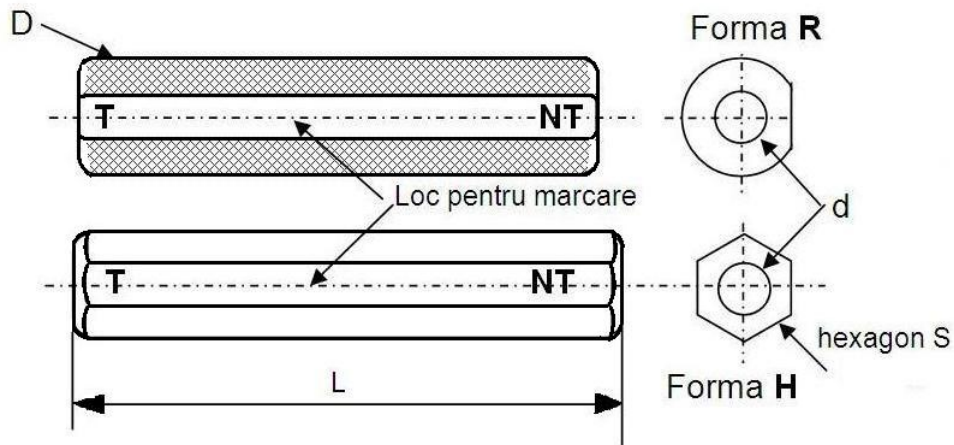


Figura 10.11. Mânere pentru calibrele tampon demontabile

Pe mânere, într-o zonă special destinată acestui scop, se marchează prin poansonare sau prin pantografieră părțile T și NT ale calibrului. Calibrele de dimensiuni mai mici de 3mm se vor realiza din același material cu mânerul.

Calibrele inel se realizează conform standardelor în ceea ce privește dimensiunile lor exterioare (vezi **fig.10.12**).

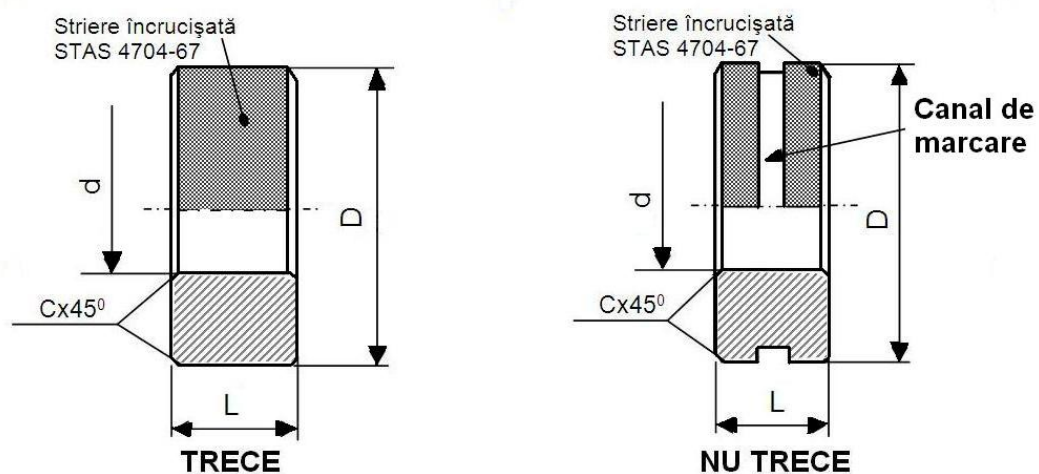


Figura 10.12. Calibrele inel T și NT

Calibrul inel partea NT va fi marcat prin intermediul unui canal circular care se va umple cu vopsea roșie.

Pentru asigurarea unui control mai rapid a dimensiunii unui arbore, uneori sunt folosite calibrele potcoavă.

