

Mecanica materialelor

Descrierea CIP a Bibliotecii Naționale a României
BÂRSĂNESCU, PAUL DORU

Mecanica materialelor / Paul Doru Bârsănescu,
Dan Mihai Constantinescu, Nicolae Faur. - București :
Editura Academiei Oamenilor de Știință din România,
2011

ISBN 978-606-8371-41-2

I. Constantinescu, Dan Mihai

II. Faur, Nicolae

620.1:62.002.3

Editura Academiei Oamenilor de Știință din România

Adresa: Splaiul Independenței, nr. 54, sectorul 5, cod 050094 București, România

Redactor: ing. Mihail CĂRUȚAȘU

Tehnoredactor: prof. Andrei PETRESCU

Documentarist: ing. Ioan BALINT

Coperta: ing. sist. Adrian Nicolae STAN

Copyright © Editura Academiei Oamenilor de Știință din România,
București, 2011

Paul Doru Bârsănescu
Dan Mihai Constantinescu
Nicolae Faur

Mecanica materialelor



Editura Academiei Oamenilor de Știință din România
București
2011

Cuprins

Cap. 1 Noțiuni introductive	7
Cap. 2 Solicități axiale (tracțiune sau compresiune)	29
Cap. 3 Răsucirea barelor de secțiune circulară	37
Cap. 4 Tensiuni normale în bare drepte sollicitate la încovoiere pură	47
Cap. 5 Solicități compuse. Teorii de rezistență	71
Cap. 6 Sisteme de bare static nedeterminate	81
Cap. 7 Solicități dinamice	93
Cap. 8 Flambajul barelor drepte	99

Capitolul 1

Noțiuni introductive

Obiectul disciplinei

Mecanica Materialelor face parte din grupul de discipline numit Mecanica solidului deformabil, care mai cuprinde discipline ca Teoria Elasticității, Teoria Plasticității etc. Toate aceste discipline cuprind o parte teoretică și una experimentală. Partea experimentală se ocupă cu încercarea materialelor în vederea determinării caracteristicilor lor fizice (elastice și mecanice), determinarea comportării materialelor în anumite condiții de mediu și solicitare, verificarea părții teoretice etc. Partea teoretică se ocupă cu modelarea matematică a comportării materialelor.

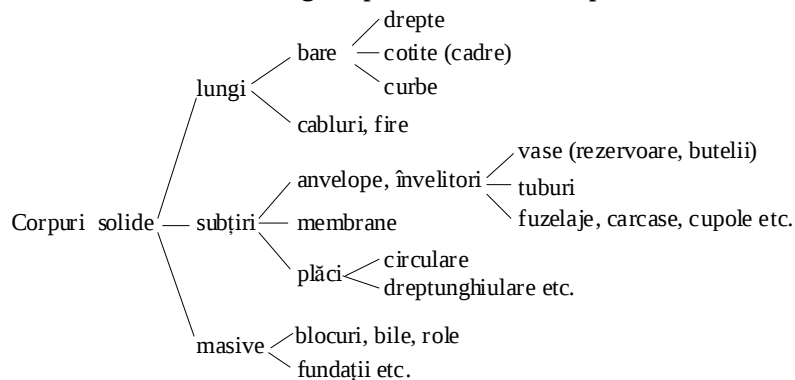
Clasificarea corpurilor

Corpurile pot fi clasificate funcție de forma lor. Această clasificare nu are numai un scop didactic. Pentru fiecare categorie de corpuri există relații specifice de calcul.

Părțile componente ale mașinilor și ale structurilor (organele de mașini și elementele de construcții) au forme diverse, funcție de rolul lor funcțional. Având în vedere raportul dintre cele trei dimensiuni de gabarit, putem deosebi:

- Corpuri *lungi*, care au o dimensiune mult mai mare decât celelalte două;
- Corpuri *subțiri*, care au o dimensiune mult mai mică decât celelalte două;
- Corpuri *masive*, la care cele trei dimensiuni au valori comparabile.

La rândul lor, aceste categorii pot fi clasificate după cum urmează:

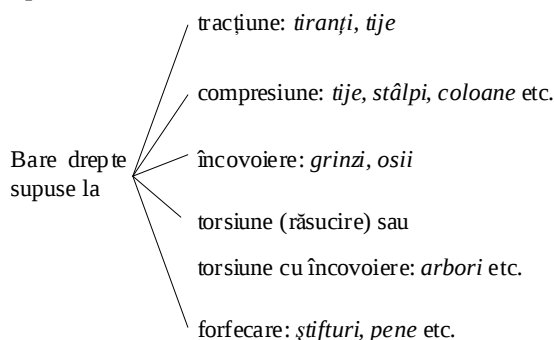


Cablurile sau firele flexibile sunt solicitate numai la tracțiune.

