

**LIVIU DANIEL PÎRVULESCU**

**MAȘINI DE RIDICAT  
ȘI TRANSPORTAT**

*NOȚIUNI GENERALE*

*TIMIȘOARA – 2023*

## PREFAȚĂ

Mașinile de ridicat și transportat sunt foarte utile în majoritatea domeniilor de activitate (întreprinderi, șantiere de construcții, porturi, depozite de mărfuri etc.), servind la deplasarea sarcinilor între diferite puncte situate la înălțimi diferite sau la deplasarea pe orizontală. Coordonarea circulației fluxurilor de materiale în cadrul unei întreprinderi presupune o bună cunoaștere a activității de transport și manipulare.

Fiecare ciclu de lucru constă dintr-o succesiune de operații: ridicare, deplasare, coborâre, repaus, după care acest ciclu se repetă ori de câte ori este necesar.

Cursul de față are scopul de a dezvolta aptitudini de organizare a activității de transport sau manipulare și de însușire a unor cunoștințe de bază privind proiectarea în domeniul de transport uzinal. Pentru înțelegerea lucrării, cititorul trebuie să aibă cunoștințe temeinice de Rezistența Materialelor în mod special, dar și de Mecanică, Organe de Mașini și Mecanisme.

Mașinile de ridicat și transportat constituie o disciplină distinctă, care face parte din disciplinele tehnice de specialitate care contribuie la formarea inginerului mecanic.

Lucrarea de față se adresează în special studenților de la specializarea de Inginerie Mecanică, care au în planul de învățământ disciplina „Mașini de ridicat și transportat”, dar în egală măsură inginerilor, proiectanților și tuturor celor implicați în activitățile de manipulare și transport din cadrul unei întreprinderi. Prin studierea cursului se asigură cunoașterea principalelor elemente și mecanisme care compun instalațiile de ridicat și transportat. În lucrare se prezintă principiile, caracteristicile și regimurile de funcționare ale mașinilor de ridicat și transportat.

Autorul

## Capitolul 1

### INTRODUCERE ÎN MAȘINI DE RIDICAT ȘI TRANSPORTAT

#### 1.1 Noțiuni introductive

O mașină de ridicat, este o mașină care, servește pentru a deplasa pe verticală o sarcină constituită dintr-un corp solid, deplasarea constând dintr-o ridicare urmată de o coborâre. Direcția de deplasare a sarcinii, care pentru ridicare și coborâre este direcția verticală, poate fi combinată cu o deplasare în plan orizontal a întregii mașini de ridicat sau a unei părți a acesteia, astfel că sarcina preluată și ridicată dintr-un punct, poate fi coborâtă și predată în orice alt punct cuprins în raza de acțiune a mașinii.

În timpul funcționării ei, mașina de ridicat se sprijină pe un reazem sau pe o fundație fixă, respectiv pe o cale de rulare sau pe un vehicul terestru sau plutitor, dacă este vorba de o mașină de ridicat deplasabilă. Funcționarea mașinii de ridicat se compune dintr-o succesiune de cicluri de lucru, fiecare ciclu fiind alcătuit din operații de ridicare, deplasare, coborâre, urmate de un repaus mai scurt sau mai lung. Mașinile de ridicat sunt deci mașini cu acțiune intermitentă.

Dacă se face o analiză retrospectivă a folosirii și construcției mașinii de ridicat și transportat, se constată că primele mecanisme de acest gen au apărut odată cu începutul civilizației umane. Instalații de acest fel construite din lemn și acționate manual au fost utilizate de vechii chinezi, egipteni, iar mai apoi de romani și eleni.

Mașinile de ridicat și transportat contribuie la mărirea productivității muncii și a eficienței economice prin includerea lor în linii tehnologice, ceea ce impune mecanizarea manipulării, transportului și depozitării. Dezvoltarea și modernizarea proceselor de producție implică mecanizarea și automatizarea producției, prin operații de paletizare, containerizare, extinderea fronturilor de încărcare - descărcare, alimentare continuă cu semifabricate și modernizarea transportului.

Ținând cont de rolul important al instalațiilor de ridicat și transportat în industrie, șantiere de construcții, domeniul extracțiilor etc., precum și rolul important al acestor

instalații în mecanizarea lucrărilor grele cu volum mare de muncă, se acordă o atenție deosebită creșterii și diversificării producției unor astfel de instalații.

Pentru a exemplifica utilizarea la scară din ce în ce mai largă în procesul de producție a mașinilor de ridicat și transportat se prezintă câteva exemple:

➤ în industria siderurgică, transportul a fost mecanizat de la minereu până la laminate, efectuându-se o serie de operații de ridicat sau transportat care au înlocuit total efortul fizic;

➤ în atelierele de turnătorie și forjă, se folosesc astfel de mașini de la încărcarea cuptoarelor până la ultima operație de forjare a pieselor;

➤ în atelierele de prelucrări prin așchiere, la ridicarea și transportarea pieselor la și de la mașinile unelte, se folosesc diferite tipuri de mașini de ridicat și transportat.

Instalațiile de acest gen prezintă deosebită importanță în mecanizarea lucrărilor din atelierele de montaj (benzi transportoare, robocare, conveioare etc.), operații de încărcare - descărcare din depozite, porturi, gări (macarale, elevatoare etc.), mecanizarea lucrărilor în șantiere (macarale, ascensoare etc.) și în exploatări (ascensoare, benzi transportoare etc.).

Mașinile de ridicat și transportat sunt utilizate pentru manipularea sarcinilor între limitele unei încăperi sau ale unui teren liber. Spre deosebire de transportul îndepărtat (feroviar, rutier, aerian), care transportă sarcini la distanțe mari, dispozitivele de ridicat și transportat deplasează sarcinile pe distanțe relativ scurte și numai în anumite cazuri ele pot atinge distanțe mari (asigurarea unei comunicații permanente între două sau mai multe puncte legate prin procesul de producție).

## **1.2 Mașini de ridicat**

*Mașinile de ridicat* sunt mașini de lucru având o funcționare ciclică, în regim intermitent, care servesc la deplasarea sarcinilor în puncte situate la înălțimi diferite.

Clasificarea mașinilor de ridicat se face, în special după complexitatea și după numărul mișcărilor de lucru în:

- mecanisme simple de ridicat,

- ascensoare,
- platforme ridicătoare de lucru,
- macarale.

**1. Mecanismele simple de ridicat** sunt mecanismele care asigură efectuarea unei mișcări simple de deplasare a sarcinii, de regulă pe verticală (ridicare – coborâre), uneori pe o traiectorie înclinată sau orizontală (la tractarea sarcinilor). Aceste mecanisme se pot utiliza independent sau pot intra în componența macaralelor sau a mașinilor de ridicat complexe. Acționarea mecanismelor simple de ridicat se realizează fie manual fie cu ajutorul motoarelor electrice sau termice.

Mecanismele simple de ridicat sunt de mai multe tipuri:

- *Vinciul* este un mecanism de ridicat simplu, destinat deplasării sarcinilor pe verticală, la înălțimi relativ mici, prin împingerea sarcinilor de jos în sus. Ele se amplasează direct pe sol și vin în contact direct cu sarcina care trebuie ridicată, fiind cu acționare manuală. În componența lor nu intră organe flexibile sau organe pentru suspendarea și prinderea sarcinilor. Vinciurile, denumite și cricuri, prezintă mai multe variante constructive, putând fi: cu cremalieră, cu șurub, hidraulice.

- *Palanul* este mecanismul de ridicat în componența căruia intră organe flexibile (frânghii, cabluri, lanțuri). Are o construcție simplă și gabarit redus și este destinat ridicării sarcinilor sau deplasării lor pe orizontală. Palanul poate fi cu cablu sau cu lanț și este acționat manual.

- *Troliul* este un mecanism de ridicat cu caracter universal care se folosește la ridicarea sau deplasarea pe orizontală a sarcinii. După modul de acționare, troliul poate fi cu acționare manuală sau cu motor. Caracteristic oricărui troliu, este faptul că are un tambur pe care se înfășoară un cablu al cărui capăt este prins direct la o sarcină sau acționează un alt mecanism de ridicat.

- *Platforma de ridicare* este un mecanism folosit pentru ridicarea pe verticală a sarcinilor și deplasarea (dacă este cazul) pe orizontală. Platformele asigură manipularea sarcinilor mari și a diferitelor tipuri de mărfuri și utilaje. Acestea măresc productivitatea, optimizează activitatea de producție și asigură un mediu de lucru ergonomic. Platformele de ridicare pot fi mecanice cu șurub sau hidraulice și sunt acționate cu motor.

**2. Ascensoarele** sunt instalații cu acționare periodică, cu o singură mișcare (de translație, verticală sau puțin înclinată), având o construcție pentru ghidarea sarcinii și puncte fixe de încărcare și descărcare. Acestea deplasează pe verticală materiale și/sau persoane fiind acționate cu motor. Clasificarea ascensoarelor se face după destinație în: ascensoare de persoane, ascensoare de materiale și ascensoare cu schipuri (cupe).

**3. Platformele ridicătoare de lucru** sunt destinate pentru lucrările la înălțime a unui număr restrâns de muncitori. Acestea sunt instalații simple care se montează la locul de funcționare sau pot fi montate pe mașini mobile (autoșasiu sau drezine de cale ferată). Platforma ridicătoare de lucru poate avea o singură mișcare de ridicare – coborâre sau mai poate efectua o mișcare de rotație. Platformele pot fi: nedeplasabile sau tehnologice (pe cremalieră, cu ghidare pe cablu sau suspendate cu cablu) și deplasabile sau de intervenție (cu pârgii articulate, cu brațe articulate, telescopice sau cu șurub).

**4. Macaralele** sunt mașini de ridicat care pot efectua mai multe mișcări și sunt prevăzute cu o construcție pentru conducerea sarcinii și pentru susținerea mecanismelor proprii. Sunt folosite pentru ridicarea și transportarea sarcinilor liber suspendate într-un spațiu limitat folosind mecanisme de ridicat.

Mișcările efectuate de o macara constau dintr-o ridicare, urmată de o coborâre a sarcinii (mișcări frecvente) care se combină cu deplasarea pe orizontală a sarcinii. Astfel, sarcina din dispozitivul de prindere ridicată într-un anumit punct poate fi coborâtă în alt punct pe verticală sau poate fi lăsată la sol în orice punct aflat în deschiderea sau raza de acțiune a macaralei.

Macaralele se pot fi clasifica după foarte multe criterii: modul de acționare, tipul constructiv, regimul de lucru, locul de comandă, fixe sau deplasabile etc. O clasificare clasică a macaralelor este:

- *Macarale cu braț* care sunt caracterizate de prezența unui braț rotitor în jurul unei axe verticale. Mișcările posibile pentru acest tip de macara sunt: ridicarea – coborârea sarcinii, rotirea brațului sau deplasarea dispozitivului de prindere în lungul brațului (pentru braț orizontal) și deplasarea macaralei. Macaralele cu braț pot fi: nedeplasabile (de bord, de perete, pe fundație, Derrick) sau deplasabile (turn, pe șenile, pe pneuri, automacarale, de cale ferată, portuare, plutitoare).

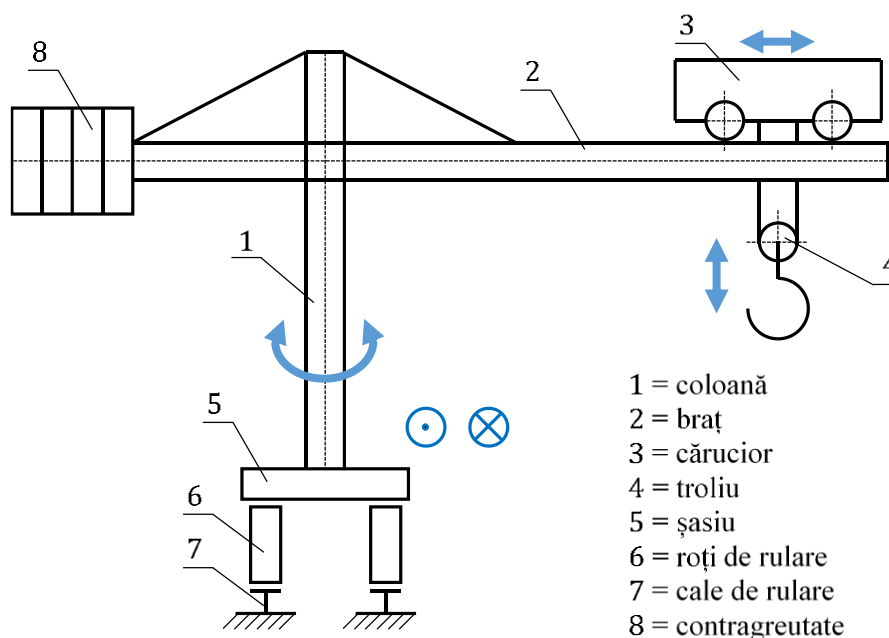
- *Macaralele rulante* realizează toate mișcările de lucru prin translații reciproc perpendiculare, adică dispozitivul de suspendare a sarcinii are acces în orice câmp de acțiune de formă paralelipipedică. Mișcările acestor macarale sunt în totalitate mișcări de lucru și pot fi: ridicarea – coborârea sarcinii, translația căruciorului de sarcină și translația macaralei.

- *Macaralele funicular* sunt macarale la care căruciorul de care este suspendat dispozitivul de ridicare a sarcinii se deplasează pe unul sau mai multe cabluri întinse între două structuri de ancorare fixe sau deplasabile.

Macaralele au în componența lor patru mecanisme importante [7]:

- mecanismul de ridicare – coborâre a sarcinii,
- mecanismul de rotire a coloanei,
- mecanismul de deplasare a căruciorului,
- mecanismul de deplasare a macaralei.

Sub acțiunea acestor mecanisme, sarcina care trebuie transportată poate efectua mișcările prezentate în figura 1 [7].