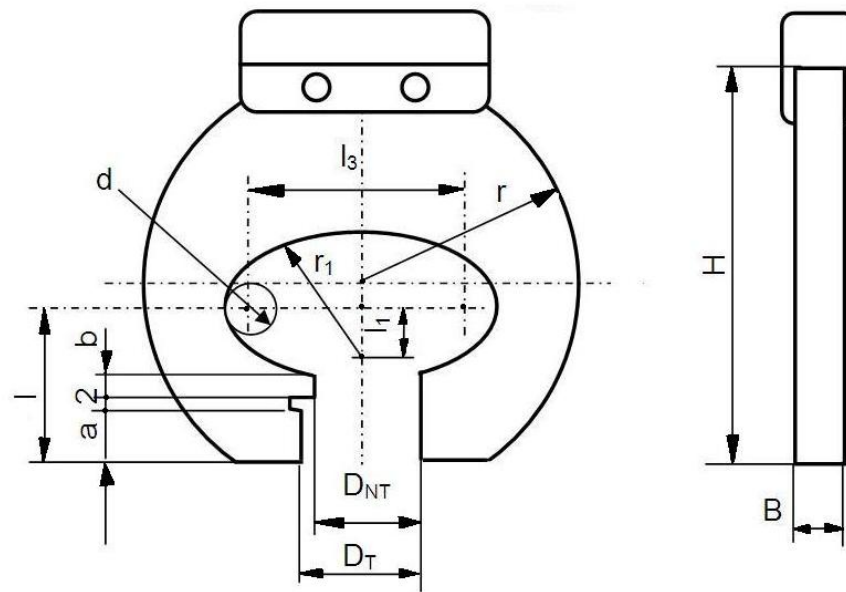


Figura 10.13. Calibrul potcoavă T-NT

Forma și dimensiunile exterioare ale acestor calibre potcoavă sunt date prin standarde, specific acestor tipuri de calibre este faptul că datorită formei (vezi **fig.10.13**) se asigură contactul aproape simultan a părții T și a părții NT, această din urmă parte fiind realizată sub forma unui mic prag construit în continuarea părții T.

10.7. Calibre pentru suprafețe conice

Pe lungimea porțiunii conice se vor trasa două rizuri (în cazul calibrului tampon conic) calculate astfel încât partea frontală a piesei să se poată găsi între aceste limite, în timpul operației de control. O altă soluție de control asigură înlocuirea rizurilor (care sunt mai greu de realizat cu precizie) cu porțiuni frezate, mult mai ușor de ajustat la dimensiunile impuse.

Să considerăm controlul piesei conice din **fig.10.14** cu ajutorul unui calibru tampon conic. Alezajul conic are o toleranță la diametru (T_D) uniform distribuită în lungul generatoarei conului (conicitatea este constantă indiferent de diametru).