Barele drepte pot fi de secțiune constantă pe toată lungimea, variabilă continuu sau în trepte (bare cu tronsoane).

În categoria barelor drepte pot fi asimilate piese ca biele, palete de turbină, cuțite de strung, osii, grinzi, stâlpi, arbori de transmisie, tijele șuruburilor sau niturilor, etc. În mod convențional, barele vor fi prezentate prin axa lor generică, trasată cu linie groasă.

Barele drepte pot fi: denumite funcție de solicitarea la care sunt supuse:



Ipoteze

Modelul clasic, care stă la baza Rezistenței Materialelor și a Teoriei Elasticității, este adecvat comportării oțelului (materialul cel mai utilizat material în construcția de mașini) solicitat în domeniul de proporționalitate, dar și altor materiale care au o comportare similară.

Ipotezele simplificatoare care stau la baza acestui model sunt următoarele:

1. **Ipoteza mediului continuu.** La scară macromecanică materia poate fi considerată continuă și nu discretă cum este în realitate (formată din atomi și molecule). Adoptarea acestei ipoteze permite lucrul cu funcții continue, trecerea la limită, etc. și înlătură marile dificultăți de calcul întâlnite în fizica corpului solid;
2. **Ipoteza omogenității mediului.** Materialul este considerat omogen, având aceleași proprietăți fizico-chimice în tot volumul său;
3. **Ipoteza mediului izotrop.** Materialul este considerat izotrop (caracteristicile elastice și mecanice sunt aceleași în toate direcțiile). De studiul materialelor anizotrope se ocupă un capitol special al Rezistenței Materialelor și Teoriei Elasticității;
4. **Ipoteza elasticității perfecte.** Materialul studiat este considerat perfect elastic, adică revine la forma și dimensiunile inițiale după înlăturarea sarcinilor. Această ipoteză este echivalentă cu cea a mediului adiabatic, care nu face schimb de energie cu exteriorul;
5. **Ipoteza deformațiilor mici.** Experimental se constată că deformațiile elastice sunt foarte mici în raport cu dimensiunile corpurilor. La oțeluri

curgerea începe la $\epsilon_c = 0,2\%$ iar limita domeniului de elasticitate este $\epsilon_e = 0,02\%$. Asemenea deformății specifice pot fi considerate practic infinit mici. Această ipoteză conduce la simplificarea calculelor (infiniții mici de ordinul doi care pot fi neglijate, etc.). Un capitol special al Teoriei elasticității se ocupă de studiul corpurilor elastice cu deformății finite sau chiar mari (cum ar fi cele confecționate din cauciuc, elastomeri, etc.);

6. **Ipoteza proporționalității între tensiuni și deformății.** Pentru o curbă caracteristică liniară este valabilă legea lui Hooke. Pentru materiale elastice care au o curbă caracteristică neliniară, legea lui Hooke poate fi înlocuită, dar aceasta complică mult analiza tensiunilor și deformățiilor.
8. **Principiul lui Saint-Venant.** Dacă un sistem de forțe este înlocuit cu un alt sistem static echivalent, aceasta produce diferențe apreciable în starea de tensiuni și deformății din vecinătatea forțelor dar rămâne fără efect (sau cu efecte neglijabile) la distanțe suficient de mari de locul de aplicație a forțelor.
9. **Ipoteza stării naturale.** Aceasta presupune că în corpurile solide nu există tensiuni în lipsa sarcinilor. Admițând această ipoteză, se poate demonstra teorema lui Khirchoff care spune că pentru un corp, o rezemare și un sistem de sarcini date, starea de tensiuni și deformății este unică. În realitate toate operațiile tehnologice, care produc încălziri și deformății plastice neuniforme produc tensiuni care rămân în corp în lipsa încărcărilor, numite tensiuni remanente. Aceste tensiuni influențează semnificativ comportarea la solicitări variabile. În cazul solicitărilor statice ele pot avea un efect benefic dacă sunt de sens contrar tensiunilor create de către sarcini, conducând la creșterea capacității portante. De multe ori însă ele sunt nefavorabile, lucrând în același sens cu tensiunile de serviciu. Tensiunile remanente pot fi mult diminuate în urma unui tratament termic de detensionare. Acest tratament este dificil de aplicat structurilor de mari dimensiuni.
10. **Ipoteza lui Bernoulli** sau ipoteza secțiunilor plane este admisă în Rezistența Materialelor dar nu și în Teoria Elasticității. Această ipoteză nu se verifică riguros în toate cazurile studiate, însă aduce o scădere semnificativă a volumului de calcul. Ipoteza este formulată astfel: secțiuni plane, normale pe axa geometrică a barei nedeformate, rămân plane și perpendiculare pe axa barei deformată. Calculul barelor drepte supuse la încovoiere simplă este mult mai laborios în Teoria elasticității (care nu face apel la ipoteza lui Bernoulli), însă în același timp rezultatele sunt mai precise.