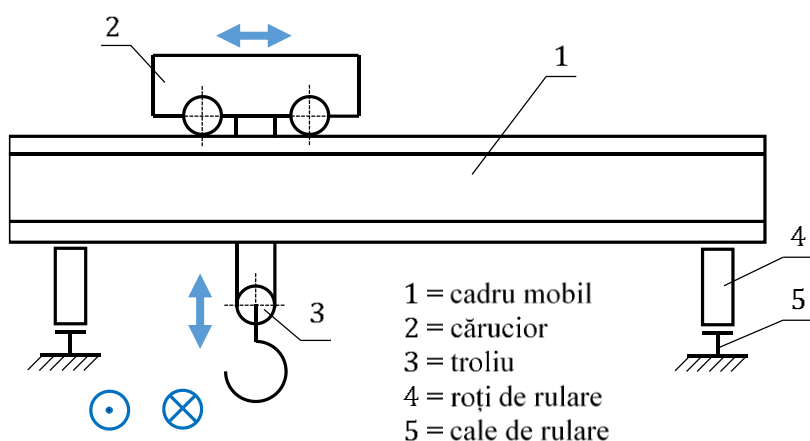
**Figura 1.1.** Părțile componente și mișcările unei macarale

Gradul de complexitate al unei macarale este dat de numărul mișcărilor și al mijloacelor folosite pentru realizarea acestor mișcări. Atât mișcările cât și mijloacele folosite sunt adaptate la necesitățile tehnologice ale fluxului de fabricație.

*Podurile rulante* reprezintă cel mai răspândit tip de echipamente de ridicat și transportat materiale folosite pentru deservirea suprafețelor interioare (hale, ateliere, magazii) sau exterioare (depozite), de formă dreptunghiulară. Cel mai mare avantaj, este acela că un pod rulant poate fi folosit fără să ocupe spațiul de la nivelul solului, iar în funcție de necesitățile tehnice poate fi de tip monogrindă, bigrindă sau special.

Podurile rulante se folosesc în metalurgie, astfel încât fiecare bucată de oțel până la ieșirea din fabrică ca și produs finit, este manevrat prin intermediul podurilor rulante. La turnătorii, materiile prime sunt turnate în cuptor cu ajutorul podului rulant, bucățile de oțel care rezultă din cuptor și prezintă temperaturi ridicate sunt menținute la răcit de poduri rulante. Produsul finit, sub formă de grinzi de oțel sau plăci subțiri în formă de suluri, sunt manipulate cu ajutorul podurilor rulante spre a fi depozitate sau încărcate în tiruri, containere sau trenuri. Industria automobilelor folosește podurile rulante pentru a manevra ramele metalice ale mașinilor (caroseria).

Un pod rulant cu cărucior are următoarele părți componente: cărucior, troliu, cadru mobil, roți de rulare și calea de rulare, figura 1.2. [7].



**Figura 1.2.** Părțile componente și mișcările unui pod rulant



Căruciorul cu patru roți, prevăzut cu troliu cu cârlig se deplasează pe un cadru mobil care cuprinde grinzi principale de profil „I” sau cheson și grinzi de capăt de profil „U”, cu rol de ghidare a roților de rulare pe calea de rulare.

Clasificarea podurilor rulante se realizează după foarte multe criterii din care cele mai importante sunt:

***a) după tipul construcției structurii metalice:***

- monogriindă (o grindă transversală care preia solicitarea principală de încovoiere),
- bigriindă (două grinzi transversale care preiau solicitarea principală de încovoiere).

***b) după regimul de lucru:***

- ușor,
- mediu,
- greu.

***c) după profilul grinzilor componente:***

- profil I,
- profil U,
- profil cheson.

***d) după viteza de lucru:***

- viteza de deplasare a podului rulant  $v = 40 \div 80 \text{ m/min}$ ,
- viteza de deplasare a căruciorului  $v = 20 \div 50 \text{ m/min}$ ,
- viteza de manipulare a sarcinii  $v = 8 \div 12 \text{ m/min}$ .

***e) după domeniul de utilizare:***

- poduri rulante standard,
- poduri rulante automate de proces,
- poduri rulante industriale specifice.

### **1.3 Parametrii mașinilor de ridicat**

Proiectarea și performanțele mașinilor de ridicat sunt caracterizate prin anumiți parametrii principali, din care o parte sunt prezentați în continuare:

➤ **Sarcina nominală** ( $Q[kg]$  sau  $[t]$ ) reprezintă valoarea maximă a masei sarcinii admise care poate fi ridicată în condiții de siguranță în exploatare. Sarcina nominală include și masa dispozitivelor auxiliare de prindere (grinzi, traverse, greifere, clești, electromagneți etc.).

➤ **Înălțimea de ridicare** ( $H[m]$ ) reprezintă distanța maximă măsurată pe verticală între pozițiile extreme ale cârligului, ochiul de prindere sau dispozitivul de prindere. Este condiționată de înălțimea halei și de necesitatea proceselor tehnologice și este reglementată prin standarde.

➤ **Raza de acțiune** ( $R[m]$ ) se definește în special pentru macarale cu coloană și braț rotitor și reprezintă distanța de la axa coloanei la axa dispozitivului de prindere.

➤ **Momentul nominal** ( $M[N \cdot m]$ ) se definește ca maximul produsului dintre greutatea sarcinii de ridicat și raza de acțiune a macaralei.

$$M = \max(Q \cdot R) = \max(m \cdot g \cdot R) \quad (1.1.)$$

unde:

$m$  reprezintă masa maximă a sarcinii de manipulat,

$g$  reprezintă accelerația gravitațională.

Acest produs, este limitat de condiția de stabilitate, și anume momentul de stabilitate să fie mai mare decât momentul de răsturnare.

➤ **Viteza de lucru** ( $v[m/min]$ ) reprezintă valorile de regim ale vitezelor de lucru pentru diferite mecanisme ale macaralei. Viteza de lucru este în funcție de valoarea sarcinii, regimul de lucru și felul mișcării (ridicare, coborâre, translație, rotație). Viteza de lucru se mai poate măsura în  $v[m/s]$ ,  $v[rot/min]$  sau  $v[km/h]$  în cazul macaralelor deplasabile.

➤ **Accelerația mecanismelor** ( $a[m/s^2]$ ) determină forțele de inerție în fazele de demaraj sau de frânare.

➤ **Coeficientul de stabilitate** ( $S[-]$ ) reprezintă raportul dintre momentul de stabilitate și momentul de răsturnare:

$$S = \frac{M_S}{M_R} \geq 1,15 \quad (1.2.)$$

unde:

$M_S$  reprezintă momentul forțelor care mențin macaraua într-o poziție stabilă,

$M_R$  reprezintă momentul forțelor care tind să răstoarne macaraua.

Teoretic se impune  $S > 1$ , dar practic se recomandă  $S \geq 1,15$ .

➤ **Deschiderea** ( $L[m]$ ) reprezintă distanța dintre axele căilor de rulare și este un parametru specific podurilor rulante.

#### 1.4 Structura mașinilor de ridicat

Indiferent de tipul sau varianta constructivă, mașinile de ridicat sunt formate din aceleși mecanisme principale. Principalele mecanisme ale mașinilor de ridicat complexe (macarale și poduri rulante) sunt [12]:

**1. Mecanismul de forță** reprezintă ansamblul de mașini motoare care furnizează energia necesară acționării echipamentului de lucru și sistemul de propulsie al mașinii.

**2. Transmisia** reprezintă ansamblul de organe și mecanisme simple care are rolul de a transforma mișcarea motorului în mișcarea specifică fiecărui mecanism de lucru al macaralei. Pentru realizarea transmisie se utilizează organe de transmitere rigidă (arbore, cuplaj, angrenaj) sau transmitere flexibilă (cablu, lanț, curea).

**3. Mecanismul de suspendare** reprezintă ansamblul de organe și dispozitive care execută operația tehnologică propriu-zisă de ridicare și este reprezentat de dispozitivul de suspendare a sarcinii. Mecanismul de suspendare sau apucare a sarcinilor depinde de natura și forma sarcinilor, astfel:

- pentru sarcini individuale sau în bucăți se folosesc mufle cu cârlig sau ochiuri, specifice macaralelor cu destinație generală;
- pentru materiale vărsate sau vrac se folosesc cupe, greifere, electromagneți, clești, specifice macaralelor cu destinație specială.

**4. Mecanismele macaralelor** sunt ansambluri care funcționează independent și care asigură realizarea unei anumite mișcări de lucru.

Principalele mecanisme ale macaralelor sunt:

➤ Pentru macarale cu braț:

- mecanismul de ridicare a sarcinii,
- mecanismul de deplasare a macaralei,
- mecanismul de rotire al coloanei,
- mecanismul de basculare a brațului,
- mecanismul de translație a căruciorului.

➤ Pentru macarale rulante:

- mecanismul de ridicare a sarcinii,
- mecanismul de deplasare a macaralei,
- mecanismul de translație a căruciorului.

Alt mecanism specific poate fi considerat mecanismul de închidere – deschidere în cazul macaralelor echipate cu greifer.

**5. Mecanismul de comandă** reprezintă ansamblul de dispozitive și echipamente care asigură punerea în funcțiune, reglarea, dirijarea sau oprirea unui mecanism de lucru sau a întregii mașini (macara). Mecanismul de comandă poate fi: mecanic, hidraulic, electric, pneumatic sau combinat. Controlul și comanda acestor mecanisme se realizează cu ajutorul aparatelor de bord.

**6. Mecanismul de propulsie** produce deplasarea macaralei în zona frontului de lucru și/sau deplasarea de la un punct de lucru la altul. Macaralele se pot deplasa pe căi cu șine (macarale rulante, turn, portuare și de cale ferată) sau se pot deplasa pe roți cu pneuri, șenile sau sunt amplasate pe pontoane plutitoare.

**7. Structura de rezistență** reprezintă construcția metalică care preia sarcinile de lucru ale macaralei și cele provenite din greutatea proprie. Aceasta servește ca suport pentru mecanismele și sistemele macaralei. Structura de rezistență este realizată sub formă de grinzi (cu inimă plină sau cheson), grinzi cu zăbrele sau cadre confecționate din îmbinarea rigidă a grinzilor.

**8. Mecanismul de siguranță** reprezintă ansamblul de aparate și dispozitive care asigură funcționarea macaralei în condiții de securitate. Mecanismele de siguranță ale macaralelor sunt: limitatoare de sarcină, de moment, de capăt de cursă, dispozitive de blocare, tamponare și opritori.

**9. Mecanisme auxiliare** reprezintă ansamblul de aparate și mecanisme suplimentare care ajută la funcționarea optimă a macaralei. Mecanismele auxiliare ale macaralelor sunt: instalația de iluminat, instalația de încălzire, instalația de semnalizare, caroseria, cabina, pupitrul de comandă, etc.

### 1.5 Condiții de funcționare și ipoteze de încărcare

Deoarece, mașinile de ridicat și mecanismele acestora au o funcționare ciclică, în regim intermitent, pentru a defini condițiile de funcționare sunt necesare date referitoare la frecvența și durata utilizării.

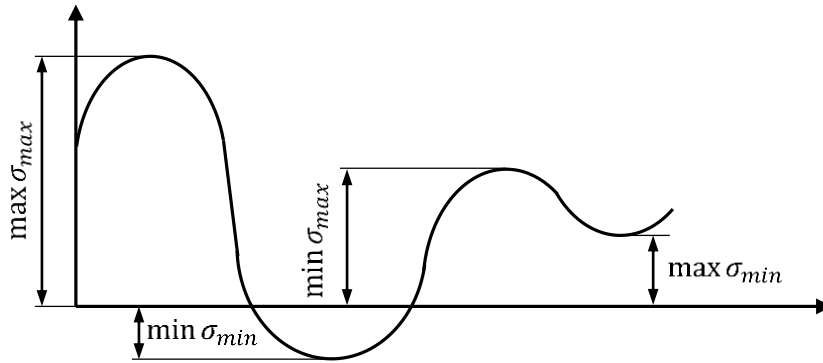
Principali parametri ai condițiilor de funcționare sunt următorii:

► **Clasa de utilizare** caracterizează frecvența de încărcare a instalațiilor de ridicat sau a elementelor componente și este dependent de timpul de funcționare și de numărul de cicluri  $N$  care determină frecvența de încărcare conform tabelului 1.1. [7].

Tabelul 1.1. Clasa de utilizare

Clasa de utilizare	Frecvența de încărcare	Numărul de cicluri
A	ocazional, neregulată	$2 \cdot 10^4 < N < 2 \cdot 10^5$
B	regulată, intermitentă	$2 \cdot 10^5 < N < 6 \cdot 10^5$
C	regulată, continuă	$6 \cdot 10^5 < N < 2 \cdot 10^6$
D	regulată, condiții grele	$N > 2 \cdot 10^6$

► **Starea de solicitare** caracterizează intensitatea solicitării la care este supus un mecanism comparativ cu solicitarea maximă. De regulă solicitările exterioare sunt repetitive, variabile în timp după spectre de solicitare aleatoare ca în figura 1.3. [7].



**Figura 1.3.** Starea de solicitare a unui mecanism

Se definește tensiunea medie a spectrului de solicitare:

$$\sigma_m = \frac{\max \sigma_{max} + \min \sigma_{min}}{2} \quad (1.3.)$$

În funcție de această tensiune medie, se definește parametrul de stare  $p$ :

$$p = \frac{\min \sigma_{max} - \sigma_m}{\max \sigma_{max} - \sigma_m} \quad (1.4.)$$

În funcție de valorile parametrului de stare  $p$ , starea de solicitare poate fi [7]:

- foarte ușoară dacă  $p = 0$ ,
- ușoară dacă  $p = 1/3$ ,
- medie dacă  $p = 2/3$ ,
- grea dacă  $p = 1$ .

Pentru proiectarea unitară a mașinilor de ridicat trebuie stabilită o clasificare a solicitărilor care acționează asupra mecanismelor:

➤ **Solicitări de tip „S”** sunt dependente direct de forțele sau momentele exercitate asupra mecanismelor motoarelor sau frânelor, fiind produse de diferite cauze:

- $S_Q$  solicitări produse de sarcina nominală,
- $S_G$  solicitări produse de modificarea pe verticală a centrului de greutate a elementelor mobile (altele decât sarcinile de serviciu),
- $S_F$  solicitări produse de forțele de frecare,
- $S_A$  solicitări produse de forțele de inerție (accelerări, decelerări),
- $S_V$  solicitări produse de acțiunea vântului asupra mecanismului.