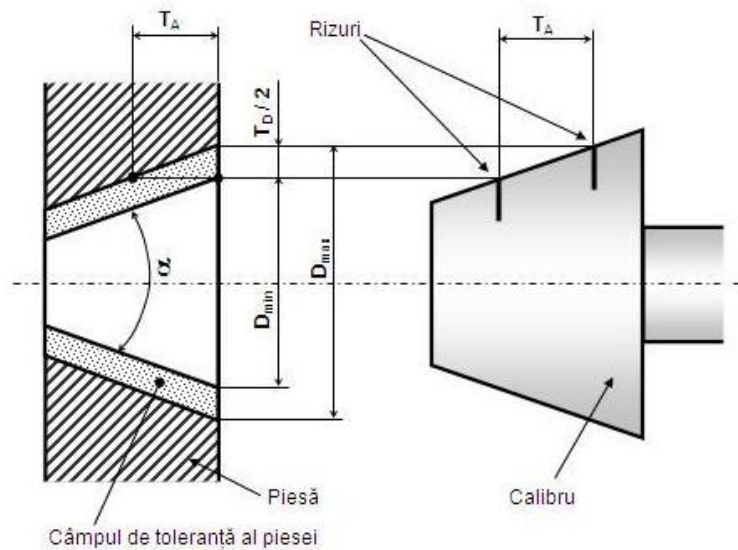


Figura 10.14. Calibrul tampon conic

Se poate remarca, pe direcție axială, că toleranța la diametru se transformă în toleranța axială (T_A), toleranță care se va regăsi ca distanță dintre rizurile trasate pe suprafața calibrului tampon conic. În zona rizului trasat la diametrul mare trebuie să avem un diametru egal cu diametrul maxim al alezajului conic.

O altă soluție mai precisă de control prevede înlocuirea rizurilor printr-o frezare (vezi **fig.10.15**) ce poate fi precis ajustată. Controlul se efectuează în același mod, urmărindu-se dacă fața frontală a piesei se încadrează în interiorul suprafeței frezate, uneori utilizându-se și o riglă cu muchie ascuțită care se va aduce în contact cu suprafața frontală a piesei.

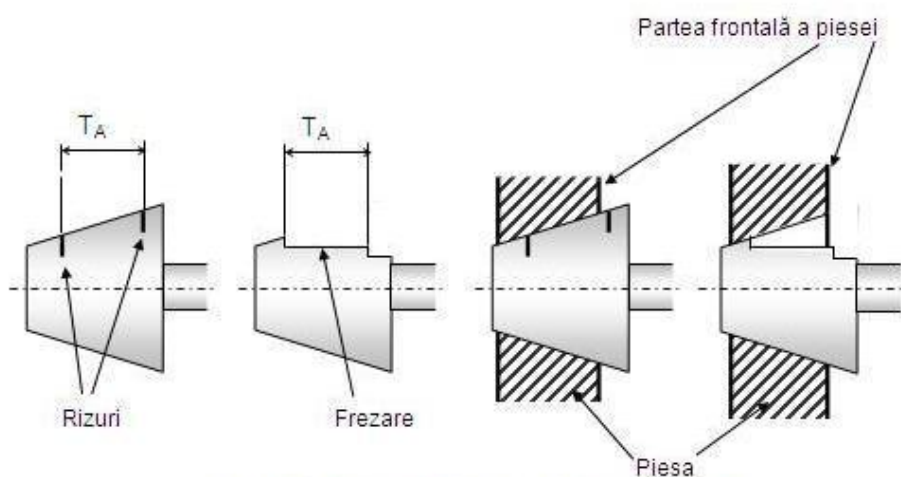


Figura 10.15. Forma calibrului tampon conic

10.8. Calibre limitative pentru suprafețe filetate

Pentru controlul suprafețelor filetate se utilizează perechi de calibre TRECE și NU TRECE, întocmai ca la controlul suprafețelor cilindrice. Există totuși unele diferențe, în sensul că un calibrul filetat, este de fapt un **calibrul complex** care controlează simultan mai mulți parametri. Astfel un calibrul partea TRECE va controla:

- diametrul mediul al filetului piesei;
- erorile de pas ale elicei filetului;
- erorile de unghi ale flancurilor elicei;
- abaterile de formă (circularitate, rectilinitatea axei geometrice pe toată lungimea filetului controlat);
- diametrul exterior minim la o piesă tip piuliță și respectiv diametrul interior maxim la o piesă tip șurub;
- rotunjirea dintre flancuri, la fundul filetului piesei.

Partea TRECE a calibrului nu va verifica însă diametrul exterior al unui șurub și respectiv diametrul interior al unei piulițe, deoarece acestea se verifică separat cu calibre netede sau cu mijloace universale de măsură. Nu se folosesc calibre cu suprafețe sferice sau calibre plate deoarece din cauza elicei filetului, acestea ar vicia rezultatele controlului.