Forțe și momente exterioare

Reazeme și reacțiuni

În Mecanica materialelor corpurile sunt studiate în legătură cu alte corpuri înconjurătoare. Altfel spus, ele sunt figurate împreună cu *legăturile* sau *reazemele* lor. Rolul reazemelor este de a suprima anumite grade de libertate ale corpului. Funcție de numărul gradelor de libertate preluate, în plan avem trei tipuri de reazeme:

- *Rezemarea simplă* (suprimă translația pe o direcție, într-unul sau ambele sensuri);
- *Articulația cilindrică* sau articulația simplă (suprimă translația pe două direcții);
- *Încastrarea* (preia translația pe două direcții și rotirea).

Reazemele prezentate mai sus au în multe cazuri deformații mult mai mici decât corpurile pe care le fixează și în consecință vor fi considerate *perfect rigide*. În practică pot fi întâlnite uneori și reazeme cu deformații mari, numite *reazeme tasabile*.

Suprimarea unor grade de libertate se realizează prin apariția în reazem a unor forțe (care împiedică una sau două translații) și/sau momente (care împiedică rotirea).

Forțele și momentele care apar în reazeme se numesc reacțiuni.

În Tabelul 1.1 se prezintă schematic tipurile de reazeme și reacțiunile care apar în plan. Cu linie groasă s-a prezentat o porțiune de bară.

Calculul reacțiunilor reprezintă o problema importantă.

Dacă numărul reacțiunilor este cel mult egal cu numărul ecuațiilor de echilibru, acestea pot fi calculate din ecuațiile staticii. Asemenea *sisteme* se numesc *static determinate*.

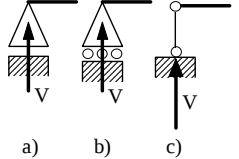
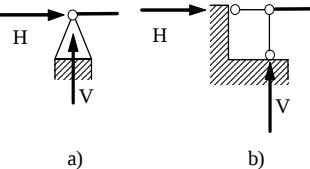
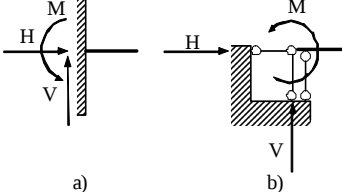
La sistemele static nedeterminate, numărul necunoscutelor (reacțiunilor) depășește pe cel al ecuațiilor de echilibru. *Sistemul format din ecuațiile de echilibru este completat cu un număr corespunzător de ecuații scrise în urma studierii deformațiilor corpului*. Rezolvând sistemul compatibil astfel format, se determină reacțiunile.

În *teoria de ordinul I*, ecuațiile de echilibru sunt scrise pentru corpul nedeformat (dacă deformațiile și deplasările mici nu influențează sensibil valoarea reacțiunilor, atunci ele pot fi neglijate la calculul acestora).

În anumite cazuri speciale, cum ar fi cel al unor deplasări elastice mari, ecuațiile de echilibru vor fi scrise pentru poziția finală a corpului deformat (*teoria de ordinul II*).

Tabelul 1.1

Reazeme și reacțiuni în plan

Grade de lib. supri- mate	Denumirea reazemului	Deplasări		Reprezentări schematizate
		Suprimate	Permise	
1	Rezareme simplă	Translația pe o direcție (de exemplu pe verticală)	Translație pe o direcție (orizontală) și rotire	 a) b) c)
2	Articulația cilindrică (simplă)	Translația (pe două direcții)	Rotire	 a) b)
3	Încăstrarea	Translația și rotirea	—	 a) b)

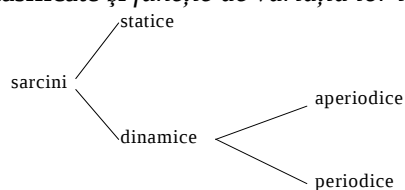
Încărcări (sarcini)

Forțele și momentele care încarcă corpul se numesc *sarcini*. În practică se întâlnesc forțe care acționează asupra unor suprafețe foarte mici (forțe concentrate) sau asupra unor suprafețe mari (forțe *distribuite*). Forțele distribuite apar ca urmare a acțiunii presiunii, la prelucrarea pământului etc. Forțele de greutate și de inerție, care fac parte din categoria forțelor *masice*, sunt de asemenea forțe distribuite.