➤ **Solicitări de tip „R”** sunt dependente de reacțiunile care se exercită asupra elementelor mecanismelor, dar neechilibrate de cupluri (momente) ce acționează asupra arborilor de motoare și frâne, fiind produse de diferite cauze:

- $R_C$  solicitări produse de sarcina de serviciu,
- $R_G$  solicitări produse greutatea proprie a elementului,
- $R_A$  solicitări produse de forțele de inerție (accelerări, decelerări),
- $R_V$  solicitări produse de acțiunea vântului, determinate pentru presiunea maximă.

În calcule de rezistență ale mecanismelor mașinilor de ridicat și transportat se utilizează coeficienți de siguranță care, depind de condițiile specifice de exploatare a mecanismelor.

Se cunosc trei ipoteze de încărcare în care se încadrează mecanismele mașinilor de ridicat:

- Ipoteza I – funcționare normală în locuri fără vânt (demararea și frânarea lină a mecanismelor, starea normală a căii de rulare și lipsa totală a vântului):

$$\begin{aligned} S_{max,I} &= S_Q + S_G + S_F + S_A \\ R_{max,I} &= R_C + R_G + R_A \end{aligned} \tag{1.5.}$$

- Ipoteza II – funcționare normală în locuri cu vânt (dimensionarea elementelor se face din condiția de rezistență la solicitări statice):

- pentru mecanisme în stare de funcționare:

$$S_{max,II} = S_Q + S_G + S_F + S_A + S_V \quad (1.6.)$$

- pentru mecanisme în stare de repaus:

$$S_{max,II} = S_Q + S_G + S_F + S_{V,max} \quad (1.7.)$$

- pentru solicitările de tip „R”:

$$R_{max,II} = R_C + R_G + R_A + R_V \quad (1.8.)$$

- Ipoteza III – funcționare în condiții grele și foarte grele:

$$R_{max,III} = R_G + R_{V,max} \quad (1.9.)$$

Proiectarea și construcția mecanismelor de ridicat, care să fie adecvate scopului și locului de exploatare, necesită încadrarea lor în grupe de funcționare, determinate de condițiile de lucru și de factorii care pot interveni în timpul exploatarei.

Momentul static, caracterizează comportarea instalației de ridicat în regim staționar și reprezintă momentul pe care îl opune aceasta motorului de acționare în timpul desfășurării procesului tehnologic.



## Capitolul 2

### MACARALE ȘI PODURI RULANTE

#### 2.1 Macarale

Macaralele, sunt mașini de ridicat folosite pentru ridicarea diverselor sarcini în întreprinderi, șantiere de construcții, exploatare miniere, gări, porturi, fiind caracterizate prin faptul că sunt fixate permanent pe o fundație, o cale de rulare sau un vehicul.

Macaralele sunt indispensabile pe șantierele de construcții, ajutând muncitorii în activitățile de manipulare a materialelor, sporind eficiența. Macaralele au devenit populare și au ajutat la dezvoltarea rapidă a proiectelor și industriilor.

Cele mai importante tipuri de macarale sunt:

- macarale rotitoare staționare,
- macarale turn cu braț rotitor,
- macarale pe șenile,
- macarale capră
- macarale pe cablu
- macarale cu braț basculant (Derrick),
- macarale portal,
- macarale plutitoare etc.

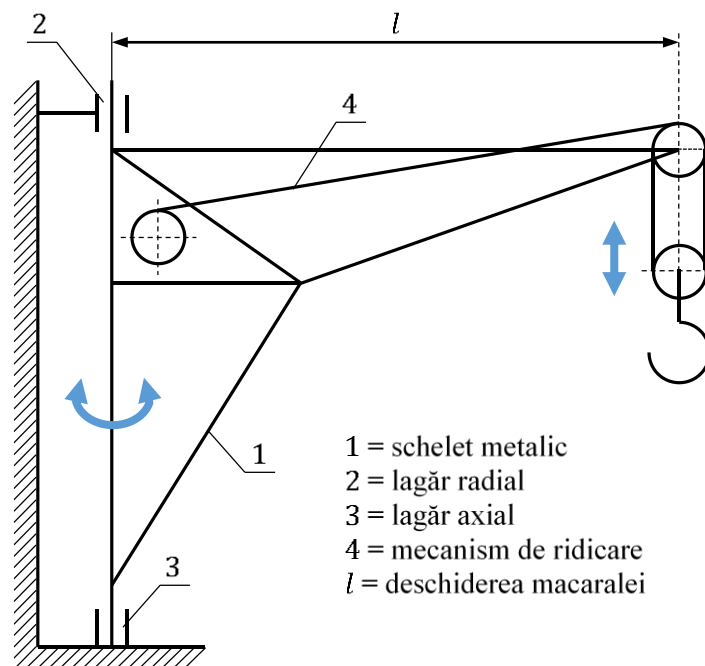
#### 2.1.1 Macarale rotitoare staționare

Macaralele rotitoare staționare au o caracteristică comună: se pot roti în jurul unui ax vertical. Ele pot fi de două feluri: cu braț constant al sarcinii și cu braț variabil al sarcinii. Aceste macarale, se comportă foarte bine la ridicarea și transportul sarcinilor voluminoase, datorită spațiului liber mare pe care îl au cel mai mult sub brațul lor. De obicei, macaralele rotitoare se caracterizează prin produsul dintre sarcina nominală și raza de acțiune maximă ( $Q \cdot R[tf \cdot m]$ ), numit și momentul macaralei.

Macaralele rotitoare staționare se caracterizează prin faptul că sunt fixate pe fundație, având însă posibilitatea de a se roti în jurul axei lor. Datorită acestei rotiri, sunt utilizate pentru a ridica sarcini în depozite, gări, poduri, pe șantierele de construcții, sau în atelierele de prelucrări mecanice pentru deservirea unor mașini-unelte etc.

Există o mare diversitate de forme constructive și de funcționare, cerute de necesitățile de exploatare. Cele mai importante tipuri constructive de macarale rotitoare staționare sunt: macarale cu coloană rotitoare, macarale rotitoare cu coloană fixă și macarale cu placă turnantă.

Macaraua cu coloană rotitoare, prezentată în figura 2.1., se folosește pentru ridicarea sarcinilor în magazii, depozite și ateliere mecanice. Scheletul mecanic al macaralei se realizează din profile laminate, coloana fiind fixată la partea superioară într-un lagăr radial, iar la partea inferioară într-un lagăr axial. Coloana se realizează de regulă din două profile U, pe care se montează mecanismul de ridicat.



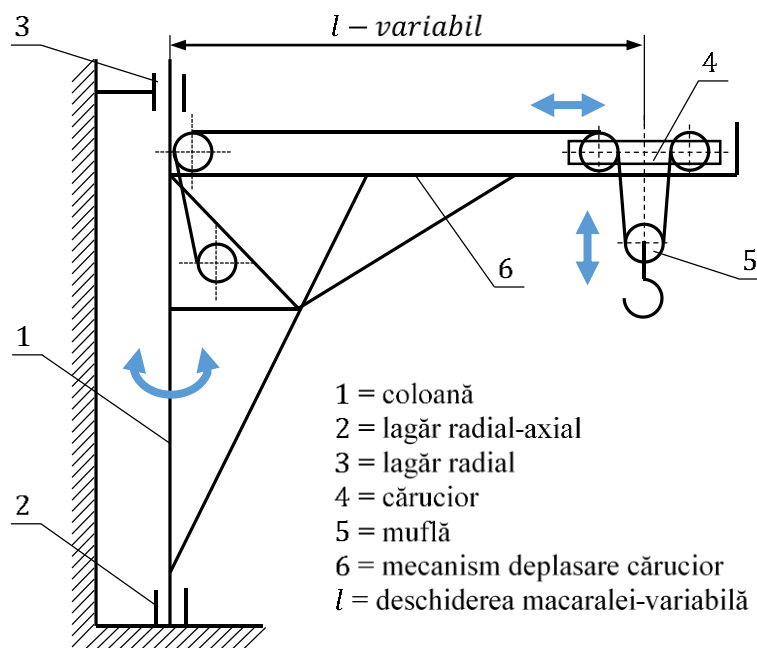
**Figura 2.1.** Macara cu coloană rotitoare cu deschidere fixă

Sarcina este ridicată de mecanismul de ridicare prevăzut cu frână pentru a putea fixa sarcina la înălțimea dorită. Acționarea macaralei în vederea ridicării sarcinii se face fie manual, fie (mai frecvent) electric. Rotirea macaralei se poate face prin împingerea directă a sarcinii, la capacități mici, sau printr-un mecanism de rotație acționat manual sau electric.

Deschiderea macaralei este fixă, fiind determinată de lungimea  $l$  brațului. Prin rotirea macaralei în jurul axului se deservește un sector circular din suprafața halei situate lângă un perete deoarece, macaralele cu coloană rotitoare cu deschidere constantă sunt montate în părțile laterale ale halelor de producție.

Capacitatea de ridicare a macaralelor cu coloană rotitoare având deschiderea fixă este de  $250 \div 25000 \text{ daN}$ .

O variantă constructivă, care asigură un randament mai bun, prin deservirea unei suprafețe mult mai mari în forma de inel, este macaraua cu coloană rotitoare având deschiderea variabilă, schițată în figura 2.2.



**Figura 2.2.** Macara cu coloană rotitoare cu deschidere variabilă

La această macara, distanța de la cârligul de prindere la axul macaralei (deschiderea  $l$ ) poate fi modificată prin deplasarea unui cărucior care susține mecanismul de ridicare, acționat manual sau electric.

Pe talpa superioară a brațului format din două profile U, numit mecanismul de deplasare a căruciorului, se deplasează căruciorul de care este montat mecanismul de ridicare.

Macaralele cu coloană rotitoare cu deschidere variabilă pot fi acționate manual sau mecanic. Macaralele cu deschidere variabilă au avantajul că, acoperă o suprafață din hala de producție mai mare decât cele cu deschidere fixă, însă au un preț de cost mai ridicat și sarcini de ridicare mai mici de  $250 \div 10000 \text{ daN}$ .

Mișcările de ridicare și deplasare sunt independente una față de alta. Dacă macaraua se folosește în mod curent, construcția poate fi prevăzută cu mecanisme acționate electric (inclusiv mișcarea de rotație).

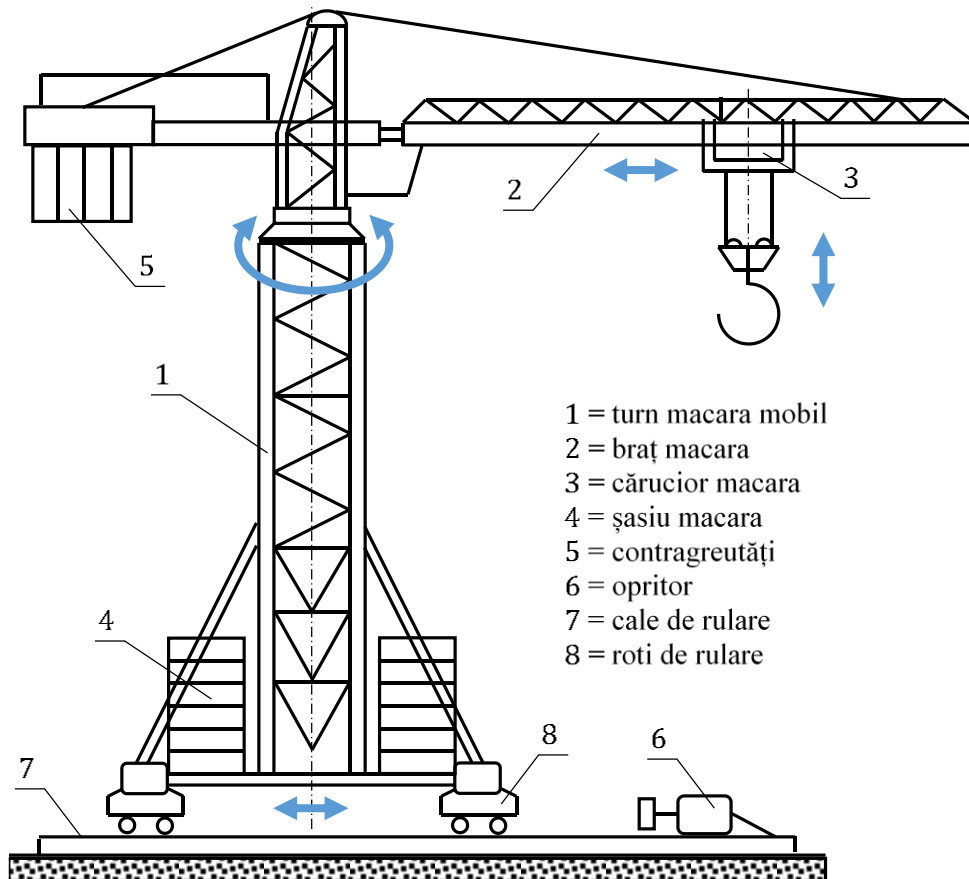
### **2.1.2 Macarale turn cu braț rotitor**

Macaralele turn sunt macarale cu coloană fixă la care partea rotitoare sau oscilantă este montată pe o construcție metalică înaltă în formă de turn. Coloana constă dintr-un stâlp cu zăbrele, montat pe un portal fixat pe sol sau montat pe roți pentru deplasarea pe șine. Partea rotitoare care susține brațul și contragreutatea se montează pe capătul conic sau piramidal al coloanei, într-un lagăr radial - axial.

Macaralele turn sunt cele mai utilizate macarale pe șantierul din întreaga lume. Acestea necesită o amprentă relativ mică, dar fundația trebuie să fie foarte stabilă. Macaralele turn cu braț pentru cărucior sunt cele mai comune pe șantierul de construcții.

Proiectele de construcții mari utilizează din ce în ce mai mult macarale turn pentru ridicarea și plasarea materialelor. Configurația lor oferă mai multe avantaje față de macaralele tradiționale, inclusiv cerințe reduse de spațiu, ridicarea pe verticală mai mare, capacități crescute și funcționare electrică liniștită.

Pe lângă braț și coloană, macaraua turn mai are și alte componente: dispozitivul de susținere și rotire, mecanismul de ridicare a sarcinii, schimbare a deplasării, rotirea și deplasarea, structura de susținere și contragreutate, prezentate în figura 2.3.