Calibrul filetat partea NU TRECE va verifica:

- diametrul mediu al filetului;

Așa cum se poate constata partea NU TRECE a unui calibrul filetat controlează doar un singur parametru, de aceea profilul filetului acestui calibrul este realizat într-o formă redusă (profil redus) pentru a asigura contactul cu piesa doar în zona diametrului mediu.

Standardul STAS 8417/1-74 prevede condițiile de lucru cu calibrele limitative filetate. Astfel, se lucrează la o temperatură de referință de $20^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$, în următoarele condiții:

- calibrul filetat partea TRECE trebuie să se înșurubeze liber, fără efort, pe întreaga lungime a piesei;
- calibrul filetat partea NU TRECE, nu trebuie să se înșurubeze pe mai mult de **două spire**, în caz contrar piesa se respinge ca necorespunzătoare. Această prevedere este valabilă și pentru piesele cu filet de trei spire sau chiar mai puțin.

Numărul de spire pe care s-a înșurubat calibrul se determină la deșurubarea lui. Lungimea părții active TRECE trebuie să fie de cel puțin **7 spire** de filet. Partea NU TRECE este mai scurtă.

Toleranțe și control dimensional

Calibrul tampon filetat poate fi controlat cu mare precizie prin utilizarea de instrumente și aparate universale, în ceea ce privește elementele filetului. Calibrele inel filetate nu pot fi măsurate cu aproape nici un instrument universal de măsură, mai ales dacă au diametre mici. De aceea, pentru a se putea executa și controla sunt utilizate contracalibrele, adică niște calibre tampon cu parte T și NT care sunt realizate la dimensiuni bine determinate și care pot fi măsurate cu mare precizie. Aceste contracalibre ar fi de fapt niște instrumente de control de ordinul 2.

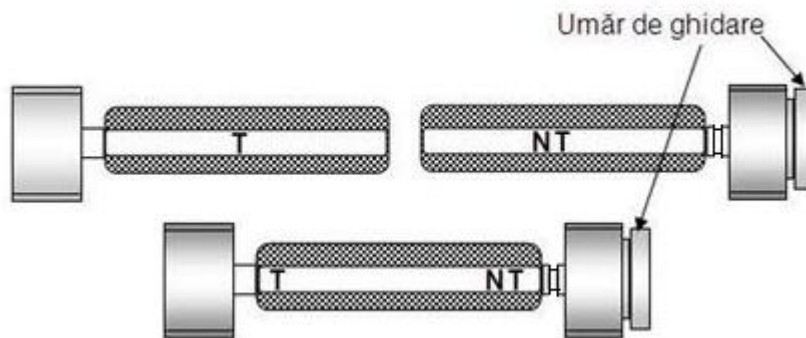


Figura 10.17. Forma calibrului tampon filetat

Vom avea deci contracalibru cu parte T și NT pentru calibrul inel TRECE și un alt contracalibru cu parte T și NT pentru calibrul inel NU TRECE. În plus, pentru a verifica starea de uzură a calibrului inel TRECE și a celui NU TRECE se utilizează câte un contracalibru special doar cu parte NT, numit contracalibru de uzură.

Contracalibrele trebuie să poată fi înșurubate în calibrele inel respective, dar nu mai mult de **o spirală**, dacă acest lucru se întâmplă, calibrul inel se consideră uzat și se scoate din exploatare.

Forma constructivă a calibrelor tampon filetate și a contracalibrelor filetate este asemănătoare cu cea a calibrelor tampon pentru suprafețe netede (fără a socoti zona cu filet), dar având în plus un umăr cilindric de ghidare (vezi **fig.10.17**) care permite o mai bună angajare a calibrului pe direcție axială, dar numai pentru calibrul tampon NU TRECE. Pentru