Înlocuirea forțelor distribuite cu forțe concentrate nu este posibilă în mecanica solidului deformabil decât într-un număr limitat de situații, cum ar fi calculul reacțiunilor, când de fapt corpul încă este considerat rigid etc.

În practică pot fi întâlnite forțe distribuite după diferite legi: constante, liniare, parabolice, exponențiale etc.

Sarcinile mai pot fi clasificate și *funcție de variația lor în timp*:



La *sarcinile statice* intensitatea crește într-un timp relativ îndelungat (de ordinul zecilor de secunde) și rămân constante după ce au atins intensitatea maximă. Putem avea de asemenea *sarcini dinamice*, care se aplică cu viteză mare, cum ar fi în cazul șocurilor. Tot în categoria sarcinilor dinamice se încadrează *sarcinile periodice* sau *aperiodice* (Figura 1.1).

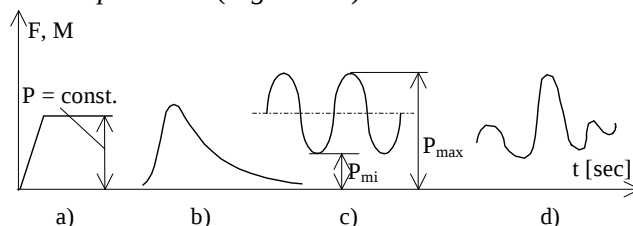
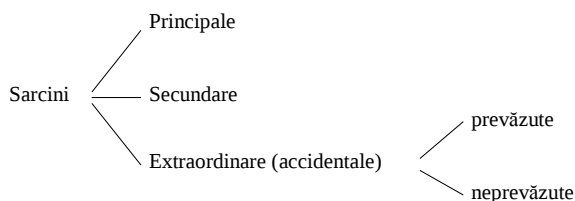


Figura 1.1: Variația sarcinilor în timp: a) sarcini statice, b) dinamice, c) periodice și d) aperiodice

Calculule de rezistență țin cont de modul de acțiune al sarcinilor în timp (static, prin șoc, alternant). *Funcție de importanța lor*, sarcinile pot fi clasificate astfel:



Forțe și momente interioare (eforturi)

Solidele au o formă și un volum propriu. Acest lucru este o consecință a forțelor puternice de atracție existente între particulele lor (molecule, atomi). Încărcând corpul cu sarcini, acesta se deformează ca urmare a variației distanțelor interatomice. Ruperea corpului înseamnă de fapt desfacerea legăturilor dintre perechile de atomi.

Făcând o secțiune imaginară (cu planul Π) printr-un corp solid asupra căruia acționează un sistem de sarcini (Figura 1.2 a)), se pun în evidență aceste forțe interatomice de legătură. Aceste forțe sunt perechi, egale și de sensuri contrare, conform legii acțiunii și reacțiunii (Figura 1.2 b)). Rezultanta tuturor forțelor de legătură de pe secțiunea uneia din părți este o forță $\vec{R}$, care acționează într-un punct oarecare al secțiunii. Reducând această forță la centrul de greutate al secțiunii, se va obține rezultanta $\vec{R}$ și momentul resultant $\vec{M}_R$, numite *eforturi* (Figura 1.2 c)). Eforturile $\vec{R}$ și $\vec{M}_R$ de pe cele două fațete sunt egale și de sensuri contrare.

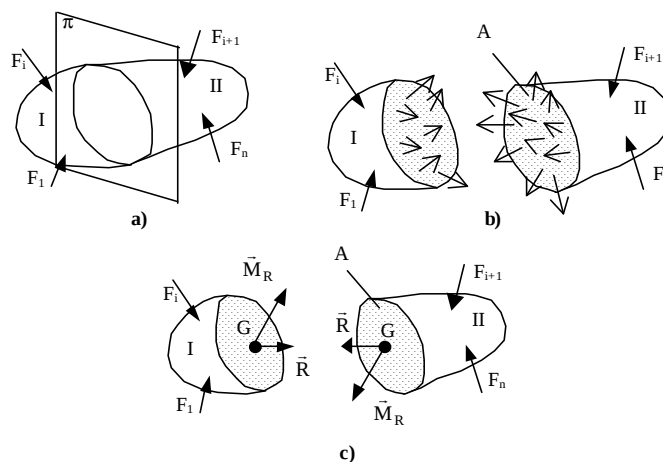


Figura 1.2: Secțiune imaginară printr-un corp încărcat cu un sistem de forțe a), punerea în evidență a forțelor de legătură b), și a eforturilor c)

Admițând un sistem triortogonal cu originea în centrul de greutate al suprafeței rezultată prin secționare, componentele eforturilor după cele trei axe vor fi notate $\vec{R}(N, T_y, T_z)$ și $\vec{M}(M_x, M_y, M_z)$, ca în Figura 1.3.