**Figura 2.3.** Macara turn cu braț rotitor

Mecanismele de ridicare și de deplasare a căruciorului se așează pe partea opusă brațului, unde se montează o contragreutate pentru a echilibra momentul de răsturnare.

Aceste macaralele turn se construiesc pentru sarcini de  $Q = 1 \div 5 \text{ tf}$ , având raza de acțiune a brațului până la  $R \leq 10 \text{ m}$  și înălțimea de ridicare  $H = 20 \div 30 \text{ m}$ .

În porturi, aceste tipuri de macarale turn fixe, se utilizează pentru sarcini mult mai mari  $Q = 30 \div 250 \text{ tf}$  iar raza acțiune este  $R = 30 \div 50 \text{ m}$  pentru transbordarea greutăților foarte mari.

Principalele avantaje ale macaralelor turn sunt:

- ▶ combinația unei înălțimi mari de ridicare cu posibilitatea mișcării orizontale a încărcăturii;
- ▶ amplasarea săgeților macaralei la o altitudine mare, astfel încât traiectoria mișcării lor să nu se intersecteze cu structurile care trebuie montate;
- ▶ lipsa cablurilor sau a structurilor;
- ▶ universalitate - adecvarea pentru lucrul cu sarcini diferite.

Deficiențele acestor macarale turn include: greutate mare, intensitate energetică semnificativă și instalarea, dezmembrarea și transportul sunt consumatoare de timp.

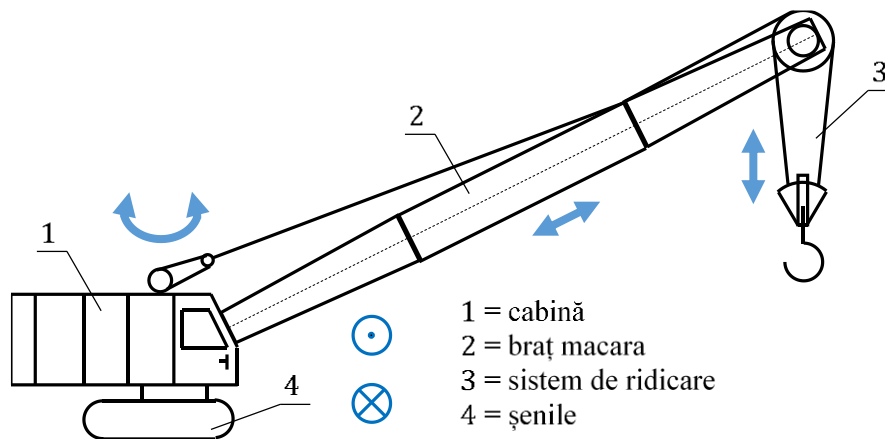
Macaralele turn sunt montate prin metoda „germinării”, în timp ce operațiile de instalare de bază sunt efectuate la o înălțime redusă folosind o macara mobilă. Gradul de complexitate și complexitatea instalării, este determinat de caracteristicile de proiectare, dimensiunile și greutatea structurii de susținere a macaralei. Instalarea macaralei este efectuată de o echipă de instalatori în conformitate cu un proiect de organizare a muncii pre-proiectat.

În ingineria hidraulică, macaralele cu putere redusă sunt utilizate pentru a susține lucrările auxiliare; macaralele de putere medie sunt utilizate în principal ca macarale-pavele de beton, pentru alimentarea amestecului de beton cu găleți la blocuri de betonare, în timpul construcției de structuri monolitice de beton. Macaralele de mare putere sunt folosite ca macarale de ridicare pentru montarea structurilor din beton armat prefabricate.

### **2.1.3 Macarale pe șenile**

Macaralele pe șenile au marele avantaj că se pot deplasa ușor pe drumuri greu accesibile și pe șantierele denivelate (neamenajate, desfundate) în orice direcție și pot lucra fără a avea nevoie de reazeme suplimentare, figura 2.4. Marele dezavantaj este

acela că, viteza lor de deplasare nu depășește 10 Km/h. Acestea au un cost mai ridicat decât alte macarale și o utilizare mult mai redusă.



**Figura 2.4.** Macara pe șenile

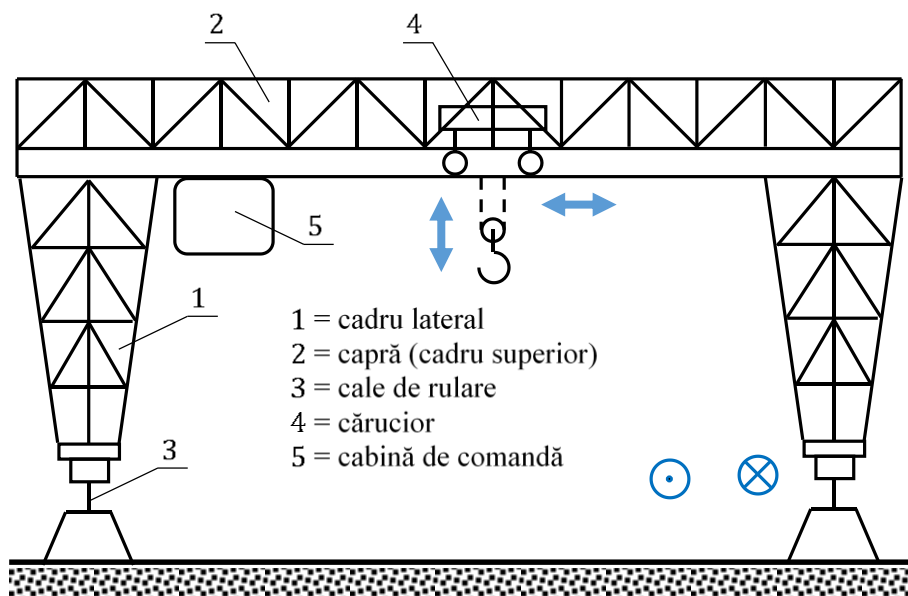
Macaralele pe șenile se construiesc pentru sarcini  $Q = 3,2 \div 32 \text{ tf}$ . Lungimea brațului este de 10 sau 18 m. Capacitatea de ridicare depinde de raza de acțiune a brațului, fiind minimă când brațul are înclinarea minimă față de orizontală.

#### 2.1.4 Macarale capră

Aceste tipuri de macarale, sunt folosite la operații de încărcare și descărcare în depozite, precum și la lucrări de montaj. Domeniul lor de lucru este un spațiu de formă paralelipipedică. Pot fi acționate atât manual cât și electric.

O macara capră, se compune dintr-un pod rulant montat pe două cadre deschise, legate între ele printr-un cadru superior (capră), formând un pod fix sau deplasabil pe calea de rulare montată pe sol și dintr-un cărucior care se deplasează pe capră, figura 2.5.

Macaralele capră pot fi prevăzute atât cu cârlig cât și cu graifăr. Căile de rulare sunt realizate din șine de tip cale ferată, montate pe un terasament solid și pe traverse de lemn sau fundații de beton.



**Figura 2.5.** Macara capră

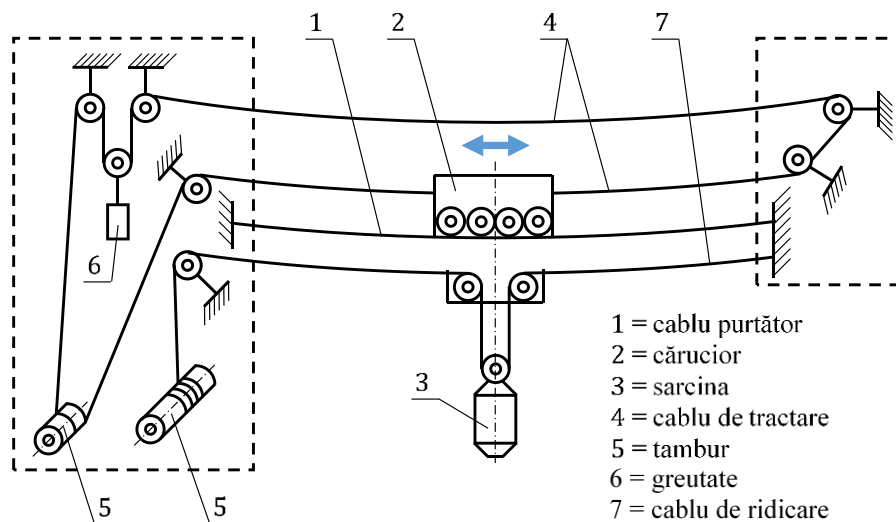
Căile de rulare transversale, montate pe grinzile principale, pot fi așezate pe talpa superioară a grinzii sau pe talpa inferioară. Construcția grinzilor principale este asemănătoare cu cea de la poduri rulante. Picioarele sunt realizate din grinzi cu zăbrele.

Pentru deschideri mari, unul dintre picioare (cadru lateral) este rigid iar celălalt articulată, construcția fiind astfel static determinată. Suportul articulată poate prelua numai forțe verticale. Forțele longitudinale, la pornirea și frânarea căruciorului, ca și presiunea vântului sunt preluate de suportul rigid. Pentru translația longitudinală a macaralei fiecare picior este plevăzut cu două, trei sau patru roți.

### 2.1.5 Macarale pe cablu

Macaralele pe cablu sunt instalații de ridicat compuse dintr-un ansamblu de construcții metalice și mecanisme, cu ajutorul cărora se manipulează sarcini folosind cabluri din oțel suspendate, de regulă între două turnuri de susținere și tractarea unui cărucior prevăzut cu un cârlig sau organ de prindere a sarcinii, figura 2.6.





**Figura 2.6.** Macara pe cablu

În principiu, o macara prin cablu este formată dintr-un cablu purtător pe care se deplasează un cărucior de care este suspendat dispozitivul de prindere. Deplasarea căruciorului în lungul cablului purtător, se realizează prin intermediul unui cablu de tractare acționat de un tambur și prevăzut în anumite cazuri cu o greutate pentru a-i asigura o întindere suficientă. Ridicarea și coborârea pe verticală se realizează cu cablul de ridicare care este înfășurat pe un tambur.

### 2.1.6 Macarale cu braț basculant

Macarale cu braț basculant denumite și macarale Derrick au tiranți rigizi și se folosesc la montarea construcțiilor industriale de înălțime mică, în depozite unde se necesită sarcini medii și raze medii de acțiune sau în construcțiile hidrotehnice.

Macaraua Derrick se compune dintr-o coloană metalică rotitoare care este menținută în poziție verticală de doi tiranți rigizi, fixați la 90° unul față de altul și din brațul oscilant articulat la baza coloanei și având capătul superior legat printr-un palan de capătul superior al coloanei rotitoare.

Aceste macarale sunt prevăzute cu următoarele mecanisme:

- ridicarea și coborîrea sarcinii,
- oscilarea brațului,
- rotirea coloanei.

Toate aceste mecanisme pot fi acționate manual, mecanic sau mixt. Acționarea mecanică se poate realiza și cu motoare electrice sau motoare cu ardere internă.

Macaralele Derrick se construiesc pentru sarcini de  $Q = 1,5 \div 80 \text{ tf}$ . Înălțimea de ridicare poate atinge  $H = 50 \text{ m}$  iar raza de acțiune este  $R = 20 \div 50 \text{ m}$ .

Comparativ cu alte macarale așezate liber, acestea au o greutate mai mică, cost mai scăzut și o construcție simplă. Dezavantajul major constă în uzura mare a cablurilor. Aceste tipuri de macarale se folosesc foarte mult pe șantierele de construcții, în porturi sau ca marale de încărcare și montare.

### **2.1.7 Macarale portal**

Macaralele portal sunt formate dintr-o macara cu placă turnantă și braț oscilant, cu rotire completă, fixă sau rulantă, montată pe un portal (portic) sau pe un semiportal.

Aceste macarale servesc la transbordarea încărcăturilor de pe vase plutitoare, în vagoane de cale ferată sau în magazii, fiind tipice pentru utilizarea în porturi și antrepozite deoarece ocupă un spațiu mic. Pot fi prevăzute cu cârlig sau greifer pentru manevrarea sarcinilor vărsate și a celor în colete.

Caracteristic pentru aceste macarale, sunt construcțiile lor metalice. Referitor la grinzile pe care rulează căruciorul, acestea sunt ca și la podurile rulante, în funcție de natura căruciorului și anume pentru cărucioare care rulează pe două căi sunt prevăzute cu două grinzi principale iar pentru cărucioarele monoșină este prevăzută o singură grindă principală.

### **2.1.8 Macarale plutitoare**

Macaralele plutitoare sunt montate pe o navă special amenajată sau pe un ponton, având posibilitatea de a se deplasa liber pe suprafața apelor fiind folosite pentru

deservirea porturilor maritime și fluviale. În cele mai multe cazuri, ele se compun dintr-o macara de tip rotitor.

Aceste macarale pot fi autopropulsate sau remorcate. Se folosesc frecvent pentru încărcarea sau pentru transbordarea mărfurilor de pe o navă pe alta sau pe mal, pentru asigurarea navigației în porturi (depanarea și aducerea navelor pe linia de plutire), pentru construirea și menținerea materialului plutitor și pentru efectuarea anumitor construcții hidrotehnice (ecluze, diguri etc.).

Macaralele plutitoare se utilizează în bazine portuare sau în larg. Pot fi instalate pe nave de sine stătătoare cu singura funcție de macara (macarale plutitoare), sau montate pe orice alte tipuri de nave unde este necesară manevrarea greutăților. În această ultimă categorie intră o gamă mai vastă de nave (cargouri, portcontainere, nave pentru lucrări offshore, remorchere, dragare, nave de servitute etc.).

Macaralele plutitoare sunt acționate de regulă cu ajutorul motoarelor electrice, alimentate cu energie electrică, furnizată de centrala termoelectrică montată pe navă. Acționarea se poate realiza și cu ajutorul motoarelor cu abur sau al motoarelor Diesel.

Mecanismele macaralelor plutitoare, se construiesc ținând cont de influența înclinării pontonului, care poate atinge  $5^\circ \div 6^\circ$ , în funcție de poziția brațului macaralei și de sarcina ridicată.

Dezavantajul acestor macarale sunt: prețul de cost ridicat și necesitatea unui personal numeros pentru deservirea lor.