Toleranțe și control dimensional

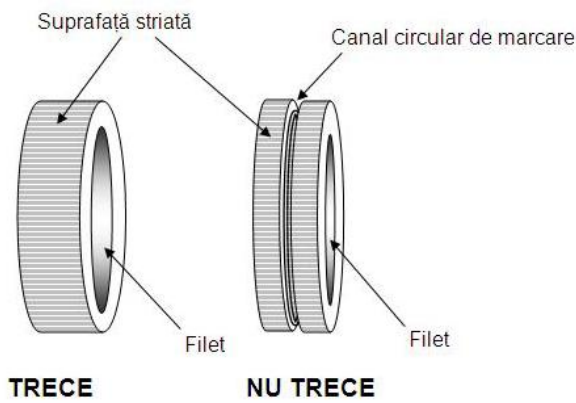


Figura . Forma calibrului inel filetat

Pentru controlul filetelor cilindrice exterioare se utilizează calibre inel, similare ca formă celor utilizate la controlul suprafețelor cilindrice netede (vezi **fig.10.18**). Partea TRECE a calibrului inel se execută cu o lățime mai mare decât a părții NU TRECE, deoarece aceasta din urmă nu trebuie să se înșurubeze pe piesă.

De obicei, la filetele obișnuite, destinate asamblării, piulița este executată în clasa de precizie **6H**, iar șurubul în clasa **6g**. Aceasta înseamnă că diametrul mediul al filetelor piuliței este tolerat în plus, începând de la profilul nominal, pe când diametrul mediul al filetelor șurubului este tolerat în minus, dar începând de la distanță inițială impusă (**EI**) față de profilul nominal.

Calculul calibrul tampon filetat

Cu notațiile de mai sus și conform modului de cotare a profilului filetelor calibrului tampon (vezi **fig.10.19**) se pot determina diametrele filetelor calibrului tampon partea T și NT (vezi **Tabelul 28**).

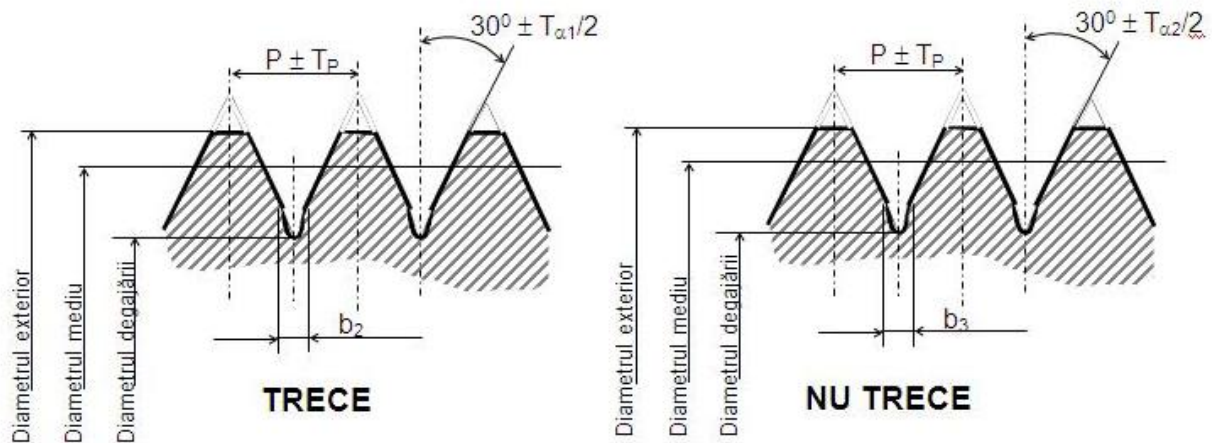


Figura 10.19. Profilul calibrului tampon filetat

Tabelul 28. Relațiile de calcul ale calibrelor tampon filetate

Dimensiunea	Tampon TRECE	Tampon NU TRECE
Diametrul exterior	$(D + EI + Z_{PL}) \pm T_{PL}$	$(D_2 + EI + TD_2 + T_{PL}/2 + 2F_1) \pm T_{PL}$
Diametrul mediu	$(D_2 + EI + Z_{PL}) \pm T_{PL}/2$	$(D_2 + EI + TD_2 + T_{PL}/2) \pm T_{PL}/2$
Diametrul mediu uzat	$D_2 + EI + Z_{PL} - W_T$	$D_2 + EI + TD_2 + T_{PL}/2 - W_{NT}$
Diametrul degajării (max.)	$D_1 + EI - H/6$	$D_1 + EI - H/6$