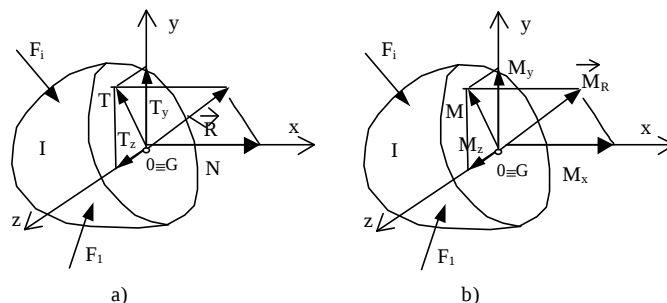


Figura 1.3: Componentele eforturilor față de un sistem triortogonal cu originea în centrul de greutate al secțiunii

Axa Ox coincide cu axa geometrică a barei drepte. Componenta N , normală la secțiune, se numește *forță axială* și apare în cazul solicitărilor axiale (tracțiune sau compresiune). Componentele T_y și T_z sunt în planul secțiunii. Ele se numesc *forțe tăietoare* deoarece, așa cum se va arăta ulterior, apar la solicitarea de tăiere (forfecare). Componenta M_x este normală pe secțiune, apare la torsiunea (răsucirea) barelor și se numește *moment de torsiune*. Componentele M_z și M_y sunt în planul secțiunii, apar la încovoierea barelor și se numesc *momente de încovoiere* (*momente încovoietoare*).

Metoda secțiunilor

Metoda secțiunilor este utilizată pentru evidențierea și determinarea celor șase componente ale eforturilor. În plan se există cel mult trei componente nenule.

Metoda constă în secționarea imaginară a unui corp aflat în echilibru sub acțiunea unui sistem de sarcini. *Deoarece corpul (sau sistemul de corpuri) se află inițial în echilibru, atunci orice parte a sa se va afla în echilibru dacă se figurează acțiunea părții îndepărtate asupra părții rămase, adică se figurează eforturile din secțiune.* Se izolează apoi oricare din cele două părți rezultate după secționare. Scriind pentru această porțiune de corp ecuațiile de echilibru, se determină eforturile.

Metoda secțiunilor transferă eforturile din categoria forțelor și momentelor interioare în cea a forțelor și momentelor exterioare.

Scriind *ecuațiile de echilibru pentru o porțiune din corpul astfel secționat*, se determina eforturile. Deoarece eforturile pot fi stabilite astfel în orice secțiune a corpului, se pot trasa curbele lor de variație, numite *diagrame de eforturi*.

Fie o bară aflată în echilibru sub acțiunea sarcinilor și reacțiunilor, raportată la un sistem de axe triortogonal drept, cu axa Ox orientată după axa geometrică a barei. Se face o secțiune imaginară prin bară. Pe fiecare din cele două fațete rezultate prin secționare se duce versorul normalei, plecând din secțiune. Se consideră pozitivă fațeta care are versorul normalei orientat în sensul axei Ox și negativă cea cu versorul orientat în sens contrar (*Figura 1.4*). Prin secționare se obțin deci două fațete: una pozitivă și alta negativă.

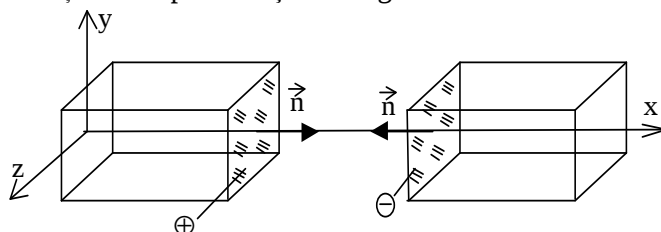


Figura 1.4: Fațeta pozitivă și negativă, obținute în urma secționării unei bare

Eforturile de pe fațeta pozitivă, orientate în sensul pozitiv al axelor, vor fi considerate pozitive și negative dacă sunt orientate în sens contrar.

Eforturile de pe fațeta negativă, orientate în sensul negativ al axelor, vor fi considerate pozitive iar în sensul axelor negative (*Figura 1.5*).