## **2.2 Poduri rulante**

Dintre macaralele cu platforme rulante cele mai raspândite sunt podurile rulante. După domeniul de folosire, se deosebesc poduri rulante de uz general și poduri rulante speciale care deservește anumite procese tehnologice.

Podurile rulante de uz general servesc pentru ridicarea sarcinilor și se clasifică după următoarele criterii principale:

► numărul grinzilor de rulare: poduri rulante cu o singură grindă de rulare sau cu două grinzi de rulare;

- numărul aparatelor de ridicat: poduri rulante cu un aparat de ridicat și poduri rulante cu mai multe aparate de ridicat;
- poziția căii de rulare: poduri rulante cu cale de rulare sus, poduri rulante cu cale de rulare jos și poduri rulante cu cale de rulare intermediară;
- modul de acționare: poduri rulante acționate electric și poduri rulante acționate manual;
- felul construcției: poduri rulante construite din grinzi cu zăbrele și poduri rulante construite din grinzi cu inimă plină.

Principalele caracteristici ale podului rulant sunt:

- ecartamentul: distanța orizontală dintre șine pe care se deplasează macaraua,
- calea rulantă a podului: este distanța acoperită de șine,
- capacitatea podului rulant: greutatea maximă pe care o va ridica macaraua,
- înălțimea cârligului: distanța necesară de la sol până la partea cea mai de sus a carligului macaralei;
- deviația maximă în plan vertical: deviația maximă permisă, în plan vertical, atunci când macaraua se află la capacitate totală de încărcare,
- viteza podului, căruciorului și a capacității de ridicare: viteza cu care se deplasează podul, căruciorul sau electropalanul, de obicei în metri pe minut.

Părțile auxiliare ale unui pod rulant sunt, de regulă, următoarele:

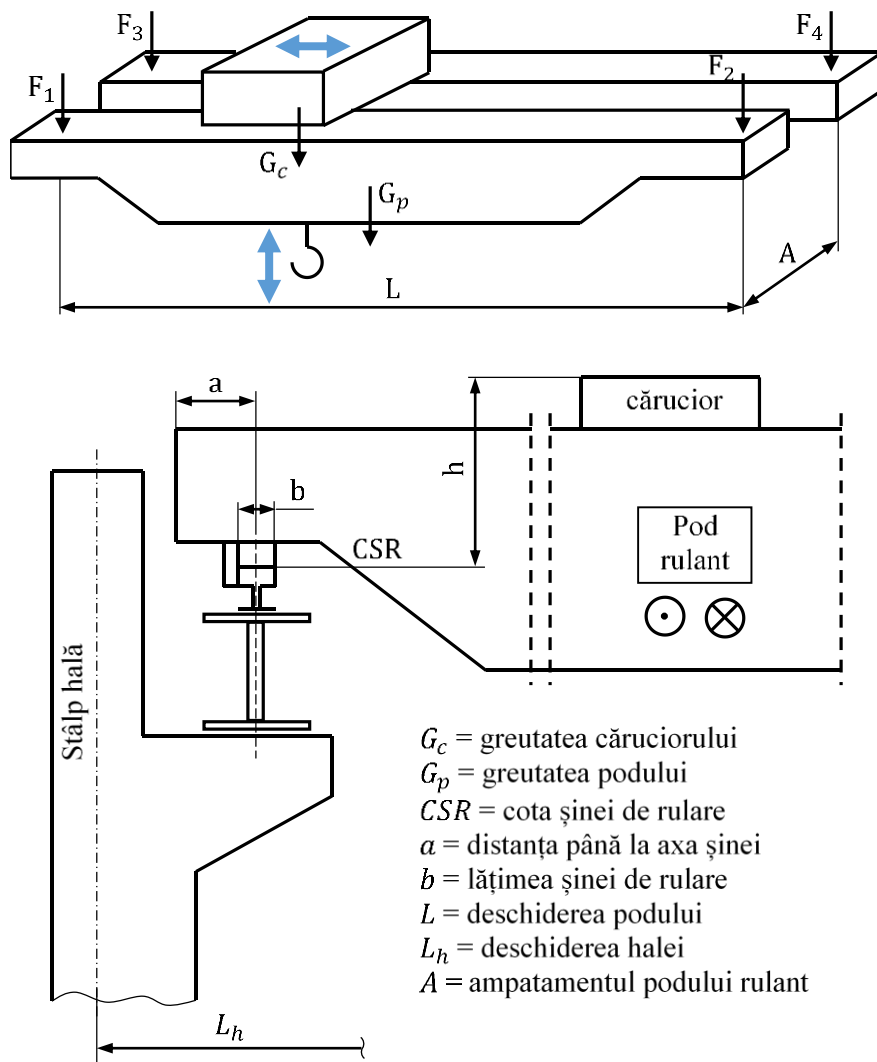
- cabina, în care se instalează echipamentul electric de comandă și operatorul uman care manipulează podul rulant;
- scări și balustrade de acces;
- tampoane destinate înmagazinării energiei cinetice a podurilor rulante care circulă pe aceeași cale de rulare sau la ciocnirea cu opritoare aflate la capăt de cursă;
- curățitoare de șină situate în partea frontală a grinzilor de capăt în scopul înlăturării din fața roților a obiectelor sau impurităților căzute pe calea de rulare;
- siguranțe montate sub grinzile de capăt pentru evitarea căderii podului rulant în cazul distrugerii roților;
- sonerii de avertizare;
- sistem de iluminare;

-variator de viteză pentru ridicare și translație. Sistem electronic necesar pentru monitorizarea podului rulant și a palanului;

-afișaj digital pentru sarcină montat pe pod, cârlig sau pe telecomandă;

-sisteme alternative de prindere a sarcinii (greifer, dispozitiv cu falci etc.).

Dimensiunile de gabarit și distribuția încărcării unui pod rulant depind de tipul podului rulant și de producător, figura 2.7.



**Figura 2.7.** Caracteristicile și dimensiunile principale ale unui pod rulant

Caracteristicile principale ale unui pod rulant sunt în funcție de sarcina pentru care este proiectat, dimensiunile podului rulant fiind date în tabelul 2.1. Semnificația mărimilor din tabel este următoarea:

- $A$  = ampatament,
- $G_c$  = greutatea căruciorului,
- $G_p$  = greutatea proprie a podului rulant,
- $F_1 \div F_4$  = presiunea pe roți distribuită după încărcare,
- $b$  = lățimea șinei de rulare,
- $h_s$  = înălțimea șinei de rulare.

Tabelul 2.1. Caracteristicile unui pod rulant

Pod [tf]	$A$ [mm]	$a$ [mm]	$b$ [mm]	$h$ [mm]	$G_p$ [tf]	Presiunea pe roți [tf]				$h_s$ [mm]
						$F_1$	$F_2$	$F_3$	$F_4$	
10	4150	225	60	1800	2,8	9,5	2,7	10,4	4,1	105
12	4250	225	60	1900	3,0	10,4	2,9	11,5	4,4	105
16	4750	225	60	2000	3,7	12,0	3,2	13,9	4,6	105
20	4750	250	60	2300	4,2	14,0	3,6	16,8	4,8	105
25	5000	250	60	2300	4,7	16,7	4,2	20,1	5,9	105
32	5800	275	80	2500	5,7	21,9	5,3	25,3	6,6	130
40	5800	275	80	2500	6,3	26,2	6,0	30,4	7,3	130

Podurile rulante sunt destinate cu precădere manevrării în spații închise (hale industriale, centrale hidroelectrice, depozite închise) sau în aer liber, a sarcinilor în bucăți (piese și ansambluri mecanice grele, ansambluri de construcții metalice grele, bene cu materiale vrac sau stivuite, oale cu metal lichid din turnătorie, grinzi, prefabricate din beton etc.).

Un pod rulant este dotat cu electropalane cu lanț sau cablu (funcție de cerințele de exploatare) și are una sau două viteze de ridicare. Mișcările de deplasare se realizează cu ajutorul variatoarelor de frecvență asigurând o accelerație în deplasare fără șocuri. Podurile rulante cu graifer sunt destinate manevrării discontinue a materialelor vrac, cu

încărcare și descărcare mecanizată. Funcție de materialul ce trebuie manipulat, podurile sunt dotate cu: graifer cu cupe folosit pentru manevrarea materialelor precum nisip, ciment, pietriș, minereu etc.

Podurile rulante au trei mișcări perpendiculare una pe alta: deplasarea podului pe calea de rulare (longitudinală), ridicarea sarcinii și deplasarea căruciorului mobil pe pod (transversală). În cazul acționării electrice, două dintre aceste mișcări se pot executa simultan. În anumite cazuri, mai poate apare o mișcare de rotație a sarcinii.

În funcție de construcție, destinație și caracterul operațiilor de executat podurile rulante se împart în două mari categorii importante:

- ▶ poduri rulante de uz general,
- ▶ poduri rulante speciale.

### **2.2.1 Poduri rulante de uz general**

Podurile rulante de uz general se execută pentru sarcini nominale, deschideri, înălțimi de ridicare, acționare, mediu de funcționare după cerințele clientului. Aceste poduri, în funcție de numărul de grinzi pot fi: cu o singură grină principală denumite și poduri monogrindă sau cu două grinzi principale (cazul cel mai general) denumite și poduri bigrindă. Ambele tipuri pot fi acționate atât electric cât și manual.

Podurile rulante monogrindă reprezintă cel mai simplu pod rulant. Aceste poduri se compun din grinda principală, de obicei de profil „I”, pe a cărei talpă inferioară se deplasează căruciorul monoșină, de care se suspendă palanul pentru ridicarea sarcinilor.

Grinda principală se fixează pe două grinzi de capăt, în care sunt montate roțile de antrenare și cele de ghidare. Fiecare grindă de capăt este formată de obicei din două profile „U”. Mecanismul de deplasare constă dintr-o roată de manevră montată pe arborele de translație. Mecanismul de ridicare poate fi cu șurub fără sfârșit și roată melcată sau cu roți dințate.

Avantajul podurilor monogrindă și acționare manuală constă în costuri mici de realizare, iar dezavantajul, în realizarea unor viteze mici de ridicare și translație, în special în cazul sarcinilor și deschiderilor mari.

Distanța dintre căile de rulare, determină deschiderea grinzi, iar distanța dintre roțile de rulare determină ampatamentul ei.

Podurile rulante monogrindă și cu acționare manuală se construiesc pentru sarcini de  $Q = 1 \div 5 [tf]$  și deschideri de  $L = 6 \div 14[m]$ .

Podurile rulante monogrindă pot fi acționate și mixt: deplasarea podului și a căruciorului se pot realiza manual, iar ridicarea sarcinii cu electropalan, sau deplasarea podului (translația) și ridicarea sarcinii se pot realiza cu ajutorul motoarelor electrice, iar deplasarea căruciorului mobil se poate realiza manual.

Podurile rulante monogrindă și cu acționare electrică se pot construi pentru sarcini de  $Q = 1 \div 10 [tf]$  și deschideri de  $L = 5 \div 14[m]$ .

Podurile rulante electrice de uz general și cu comanda de la sol sunt destinate să lucreze în medii normale (interior sau exterior) la temperaturi de  $-15^{\circ}\text{C} \div +40^{\circ}\text{C}$  și umiditate relativă de  $65\% \pm 15\%$ .

Podurile rulante cu două grinzi (bigrindă) pot fi acționate manual, electric sau mixt. Podurile cu acționare manuală se folosesc pentru deschideri de  $L = 8 \div 14[m]$  și capacități de ridicare de  $Q = 5 \div 10 [tf]$ .

În marea lor majoritate podurile rulante sunt prevăzute cu acționare electrică, cele trei mișcări fiind executate cu mecanisme antrenate cu motoare electrice. Avantajul podurilor rulante electrice, rezultă din rapiditatea cu care se pot executa atât ridicarea cât și deplasarea sarcinilor.

Podurile rulante electrice de uz general pot fi construite cu un singur cârlig pentru sarcini de  $Q = 3 \div 50[tf]$  și cu două cârlige pentru sarcini de  $Q = 15/3 \div 80/15 [tf]$ , cu cărucioarele circulând pe tălpile superioare ale grinzilor principale.

Cârligul mare se numește principal iar cel mic secundar. Cârligul mic (secundar) servește pentru ridicarea sarcinilor mai mici, cu viteză sporită, sau la executarea operațiilor auxiliare.

Capacitatea de ridicare a podului rulant se determină după cârligul principal și nu este permisă ridicarea, de exemplu, cu un pod rulant de  $80/15 [tf]$ , în același timp, o sarcină de  $80 [tf]$  cu cârligul principal și alta de  $15 [tf]$  cu cârligul secundar.



Înălțimea de ridicare a podurilor rulante de uz general este de  $H = 12 \div 16 [m]$ , viteza de ridicare a cârligului principal este de  $1,5 \div 16 [m/min]$  iar a cârligului secundar este de  $6 \div 16 [m/min]$ , în funcție de regimul de exploatare și de mărimea sarcinii de ridicat.

Viteza de translație a căruciorului este de  $12 \div 40 [m/min]$  iar cea de translație a podului de  $40 \div 120 [m/min]$ .

Podurile rulante bigrindă, acționate electric și cu greifer sunt la fel ca și podurile rulante cu cârlige, dar pe cărucior au suspendat un greifer. În acest caz, pe cărucior se montează doi tamburi: unul pentru ridicarea greifărilor și altul pentru închiderea lui.

### 2.2.2 Poduri rulante speciale

În foarte multe cazuri, este necesară construirea unor poduri rulante cu destinație specială, și pentru anumite sarcini de ridicat și transportat cum sunt podurile rulante:

- pentru șarjare,
- pentru turnătorie,
- pentru forjă,
- cu console culisante etc.

*Podurile rulante pentru șarjare* se folosesc pentru a încărca șarjele în cuptoarele Siemens-Martin. Aceste poduri se compun din două grinzi principale (cu zăbrele) și din două grinzi secundare legate între ele prin antretoaze orizontale. Căruciorul principal are o construcție specială. Cadrul căruciorului este montat pe patru roți de rulare, din care două sunt motoare.