Valorile parametrilor care intră în relațiile de mai sus, sunt date în standardele de calibre sau în îndrumările de proiectare de specialitate [13].

Calculul calibrului inel filetat

Calibrele inel filetate destinate controlului pieselor de tip șurub se calculează în mod similar celor netede, intervenind aceleași probleme de concepție, cu deosebirea că la cele filetate problematica este mai complexă dat fiind numărul mare de parametri verificați simultan de către aceste calibre. Forma și modul de notare a diametrelor filetului calibrului sunt prezentate în **fig.10.20**

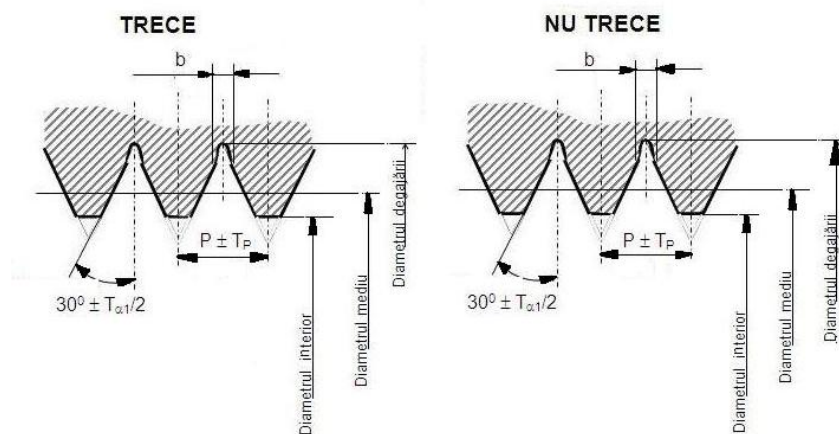


Figura 10.20. Profilul calibrului inel filetat

Pentru calculul dimensiunilor părților active ale calibrului inel se va utiliza **Tabelul 29**. Parametrii cuprinși în relațiile din tabel sunt dați în standarde sau în îndrumările de proiectare pentru calibre [13].

Tabelul 29. Relațiile de calcul ale calibrelor inel filetate

Dimensiunea	Inel TRECE	Inel NU TRECE
Diametrul interior	$(d_1 - es) \pm T_R/2$	$(d_2 - es - Td_2 - T_R/2 - 2F_1) \pm T_R$
Diametrul mediu	$(d_2 - es - Z_R) \pm T_R/2$	$(d_2 - es - Td_2 - T_R/2) \pm T_R/2$
Diametrul mediu uzat	$d_2 - es - Z_R + W_T$	$d_2 - es - Td_2 - T_R/2 + W_{NT}$
Diametrul degajării (minim)	$d - es + H/12 + T_{PL}$	$d - es + T_{PL}$

De notat faptul că pentru a putea fi realizat și mai ales controlat profilul filetelui acestui tip de calibr, este necesar să proiectăm și contracalibrele. Contracalibrele pentru calibrele inel filetate sunt calibre de tip tampon, adică niște calibre mai ușor de măsurat. Pe baza acelorași notații se pot determina valorile diametrelor contracalibrelor destinate fabricației și verificării calibrelor inel filetate (vezi **Tabelul 30**).