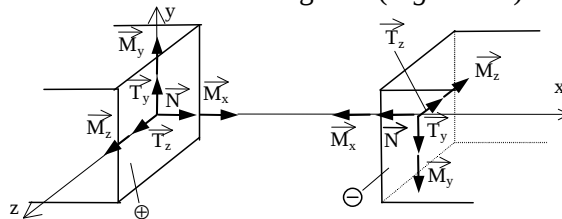


Figura 1.5: Eforturi pozitive

Izolând un element de bară prin două secțiuni infinit apropiate, el va fi în echilibru dacă asupra celor două fațete ale sale, rezultate în urma secționării, vor acționa numai eforturi pozitive sau numai negative (Figura 1.6 a), b)). Aceasta este regula de semn utilizată la trasarea diagramelor de eforturi (Figura 1.6 c), d)).

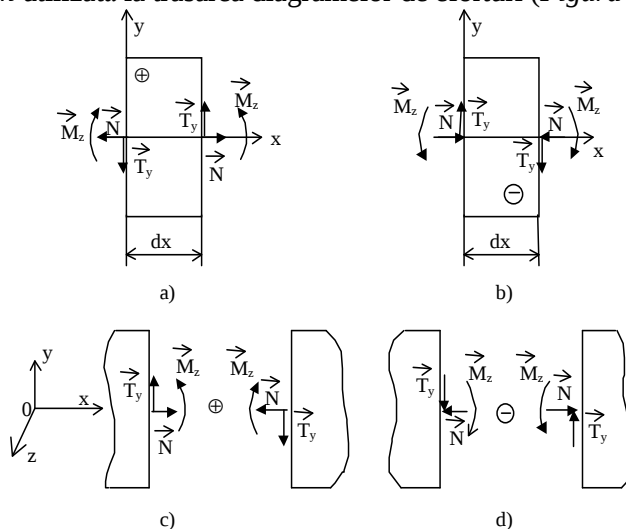


Figura 1.6: Element de bară aflat în echilibru sub acțiunea eforturilor pozitive a) și respectiv negative b) și eforturile pozitive c) și negative d) pentru grinzi

Tensiuni

Dacă în Figura 1.2 b), forțele de legătură ar fi înlocuite cu o forță static echivalentă uniform distribuită pe suprafața secțiunii A , intensitatea acesteia ar fi

$$\vec{p}_{med} = \frac{1}{A} \vec{R} \quad (1-1)$$

Această mărime se numește *tensiune medie* sau efort unitar mediu și se măsoară în unități de presiune [MPa]. Repartiția forțelor de legătură este aproximativ constantă numai în unele cazuri particulare. De cele mai multe ori, abaterile locale de la valoarea medie sunt semnificative. Valoarea medie nu mai poate fi relevantă în asemenea situații deoarece ruperea va începe din punctele cele mai solicitate. În consecință, trebuie să se ia în considerare valorile locale ale tensiunii. Acest lucru poate fi realizat prin considerarea unei mici suprafețe finite ΔA , din jurul punctului P și nu a întregii suprafețe a secțiunii.

Rezultanta forțelor de legătură de pe suprafața ΔA se notează $\Delta \vec{R}$. Similar se poate calcula tensiunea medie pe suprafața ΔA (Figura 1.7 a), b))

$$\vec{p}_{med\Delta A} = \frac{\Delta \vec{R}}{\Delta A} \quad (1-2)$$

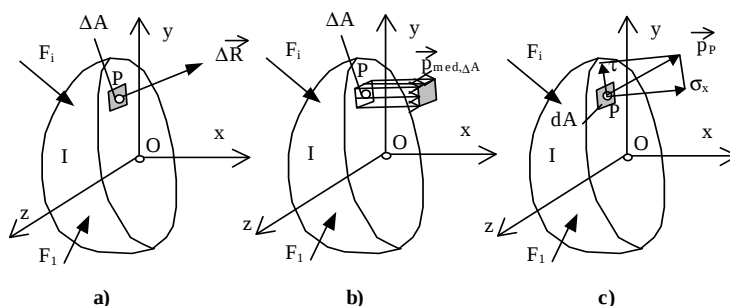


Figura 1.7: Izolarea imagină a unei porțiuni din corp și figurarea rezultantei forțelor de legătură, a tensiunilor medii de pe suprafața ΔA a),b) și a tensiunii $\vec{p}_P$ în punctul P c)

Considerând materia continuă și nu discretă (vezi paragraful *Ipoteze*), se poate restrânge oricât de mult elementul de suprafață în jurul punctului P , trecerea la limită fiind permisă în aceste condiții. Se obține astfel valoarea tensiunii în punctul P

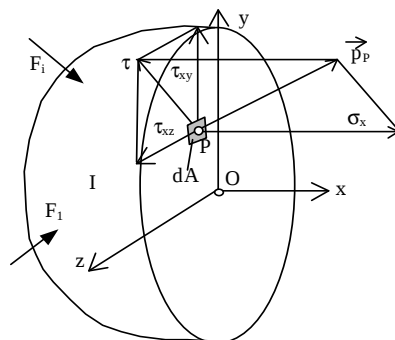
$$\vec{p}_P = \lim_{dA \rightarrow 0} \frac{d\vec{R}}{dA} \quad (1-3)$$

Tensiunea într-un punct se măsoară de asemenea în unități de presiune [$\text{N/mm}^2 = \text{MPa}$] și depinde atât de $d\vec{R}$ cât și de *orientarea elementului de suprafață* dA . În consecință ea este mai complexă decât un simplu vector, fiind o *mărime tensorială*.