Brațul special al acestui pod (caracteristica principală a acestui pod) poate executa următoarele operații:

- apucă de pe platforma de încărcare troaca (cutie de oțel turnat), încărcată cu materialul de șarjare,
- transportă troaca și o introduce în gura cuptorului,
- răstoarnă troaca în cuptor, descărcând șarja,

- scoate troaca din cuptor și o aduce înapoi pe platforma de încărcare, pentru umplerea următoare.

Un podul rulant pentru șarjare poate executa următoarele șase mișcări: translația podului, deplasarea căruciorului principal pe pod, ridicarea brațului cu coloană și cabina (sau numai brațul), bascularea brațului, rotirea brațului în jurul axului vertical propriu, rotirea brațului în plan orizontal în jurul axei verticale.

**Podurile rulante pentru turnătorii** servesc la ridicarea și transportul oalelor de turnare pline cu metal lichid (în special fontă și oțel), la golirea lor prin înclinare și la operații obișnuite de deplasare a sarcinilor în turnătorii (poziționarea oalelor de turnare goale sub jgheabul de scurgere, îndepărtarea zgurii din oala de turnare după terminarea turnării, așezarea oalelor pe platforma de răcire și repararea lor ulterioară).

Pentru răsturnare se folosește un cârlig secundar (auxiliar), al cărui cărucior se deplasează pe tălpile interioare ale celor două grinzi principale. Construcția este realizată, astfel încât căruciorul secundar poate trece pe sub cel principal, asigurând astfel răsturnarea oalei în ambele direcții.

Cârligul secundar poate apuca oala de turnare de la fund, cu o pârghie specială, înclinând-o pentru golirea treptată. Unele construcții au montate pe căruciorul secundar două cârlige: unul pentru răsturnarea oalei și altul pentru operații auxiliare.

Având în vedere faptul că, aceste poduri au un transport periculos din cauza materialului utilizat, la aceste poduri se aplică o serie de cerințe speciale pentru ca exploatarea să se facă în deplină siguranță.

Podurile rulante pentru turnătorii se consideră că lucrează în regim greu și foarte greu. Se construiesc pentru capacități de ridicare de până la 300 *tf*.

**Podurile rulante pentru forjă** funcționează în atelierele mari de forje și prese, fiind destinate susținerii pieselor grele în timpul forjării. Aceste poduri sunt de construcție normală și pot fi prevăzute cu un cărucior cu cârlig secundar sau cu două cărucioare cu capacități de ridicare diferite.

Pentru a evita transmiterea șocurilor de la piesa forjată la construcția metalică a podului, suspendarea se execută elastic, cu ajutorul unor arcuri amortizoare. Podurile

rulante pentru forjă au capacitatea de ridicare de până la 300 *tf*, la căruciorul principal și de până la 100 *tf* la căruciorul secundar.

***Podurile rulante pentru decantoare*** sunt folosite pentru îndepărtarea nămolului și a spumei din rezervoarele dreptunghiulare din stațiile de tratare a apelor reziduale municipale și industriale.

Aceste poduri sunt alcătuite dintr-o punte sprijinită pe două cărucioare. Sub căruciorul de ghidare sunt instalate un raclor de suprafață și un raclor de fund. Podul este acționat de un motoreductor central conectat la roțile de acționare ale căruciorului. Podul se deplasează în față și în spate pe fundul plat al rezervorului. Deplasându-se, acesta transportă nămolul depus în colectorul de nămol cu ajutorul raclorului de fund. Spuma și particulele în suspensie sunt colectate de un raclor de suprafață și transportate într-un canal colector pentru spumă. Racloarele sunt acționate de un singur motor cu o treaptă.

## Capitolul 3

### CONSTRUCȚIA METALICĂ A MACARALELOR

#### 3.1 Noțiuni generale

Construcția metalică a macaralelor și podurilor rulante, susține mecanismele și transmite fundației (sau construcției pe care este montată macaraua) sarcinile datorate încărcării, greutății proprii, vântului etc.

Rigiditatea scheletului trebuie să fie suficientă, pentru ca încărcările variabile care solicită scheletul macaralei să nu producă vibrații, nici în scheletul considerat în ansamblu și nici în părțile sale componente.

Construcția metalică a macaralelor trebuie să îndeplinească următoarele condiții:

- ▶ să asigure funcționarea normală a macaralei garantând rezistența, rigiditatea și stabilitatea necesară construcției;

- ▶ să realizeze o greutate minimă ținând cont de faptul că marea majoritate a macaralelor sunt mobile;

- ▶ să aibă un preț de cost minim și să asigure un aspect estetic satisfăcător.

Eforturile care acționează asupra construcțiilor metalice ale instalațiilor de ridicat se clasifică în: eforturi fundamentale, eforturi accidentale și eforturi extraordinare conform standardului SR EN 1990:2004.

**1) Eforturile fundamentale** cuprind:

- *eforturi permanente*, care acționează continuu asupra construcției, indiferent dacă aceasta este în stare de repaus sau de lucru. Eforturile permanente se compun din greutatea proprie a construcției metalice (grinzi, balustrade etc.) și din greutatea elementelor necesare funcționării macaralei (greutatea mecanismelor: motor, arbori, reductoare, frâne, roți etc.).

- *eforturi utile*, cuprind încărcările fixe sau mobile și constau din mufle sau cărucioare, încărcate cu sarcina de lucru.

- *eforturi date de accesorii*, provin din forțele de inerție ale maselor în mișcare, în perioadele de pornire și de frânare ale mecanismelor de ridicare și de deplasare.

**2) Eforturile accidentale** sunt produse de:

- *acțiunea vântului și greutatea zăpezii și a gheții*, pentru mașinile de ridicat care lucrează în aer liber.

- *eforturi datorate variațiilor de temperatură*, care diferă în funcție de anotimp (vara sau iarna). Acțiunea vântului, trebuie luată în considerare la calculul de rezistență și stabilitate ale macaralelor situate în aer liber, și se calculează conform standardului european SR EN 1991:2005.

**3) Eforturile extraordinare** sunt produse de eforturi naturale (cum sunt: cutremure, inundații etc.) și nu se iau în considerare la calculul mașinilor de ridicat.

Pentru calculul mașinilor de ridicat și transportat se fac anumite ipoteze de calcul în conformitate cu prescripțiile din SR EN 1993-1-8:2006/NB:2008. Aceste ipoteze de calcul sunt:

➤ ipoteza de încărcare I, corespunde acțiunii simultane cea mai defavorabilă, datorită eforturilor fundamentale (eforturi permanente, eforturi utile și eforturi date de accesorii);

➤ ipoteza de încărcare II, corespunde acțiunii simultane cea mai defavorabilă a eforturilor din ipoteza de încărcare I și a eforturilor accidentale (eforturi date de presiunea vântului, influența variațiilor de temperatură etc.).

Rezistențele admisibile pentru elementele de construcție din oțel se aleg în conformitate cu prescripțiile din SR EN 1993-1-8:2006/NB:2008. Trebuie avut în vedere faptul că, rezistențele admisibile, indicate în standarde, sunt valabile în cazul aplicării statice a eforturilor. Construcția metalică a macaralelor este supusă la eforturi variabile (oscilațiile construcției, forțe de inerție, șocuri etc.).

În cazul solicitărilor variabile și al șocurilor, se produc fenomene de oboseală ale materialelor, iar rezistențele admisibile la oboseală sunt mult mai mici decât cele corespunzătoare solicitărilor statice. În acest caz, nu este indicat să se reducă valorile rezistențelor admisibile. Se recomandă multiplicarea eforturilor care acționează asupra mașinii de ridicat cu un coeficient supraunitar.

### 3.2 Calculul mașinilor de ridicat

Calculul de rezistență al mașinilor de ridicat se bazează pe metoda rezistențelor admisibile, metodă care stă la baza majorității normelor europene de calcul. Stările tip de solicitare sunt stări convenționale cu un număr de cicluri de solicitare  $N_c = 10^6$  și sunt definite cu ajutorul parametrului de stare  $p$  [12] (definit la paragraful 1.5.).

Definirea stărilor de încărcare, la mașinile de ridicat este indicat prin norme europene de largă utilizare cum este standardul SR ISO 4301:1994, care definește cele patru tipuri de încărcări (definite la paragraful 1.5.).

Acțiunile care determină solicitarea mecanică a mașinilor de ridicat sau a elementelor componente ale acestora se manifestă prin sarcini statice și dinamice.

Sarcinile statice se aplică lent, valoarea lor crescând de la zero la valoarea finală iar apoi rămân constante (exemplu: greutatea proprie, încărcarea cu lapoviță sau zăpadă etc.). Sarcinile dinamice se aplică brusc, cu o anumită viteză și pot avea o variație periodică în timp sau o variație bruscă în timp [12].

După durata lor aceste acțiuni pot fi [12]:

► **acțiuni permanente**, care la rândul lor pot fi: încărcări din greutatea proprie sau încărcări din greutatea proprie a materialului în vrac de pe benzile transportoare;

► **acțiuni temporare**, care la rândul lor pot fi:

- **încărcări principale**: forțe nominale, forțe de inerție, forțe centrifuge, forțe datorate căderii materialului în vrac;

- **încărcări secundare**: forțe provenite din mersul oblic, forțe datorate acțiunii vântului, forțe datorate diferențelor de temperatură, forțe datorate încărcării pe scări sau platforme;

► **acțiuni excepționale**, date de forțele de lovire în tamponare sau opritori la capăt de cursă și forțe provenite din sarcinile de verificare a mașinii de ridicat.

Un studiu complet al mașinilor de ridicat cuprinde:

- identificarea și definirea acțiunilor,
- determinarea încărcărilor de calcul,
- studiul mecanismelor în cele trei faze ale mișcării,

- stabilirea și definirea combinațiilor de încărcări posibile,
- calculul de rezistență al structurii mecanice al mașinii de ridicat și a celorlalte elemente componente (cabluri, mufle, role, cârlige, roți etc.),
- calculul stabilității mașinii de ridicat (atât în stare încărcată cât și descărcată, atât în repaus cât și în mișcare etc.).

La mașinile de ridicat aflate în stare de repaus, eforturile statice dau naștere numai la solicitări statice. Structura și ansamblele mașinilor de ridicat reprezintă sisteme cu o comportare dinamică.

Cel mai adecvat și corect, din punct de vedere tehnic, este un calcul și o verificare dinamică, pentru care ar trebui să se cunoască, atât modul de variație în timp a eforturilor aplicate, cât și constantele fizice de comportare dinamică a structurii.

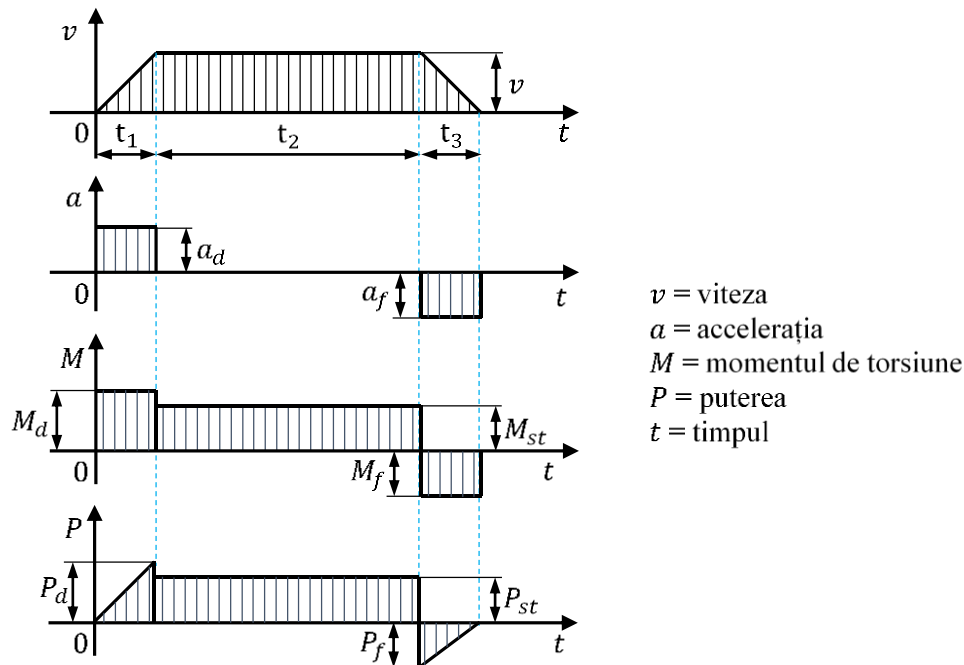
În practică se realizează calculul static folosind încărcări de calcul care se stabilesc pe baze statice în funcție de clasa de comportare dinamică a mașinii de ridicat. Aceste încărcări statice, se aleg astfel încât, să producă în structura mașinii de ridicat, efecte echivalente cu efectele determinate de forțele dinamice reale.

Calculul și verificarea de rezistență se efectuează cu forțe echivalente cu aceste solicitări dinamice numite încărcări de calcul. *Încărcarea de calcul* reprezintă încărcarea aplicată static care are un efect echivalent cu încărcarea reală aplicată dinamic.

### 3.3 Ciclu de solicitare

Convențional, un ciclu de solicitare (de lucru) al unei mașini de ridicat conține trei faze de lucru, figura 3.1. [12]:

- faza de demaraj, corespunzătoare intervalului de timp  $t_1$ , când mișcarea este uniform accelerată;
- faza stabilizată, corespunzătoare intervalului de timp  $t_2$ , când mișcarea este uniformă;
- faza de frânare, corespunzătoare intervalului de timp  $t_3$ , când mișcarea este uniform încetinită.



**Figura 3.1.** Ciclul de lucru al mașinilor de ridicat [12]

Din analiza diagramelor din figura 3.1. se observă că în faza de demaraj viteza și puterea au o variație liniară iar accelerația și momentul de torsiune sunt constante. Faza stabilizată se caracterizează prin viteză, moment de torsiune și putere constantă iar accelerația este nulă. În faza de frânare, viteza și puterea au variație liniară iar accelerația și momentul de torsiune sunt constante.

Orientativ duratele fazelor de demaraj și frânare sunt [12]:

- pentru mecanismele de ridicare:  $t_1 = 0,2 \div 2 \text{ s}$  și  $t_3 = 0,5 \div 1,5 \text{ s}$ .
- pentru mecanismele de translație:  $t_1 = 2 \div 10 \text{ s}$  și  $t_3 = 1,5 \div 10 \text{ s}$ .