Tabelul 30. Relațiile de calcul ale contracalibrelor filetate

Contracalibru	Diametrul exterior	Diametrul mediu	Diametrul degajării (max.)
CF-T-T	$(d - es) \pm T_{PL}$	$(d_2 - es - Z_R - m) \pm T_{CP}/2$	$d_1 - es - Z_R - m - H/6$
CF-T-NT	$(d_2 - es - Z_R + T_R/2 + 2F_1) \pm T_{PL}/2$	$(d_2 - es - Z_R + T_R/2) \pm T_{CP}/2$	$d_1 - es - T_R/2 - H/6$
CU-T-NT	$(d_2 - es - Z_R + W_T + 2F_1) \pm T_{PL}/2$	$(d_2 - es - Z_R + W_T) \pm T_{CP}/2$	$d_1 - es - T_R/2 - H/6$
CF-NT-T	$(d - es) \pm T_{PL}$	$(d_2 - es - Td_2 - T_R/2 - m) \pm T_{CP}/2$	$d_1 - es - Td_2 - T_R/2 - m - H/6$
CF-NT-NT	$(d - es - Td_2) \pm T_{PL}$	$(d_2 - es - Td_2) \pm T_{CP}/2$	$d_1 - es - Td_2 - H/6$
CU-NT-NT	$(d - es - Td_2 - T_R/2 +$	$(d_2 - es - Td_2 - T_R/2 + W_{NT})$	$d_1 - es - Td_2 - H/6$

	$W_{NT} \pm T_{PL}$	$\pm T_{CP}/2$	
--	---------------------	----------------	--

10.9. Condițiile de execuție a calibrelor

Calibrele netede (partea activă) se execută din oțeluri de calitate, cu o bună rezistență la uzură. Se poate alege unul din următoarele materiale:

- oțel pentru rulmenți RUL 1, STAS 1456/1-80;
- oțel carbon de scule OSC10, OSC11, OSC12, STAS 1700-80;
- oțel aliat pentru scule 90VMn18, 200Cr120, STAS 3611-86;
- oțel carbon pentru cementare OLC10, OLC15, STAS 880-80.

• calibrele potcoavă pentru diametre peste 100 mm se pot executa prin turnare din Fc200, STAS 568-82.

Pentru execuția calibrelor și contracalibrelor filetate se va evita utilizarea oțelurilor carbon pentru cementare (OLC10, OLC15) deoarece filetul, deci chiar partea activă a calibrului, va trebui protejată la cementare pentru a preveni realizarea unei porțiuni prea dure și casante (grosimea stratului îmbogățit cu carbon ar fi practic egală cu grosimea piesei mai ales în zona vârfului filetelui).

După operația de degroșare calibrele trebuie supuse unui tratament termic, tratament în urma căruia suprafețele active vor trebui să prezinte o duritate de 58...62 HRC. Această duritate va permite utilizarea calibrului un timp cât mai îndelungat datorită rezistenței mari la uzură a suprafeței călite. Desigur, oțelurile carbon pentru cementare vor fi supuse înainte de călire la un proces de cementare, deci de îmbogățire a suprafeței exterioare cu carbon. După operația de finisare a părților active, stratul carburat nu trebuie să fie mai mic de 0,5 mm.

Muchiile părților active trebuiesc teșite sau rotunjite pentru a nu modifica rezultatele în timpul controlului pieselor. Pentru a preveni oxidarea părților neactive ale calibrelor, acestea se pot proteja prin brunare chimică (ACh / OL / Bru, sau ACh / Fe / Bru).

Lungimea părții filetate a calibrelor și contracalibrelor trebuie să fie conform standardelor de dimensiuni ale acestora, respectiv pentru partea TRECE să cuprindă **cel puțin 7 spire complete**, iar pentru partea NU TRECE de **cel puțin 4 spire complete**.