Tensiunea poate fi descompusă prin proiecție pe direcția normalei (componenta σ_x , numită *tensiune normală*) și pe planul secțiunii (componenta τ , numită *tensiune tangențială*). La rândul său, componenta τ poate fi descompusă în planul yOz , obținându-se componentele τ_{xy} și τ_{xz} (*Figura 1.8*).

Cele trei componente ale tensiunii sunt $\vec{p}(\sigma_{xx}, \tau_{xy}, \tau_{xz})$. Pentru tensiunea normală σ_{ii} și cea tangențială τ_{ij} , primul indice desemnează axa normală la planul secțiunii (O_i) iar al doilea axa cu care tensiunea este paralelă (axa O_i și respectiv O_j). În unele lucrări tensiunea normală se notează cu un singur indice, σ_i .

Astfel, pentru componentele tensiunii din *Figura 1.8*, σ_x este orientat pe direcția axei Ox , τ_{xy} și τ_{xz} sunt în planul yOz (la care Ox este normală) și sunt paralele cu axele Oy și respectiv Oz .

Figura 1.8: Tensiunea p și componentele sale

Ecuatii de echivalență

Se izolează o porțiune dintr-un corp aflat în echilibru sub acțiunea unui sistem de forțe și se admite un sistem de referință cu originea în centrul de greutate al secțiunii transversale. Se figurează eforturile și tensiunile într-un punct P al secțiunii.

Deși în cazul general în secțiune apar șase componente ale efortului (trei forțe și trei momente), în *Figura 1.9 a*) s-au prezentat numai forțele (N , T_y , T_z) iar în *Figura 1.9 b*) s-au prezentat momentele (M_x , M_y , M_z).

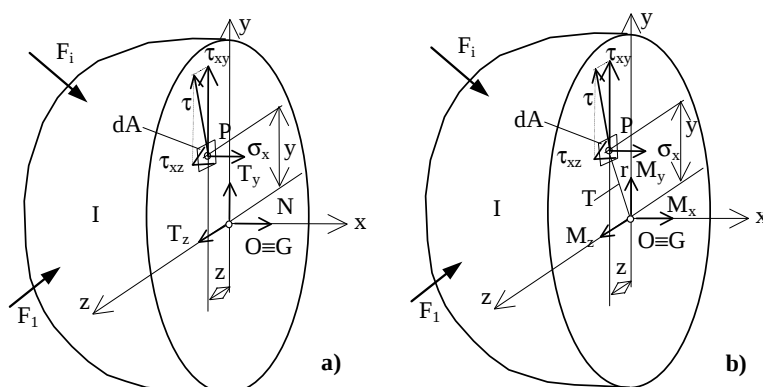


Figura 1.9: Tensiuni și eforturi într-o secțiune.

În cazul general eforturile din figurile a) și b) apar simultan

Pentru porțiunea de corp din *Figura 1.9* se scriu ecuațiile de echilibru în secțiune (trei ecuații de proiecții ale forțelor pe axe și trei ecuații de moment față de axe); forțele elementare fiind egale cu produsul dintre tensiuni și elementul de suprafață:

$$N = \int_A \sigma_x dA \quad (1-4a)$$

$$M_x = \int_A (\tau_{xy}z - \tau_{xz}y) dA = \int_A \tau dA \quad (1-4d)$$

$$T_y = \int_A \tau_{xy} dA \quad (1-4b)$$

$$M_y = \int_A \sigma_x z dA \quad (1-4e)$$

$$T_z = \int_A \tau_{xz} dA \quad (1-4c)$$

$$M_z = \int_A \sigma_x y dA \quad (1-4f)$$

Deplasări și deformații

Prin *deplasare* se înțelege modificarea poziției unui punct sau a unei secțiuni a corpului, iar prin *deformație* modificarea distanței dintre puncte sau secțiuni, sau a unghiurilor dintre două segmente duse printr-un punct. Există următoarele tipuri de deplasări:

- *Deplasări cinematice*, atunci când legăturile permit deplasări mari și corpul își poate modifica poziția în spațiu;
- *Deplasări elastice* sau elasto-plastice, produse ca urmare a deformării corpului, atunci când acesta își modifică dimensiunile și forma geometrică inițială. Dacă deformațiile dispar după înlăturarea sistemului de sarcini (corpul revine la forma și dimensiunile inițiale), se spune că avem deformații elastice.