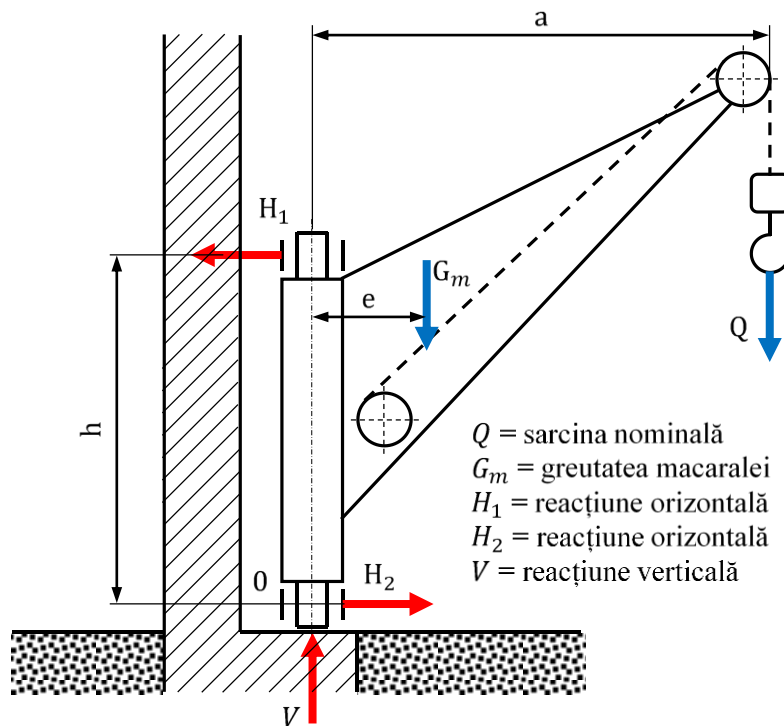
În calculul care urmează în această lucrare, se consideră faza stabilizată a macaralei. Elementele componente ale mecanismelor mașinilor de ridicat, se calculează în funcție tipul solicitării, după reguli și principii stabilite de Rezistența Materialelor. Mecanismele care compun mașina de ridicat (macaraua), trebuie să învingă rezistențele la înaintare sau rotire.



### 3.4 Construcția metalică a macaralelor staționare

În cazul macaralelor rotitoare staționare cu rază de acțiune constantă, coloana macaralei se sprijină cu fusurile în două lagăre: un lagăr superior radial și un lagăr inferior radial-axial. Dacă troliul mecanismului de ridicat este fixat pe macara, efortul din cablul de tracțiune nu influențează reacțiunile din reazeme.

Dacă se consideră că asupra macaralei, acționează forțele exterioare determinate de sarcina  $Q$  (sarcina nominală), situată la distanța  $a$  față de axa de rotație și greutatea proprie a macaralei  $G_m$ , situată la distanța  $e$  față de axa de rotație, figura 3.2., structura trebuie să fie în echilibru.



**Figura 3.2.** Reacțiuni la o macara rotitoare cu braț constant - troliu pe macara

Reacțiunile se determină din ecuațiile de echilibru static. Suma algebrică a forțelor (inclusiv reacțiuni) pe verticală este nulă:

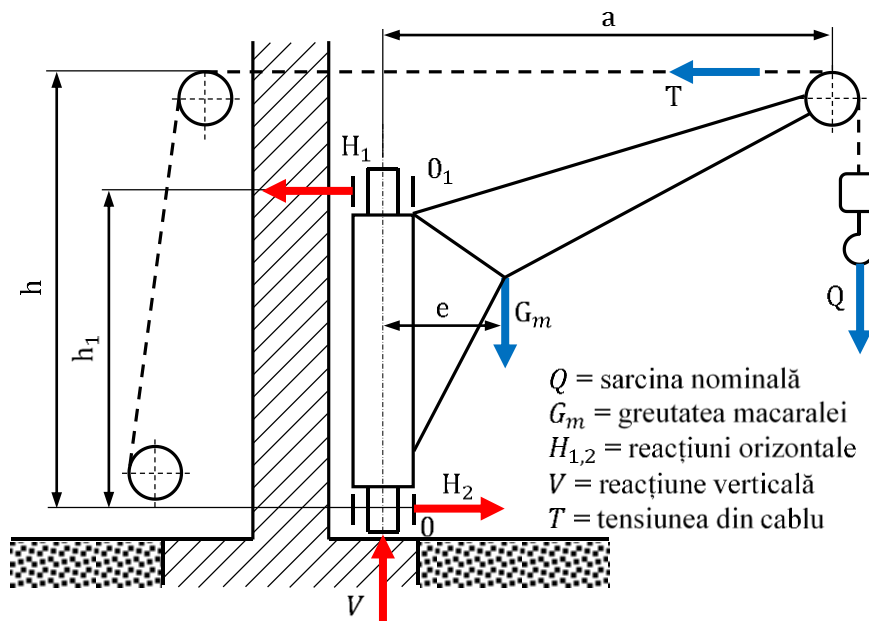
$$\left(\sum F\right)_V = 0 \Leftrightarrow V - G_m - Q = 0 \Rightarrow V = G_m + Q \quad (3.1.)$$

Reacțiunile orizontale ale reazemelor sunt egale:  $H_1 = H_2 = H$ . Suma algebrică a momentelor față de lagărul (reazemul) inferior este nulă:

$$\begin{aligned} \left(\sum M\right)_0 = 0 &\Leftrightarrow H \cdot h - G_m \cdot e - Q \cdot a = 0 \Rightarrow \\ &\Rightarrow H = \frac{1}{h} \cdot (G_m \cdot e + Q \cdot a) \end{aligned} \quad (3.2.)$$

Dacă troliul mecanismului, este montat separat de partea rotitoare a macaralei, efortul din cablul de tracțiune influențează reacțiunile din reazeme, influența depinde de direcția pe care o ia cablul după ultimul sclipete fixat pe scheletul macaralei.

În cazul în care troliul mecanismului este montat separat de partea rotitoare a macaralei în calcule intervine și tensiunea din cablu  $T$ , figura 3.3.



**Figura 3.3.** Reacțiuni la macara rotitoare cu braț constant – troliu separat

Reacțiunea verticală rămâne la fel:

$$\left(\sum F\right)_V = 0 \Leftrightarrow V - G_m - Q = 0 \Rightarrow V = G_m + Q \quad (3.3.)$$

Reacțiunile horizontale ale reazemelor nu mai sunt egale ( $H_1 \neq H_2$ ) deoarece intervine tensiunea din cablu  $T$ . Calculul acestor reacțiuni se determină din condițiile de echilibru static:

► suma algebrică a momentelor față de lagărul (reazemul) inferior  $O$  este nulă:

$$\begin{aligned} \left(\sum M\right)_O = 0 &\Leftrightarrow H_1 \cdot h_1 + T \cdot h - G_m \cdot e - Q \cdot a = 0 \Rightarrow \\ &\Rightarrow H_1 = \frac{1}{h_1} \cdot (G_m \cdot e + Q \cdot a - T \cdot h) \end{aligned} \quad (3.4.)$$

► suma algebrică a momentelor față de lagărul (reazemul) superior  $O_1$  este nulă:

$$\begin{aligned} \left(\sum M\right)_{O_1} = 0 &\Leftrightarrow H_2 \cdot h_1 + T \cdot (h - h_1) - G_m \cdot e - Q \cdot a = 0 \Rightarrow \\ &\Rightarrow H_2 = \frac{1}{h_1} \cdot [G_m \cdot e + Q \cdot a - T \cdot (h - h_1)] \end{aligned} \quad (3.5.)$$

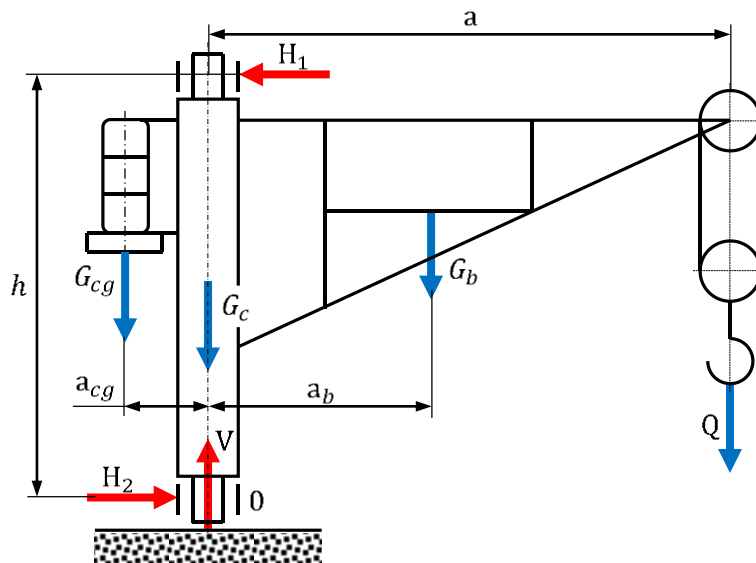
Brațul macaralelor rotitoare cu capacitate mică de ridicare (figura 3.2.) au de regulă formă triunghiulară iar la macaralele cu capacitate mare de ridicare se folosește schema din figura 3.3.

### 3.5 Construcția metalică a macaralelor cu coloană și braț rotitor

Acest tip de macaralele se utilizează la manipularea sarcinilor pe o suprafață aproape circulară. Aceste mașini de ridicat sunt destinate să funcționeze în hale sau în aer liber, în condiții normale de lucru, la temperaturi cuprinse între  $-15\text{ }^\circ\text{C}$  și  $+40\text{ }^\circ\text{C}$  în condiții de umiditate maximă de 80 % la temperatura de  $+20\text{ }^\circ\text{C}$ .

Și în acest caz, se urmărește determinarea reacțiilor (orizontale  $H$  și verticală  $V$ ) precum și a momentului rezistent la rotirea brațului. Pentru calculul reacțiilor la această macara s-au folosit notațiile, figura 3.4.:

- $Q$  = greutatea sarcinii de manipulat,
- $G_b$  = greutatea brațului macaralei,
- $G_c$  = greutatea coloanei,
- $G_{cg}$  = greutatea contragreutății,
- $h$  = înălțimea macaralei,
- $a_b$  = distanța dintre axa coloanei și centrul de greutate al brațului,
- $a_{cg}$  = distanța dintre axa coloanei și centrul de greutate al contragreutății,
- $a$  = distanța dintre axa coloanei și sarcina de manipulat.



**Figura 3.4.** Reacțiuni la macara cu coloană și braț rotitor

Sub acțiunea încărcărilor exterioare și a greutăților proprii ale structurii, precum și a reacțiilor din sistemul de rezemare, structura trebuie să fie în echilibru. Reacțiunile se determină din ecuațiile de echilibru static. Suma algebrică a forțelor (inclusiv reacțiuni) pe verticală este nulă:

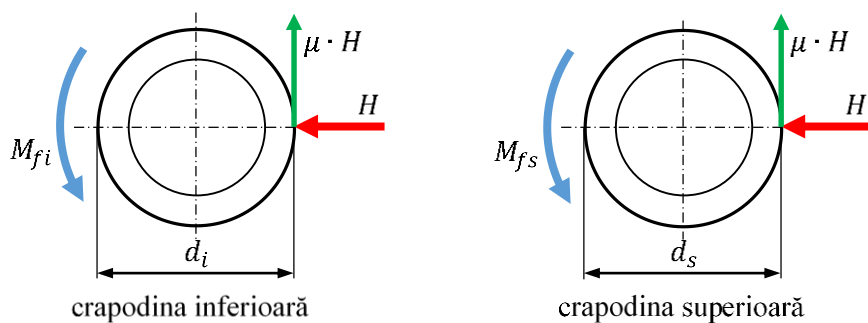
$$\begin{aligned} \left(\sum F\right)_V = 0 &\Leftrightarrow V - G_c - G_{cg} - G_b - Q = 0 \Rightarrow \\ &\Rightarrow V = G_c + G_{cg} + G_b + Q \end{aligned} \quad (3.6.)$$

Reacțiunile orizontale ale reazemelor sunt egale:  $H_1 = H_2 = H$ . Suma algebrică a momentelor față de lagărul (reazemul) inferior  $O$  este nulă:

$$\begin{aligned} \left(\sum M\right)_0 = 0 &\Leftrightarrow H \cdot h + G_{cg} \cdot a_{cg} - G_b \cdot a_b - Q \cdot a = 0 \Rightarrow \\ &\Rightarrow H = \frac{1}{h} \cdot (G_b \cdot a_b + Q \cdot a - G_{cg} \cdot a_{cg}) \end{aligned} \quad (3.7.)$$

Dacă macaraua lucrează în aer liber trebuie avut în vedere și acțiunea vântului asupra sistemului. În acest caz mecanismul de rotire a brațului de macara trebuie să preia următoarele momente, figura 3.5.

- $M_{fi}$  = momentul de frecare din crapodina inferioară,
- $M_{fs}$  = momentul de frecare din crapodina superioară,
- $M_v$  = momentul datorat acțiunii vântului.



**Figura 3.5.** Momentele preluate de mecanismul de rotire a brațului

Normele tehnice de calcul pentru macarale impun considerarea momentului datorat acțiunii vântului  $M_v$  în cazul cel mai defavorabil de încărcare, și anume atunci când momentul vântului are același sens cu momentele de frecare din crapodine.

Din ecuația de echilibru a momentelor față de axa coloanei se obține momentul rezistent care trebuie învins de mecanismul de rotire:

$$\begin{aligned} \sum M = 0 &\Rightarrow M_r - M_{fi} - M_{fs} - M_v = 0 \Rightarrow \\ \Rightarrow M_r = M_{fi} + M_{fs} + M_v &= \mu \cdot H \cdot \frac{d_i}{2} + \mu \cdot H \cdot \frac{d_s}{2} + M_v \end{aligned} \quad (3.8.)$$

unde:

- $\mu$  = coeficientul de frecare între coloană și crapodină,
- $d_i$  = diametrul secțiunii transversale circulare din crapodina inferioară,
- $d_s$  = diametrul secțiunii transversale circulare din crapodina superioară.