Rugozitatea suprafețelor calibrelor netede va avea următoarele valori:

- suprafețele active ale calibrelor și contracalibrelor..... $R_a 0,1$
- suprafețele active ale calibrelor și contracalibrelor pentru alezaje și arbori aflate în trepte de precizie până la 12 inclusiv..... $R_a 0,2$

Pentru calibrele și contracalibrele filetate, rugozitatea suprafețelor va avea următoarele valori:

- la flancurile filetului calibrelor T și NT..... $R_a 0,4$
- la flancurile filetului pentru contracalibre..... $R_a 0,2$

10.10. Verificarea calibrelor

După execuție, calibrele și contracalibrele trebuie verificate în ceea ce privește corespondența față de cotele prescrise de proiectant. Temperatura de referință la verificarea acestor calibre este de $20^{\circ} \pm 2^{\circ} \text{C}$. la această temperatură, dimensiunile calibrelor și contracalibrelor trebuie să se afle în limitele toleranțelor prescrise.

Verificarea dimensiunilor și a abaterilor de formă și de poziție se face cu mijloace universale de măsurare, sticle plane, cale plan-paralele, contracalibre, cât și cu aparate opto-mecanice de precizie.

La calibrele și contracalibrele tampon netede se verifică diametrele părților active în cel puțin 3 secțiuni diferite, repartizate uniform în lungul axei de simetrie, dintre care 2 secțiuni la distanța de $1/3$ din lungimea părții calibrate de la marginea teșiturii sau rotunjirii, iar a treia luată la alegere. La fiecare secțiune, verificarea diametrului se face pe cel puțin două diametre perpendiculare.

BIBLIOGRAFIE

1. **DRAGU, D.** ș.a. (1982) *Toleranțe și măsurători tehnice*. București, Editura Didactică și Pedagogică.
2. **DODOC, D.** ș.a. (1979) *Metrologie generală*. București, Editura Didactică și Pedagogică.
3. **FILIP, Natalia** și **ȘUREA, N.** (2000) *Fabricarea automobilelor și control dimensional*. Brașov, Editura Universității.
4. **IVAN, M.** ș.a. (1980) *Mașini-unelte și control dimensional*. București, Editura Didactică și Pedagogică.
5. **LĂZĂRESCU; I.** și **ȘTEȚIU, Cosmina.** (1984) *Toleranțe și ajustaje, calculul cu toleranțe, calibre*. București, Editura Tehnică.
6. **MILITARU, C.** și **MOLDOVEANU, M.** (1991) *Controlul dimensiunilor mari în construcția de mașini*. București, Editura Tehnică.
7. **OLTEANU, R.** și **VALASA, I.** (1992) *Dispozitive de precizie pentru strunjire, găurire, frezare*. București, Editura Tehnică.
8. **STĂNESCU, I.** și **TACHE, V.** (1979) *Dispozitive pentru mașini-unelte. Proiectare, construcție*. București, Editura Tehnică.
9. **STURZU, A.** ș.a. (1976) *Mașini-unelte și control tehnic. Precizia prelucrării și controlul tehnic*. Vol. I, II. București, Institutul Politehnic.
10. **STURZU, A.** (1977) *Bazele proiectării dispozitivelor de control al formei și poziției relative a suprafețelor în construcția de mașini*. București, Editura Tehnică.
11. **ȘTEȚIU; M.G.V.** (1998) *Dispozitive de prelucrare și control. Construcție și exploatare*. București, Editura Didactică și Pedagogică.
12. **TERO, M.** (1993) *Calibre netede și filetate. Îndrumar de proiectare*. Tîrgu-Mureș, Universitatea Tehnică.
13. **TERO, M.** și **Papp, I.** (2002) *Dispozitive de control*. Tîrgu-Mureș, Editura Universității "Petru Maior".
14. **TERO, M.** și **OPELSZ, Helen.** (2008) *Toleranțe și control dimensional*. Cluj-Napoca, Editura Napoca Star.
15. **TERO, M.** (1998) *Proiectarea dispozitivelor*. Tîrgu-Mureș, Universitatea "Petru Maior".