Fie un punct O din interiorul unui corp elastic. După aplicarea sarcinilor corpul se deformează și punctul ajunge în O' . *Deplasarea totală* a punctului va fi vectorul $\vec{\Delta}$ cu originea în O și vârful în O' . Proiecțiile lui $\vec{\Delta}$ pe axele sistemului triortogonal se notează cu u , v și w și se numesc *componentele deplasării*. Este evident că între aceste mărimi există relația

$$\Delta = \sqrt{u^2 + v^2 + w^2} \quad (1-5)$$

Aceste deplasări liniare se măsoară în unități de lungime [mm].

Fie punctele A, B interioare corpului solid, care determină segmentul $[AB]$ și punctele C, O, D astfel încât între segmentele $[OC]$ și $[OD]$ există un unghi drept. După deformare punctele se deplasează în A', B', C', D' și respectiv O' (Figura 1.10).

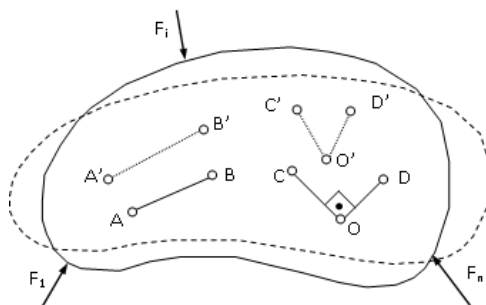


Figura 1.10: Deplasări ale punctelor din interiorul unui corp deformat

Numim *deformație liniară absolută* variația lungimii segmentului $[AB]$

$$\delta = \Delta l = [A'B'] - [AB] = l - l_0 \quad (1-6)$$

Această mărime se măsoară în unități de lungime [mm].

Se numește *deformație liniară specifică* sau *alungire specifică* limita raportului dintre deformația liniară absolută și lungimea inițială a segmentului [AB]

$$\varepsilon = \lim_{[AB] \rightarrow 0} \frac{[A'B'] - [AB]}{[AB]} \quad (1-7)$$

Tinând cont de (1-6), relația (1-7) devine

$$\varepsilon = \lim_{l_0 \rightarrow 0} \frac{\delta}{l_0} \quad (1-8)$$

Alungirea specifică este o *mărime adimensională*. Se poate înmulți cu 100, fiind astfel exprimată în procente [%]. Ea reprezintă *variația unității de lungime*.

Termenul general de *alungire specifică* nu precizează dacă segmentul [AB] își mărește sau micșorează dimensiunile după deformarea corpului. Dacă dorim să facem aceste precizări, termenul general va fi înlocuit cu unul din termenii:

- *Lungire specifică*, când dimensiunile cresc, (adică $[A'B'] > [AB]$ și $\varepsilon > 0$);
- *Scurtare specifică*, când dimensiunile scad, (adică $[A'B'] < [AB]$ și $\varepsilon < 0$).

Se numește *deformație unghiulară* sau *lunecare specifică* mărimea cu care variază unghiul drept construit în vecinătatea unui punct O din interiorul corpului

$$\gamma = \lim_{\substack{[OC] \rightarrow 0 \\ [OD] \rightarrow 0}} (\widehat{COD} - \widehat{C'O'D'}) \quad (1-9)$$

Pentru o lunecarea specifică γ foarte mică se poate scrie (Figura 1.11)

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{\Delta s}{a} \approx \gamma \quad (1-10)$$

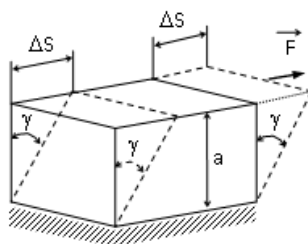


Figura 1.11: Deformații unghiulare ale unui mic paralelipiped

Lunecarea specifică γ fiind un unghi, se măsoară în radiani (deci este tot o mărime adimensională). Unii autori consideră convențional γ pozitiv atunci când corespunde micșorării unghiului drept făcut de direcțiile pozitive ale axelor.

Deformațiile specifice, la fel ca și tensiunile, sunt mărimi locale, determinate în vecinătatea unui punct și sunt desemnate prin indici care au următoarea semnificație:

- ε_i sau ε_{ii} = alungirea specifică pe direcția axei O_i ;