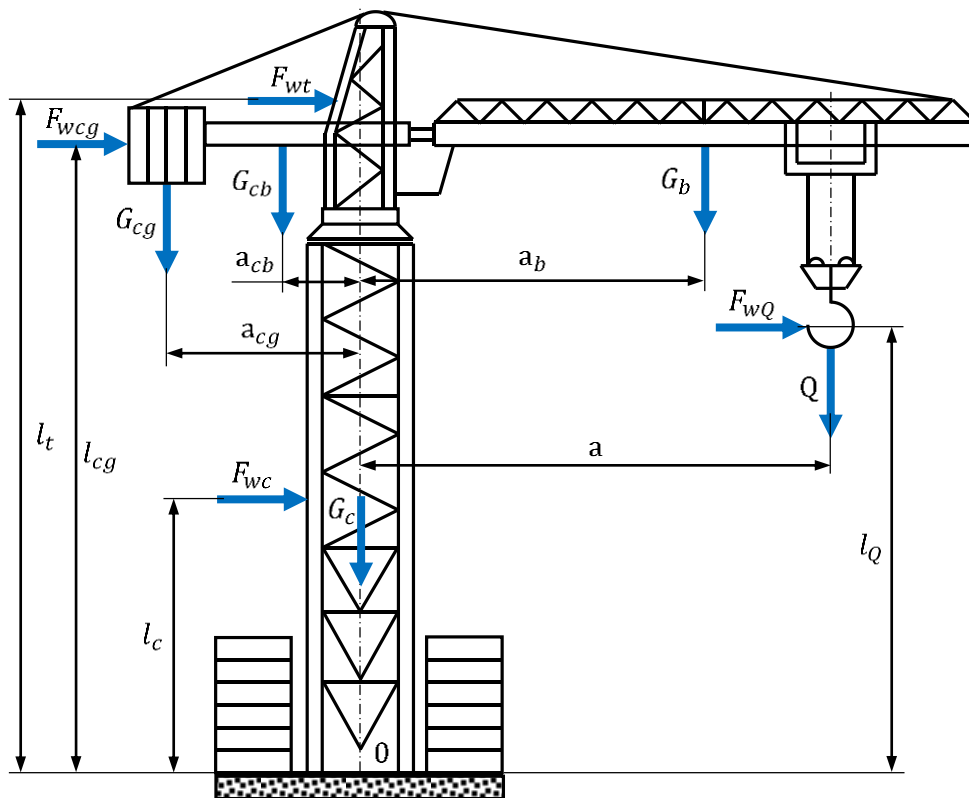
Prin acest calcul preliminar, se poate alege motorul electric, necesar pentru rotirea brațului macaralei.

### 3.6 Construcția macaralei turn nedeplasabilă cu braț rotitor

Atunci când macaraua este în reapaus, asupra ei acționează greutatea proprie și presiunea vântului, forță notată conform standardului prin  $F_w$ . Eforturile care acționează asupra macaralei turn cu braț rotitor nedeplasabile sunt prezentate în figura 3.6. [12]:

- $Q$  = greutatea sarcinii de manipulat care cuprinde atât greutatea căruciorului macaralei cât și greutatea palanelor,
- $G_b$  = greutatea brațului macaralei și a accesoriilor de pe braț aplicat în centrul de greutate al brațului,
- $G_c$  = greutatea coloanei aplicată în centrul de greutate al coloanei,
- $G_{cg}$  = greutatea contragreutății aplicată în centrul de greutate al contragreutății,
- $G_{cb}$  = greutatea contrabrațului aplicată în centrul de greutate al contrabrațului,
- $F_{wc}$  = forța determinată de acțiunea vântului asupra coloanei,
- $F_{wt}$  = forța determinată de acțiunea vântului asupra turnului rotitor al macaralei și asupra cabinei de comandă,
- $F_{wQ}$  = forța determinată de acțiunea vântului asupra cârligului și al sarcinii,

- $F_{w_{cg}}$  = forța determinată de acțiunea vântului asupra contragreutății macaralei,
- $a$  = distanța dintre axa coloanei și sarcina de manipulat,
- $a_b$  = distanța dintre axa coloanei și centrul de greutate al brațului,
- $a_{cg}$  = distanța dintre axa coloanei și centrul de greutate al contragreutății,
- $a_{cb}$  = distanța dintre axa coloanei și centrul de greutate al contrabrațului,
- $l_t$  = înălțimea dintre baza macaralei și forța vântului asupra turnului,
- $l_{cg}$  = înălțimea dintre baza macaralei și forța vântului asupra contragreutății,
- $l_c$  = înălțimea dintre baza macaralei și forța vântului asupra coloanei,
- $l_Q$  = înălțimea dintre baza macaralei și forța vântului asupra cîrligului.



**Figura 3.6.** Încărcările asupra macaralei turn cu braț rotitor nedeplasabilă aflată în repaus (faza stabilizată)

Direcția de acțiune a vântului se consideră orizontală iar forța dată de acțiunea vântului se consideră aplicată în centrul de greutate al componentelor asupra cărora acționează.

Rezultanta forțelor determinate de intensitatea vântului care acționează asupra fiecărui element din construcția macaralei se determină ținând cont de standardul (anexa națională NA) SR EN 1991-1-1:2004/NA:2006 cu relația de calcul:

$$F_w = c_s c_d \cdot c_f \cdot q_p(z_e) \cdot A_{ref} \quad (3.9.)$$

unde:

-  $c_s c_d$  reprezintă un factor structural care ia în considerare efectul acțiunii vântului din apariția nesimultană a presiunilor de vârf ale vântului pe suprafață ( $c_s$ ) împreună cu efectul vibrațiilor structurii datorate turbulenței ( $c_d$ ).

-  $c_f$  reprezintă coeficientul de forță pentru structura sau un element structural și se determină din nomograme (SR EN 1991-1-4:2006).

-  $q_p(z_e)$  reprezintă valoarea de vârf a presiunii vântului la înălțimea de referință  $z_e$ , se calculează în funcție de viteza vântului (SR EN 1991-1-4:2006).

-  $A_{ref}$  reprezintă aria de referință pentru structura sau un element structural al macaralei și se calculează conform SR EN 1991-1-4:2006.

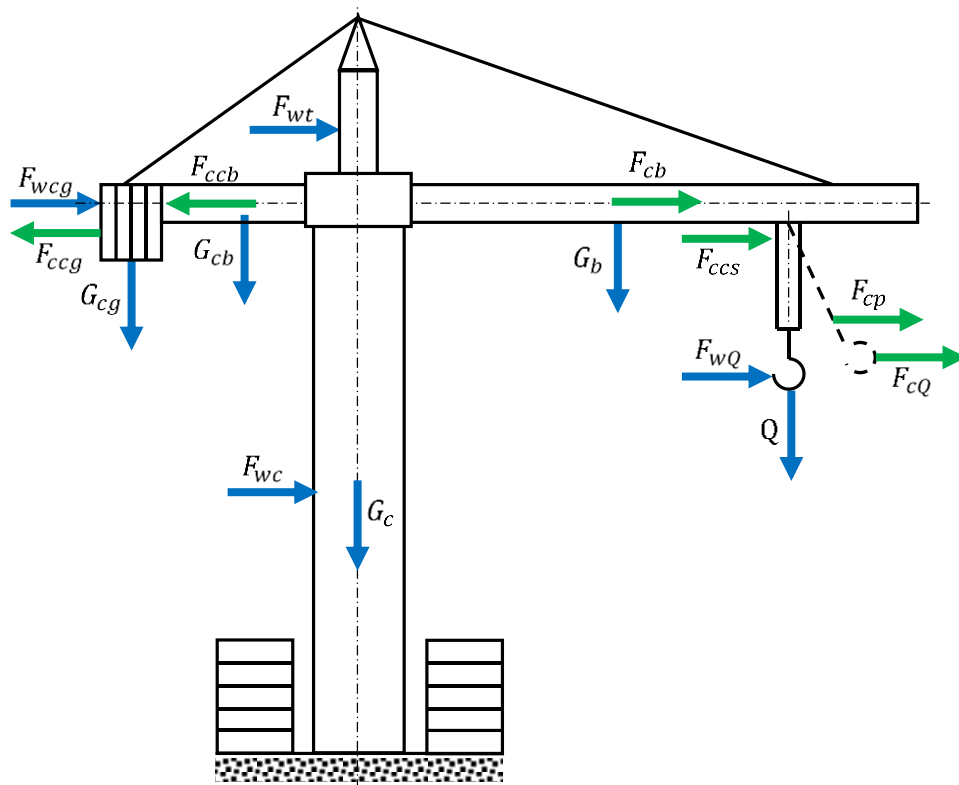
Informații asupra acțiunii vântului asupra structurilor pe diferite zone geografice din România sunt indicate în standardul SR EN 1991-1-4:2006/NB:2007. Acest standard indică valoarea fundamentală a vitezei de referință a vântului, indiferent de direcția vântului și de anotimp și presiunea vitezei de vârf a vântului.

Condiția de stabilitate pentru macaraua turn nedeplasabilă cu braț rotitor se impune prin ecuația de echilibru static pentru momente în raport cu axa geometrică a turnului macaralei. În calcul, se va considera și acțiunea vântului asupra componentelor macaralei și se va scrie ecuația de echilibru static pentru momente în raport cu punctul teoretic de rezemare de la baza macaralei (punctul 0), figura 3.6.



$$\begin{aligned} \left(\sum M\right)_0 = 0 \Leftrightarrow Q \cdot a + F_{wQ} \cdot l_Q + G_b \cdot a_b + F_{wc} \cdot l_c + \\ + F_{wt} \cdot l_t + F_{wcg} \cdot l_{cg} - G_{cb} \cdot a_{cb} - G_{cg} \cdot a_{cg} = 0 \end{aligned} \quad (3.10.)$$

În timpul rotirii macaralei turn nedeplasabile cu braț rotitor, apar forțe centrifuge datorită rotirii, forțe care se adaugă la eforturile din poziția de reapaus. Schematic aceste forțe sunt reprezentate în figura 3.7.



**Figura 3.7.** Încărcările și forțele centrifuge care acționează asupra macaralei turn cu braț rotitor nedeplasabilă aflată în rotație (faza stabilizată)

Greutățile ansamblurilor componente, forțele datorate acțiunii vântului și forțele centrifuge care acționează asupra macaralei turn cu braț rotitor nedeplasabilă aflată în mișcare de rotație (stabilizată) sunt:

- $Q$  = greutatea sarcinii (inclusiv greutatea căruciorului și a palanului),

- $G_b, G_c, G_{cb}, G_{cg}$  = greutatea brațului, coloanei, contrabrațului, contragreutății și a accesoriilor de pe acestea,

- $F_{wc}, F_{wt}, F_{wq}, F_{wcg}$  = forța determinată de acțiunea vântului asupra coloanei, turnului rotitor, cârligului (cu sarcină) și contragreutatea macaralei,

- $F_{cq}$  = forța centrifugă provenită din rotirea sarcinii de manipulat,
- $F_{cp}$  = forța centrifugă provenită din rotirea palanului,
- $F_{ccs}$  = forța centrifugă provenită din rotirea căruciorului de sarcină,
- $F_{cb}$  = forța centrifugă provenită din rotirea brațului,
- $F_{ccb}$  = forța centrifugă provenită din rotirea contrabrațului,
- $F_{ccg}$  = forța centrifugă provenită din rotirea contragreutății.

Forțele centrifuge, care se dezvoltă la rotirea macaralei turn nedeplasabilă cu braț rotitor, în jurul axei proprii de rotație, se determină cu relația:

$$F_{ci} = \frac{G_i}{g} \cdot \omega^2 \cdot r_i \quad (3.11.)$$

unde:

- $G_i$  = greutatea fiecărui ansamblu al macaralei în  $[N]$ ,
- $g$  = accelerația gravitațională,  $g = 9,80665[m/s^2] \cong 9,81[m/s^2]$ ,
- $\omega$  = viteza unghiulară de rotire a macaralei în  $[rad/s]$ ,
- $r_i$  = distanțele de la axa de rotație a macaralei la centrul de greutate al fiecărui ansamblu în  $[m]$ .

### 3.7 Construcția podurilor rulante

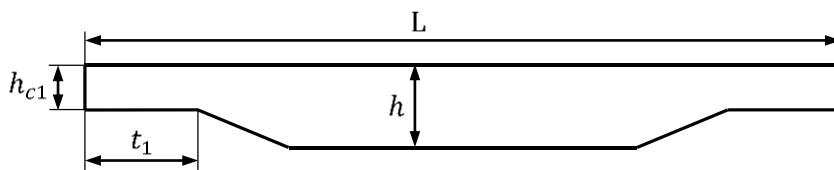
Construcția analitică a podurilor rulante constă din două grinzi sau ferme longitudinale principale, legate în mod rigid la capete cu două grinzi transversale de capăt. Construcția se poate realiza prin nituire sau prin sudare. Grinzile principale suportă direct încărcarea de la roțile de rulare ale căruciorului, care se deplasează pe șinele montate pe talpa superioară a grinzi principale.

După felul construcției podurile rulante pot fi:

- poduri rulante cu patru grinzi,
- poduri rulante cu două grinzi,
- poduri rulante cu o singură grindă.

Podurile rulante cu două grinzi în formă de cheson (casetă), sunt mai ușoare decât cele cu patru grinzi, au o construcție mai simplă și prezintă avantaje în exploatare. Dezavantajul acestor poduri constă în deformarea lor în timpul sudării dacă nu se iau măsuri de pregătire a operațiilor de sudare.

Pentru o folosire optimă a materialului, forma cea mai rațională a grinzilor principale este aceea cu talpa inferioară curbă, în formă de parabolă. Realizarea formei de parabolă este foarte greu de realizat din cauza formelor elementelor componente, din această cauză, se preferă forma trapezoidală care, deși este mai grea, prin simplitatea construcției este mult mai ieftină decât forma parabolică, figura 3.8.



**Figura 3.8.** Grinda principală a podurilor rulante

Toate dimensiunile podului rulant se determina în funcție de deschiderea podului rulant  $L$  astfel:

- lungimea părții teșite (înclinate) se consideră:

$$t_1 = \frac{1}{4} \cdot L \quad (3.12.)$$

- înălțimea grinzii  $h$  se determina în raport cu deschiderea  $L$  și de tipul podului:

- pentru grinzile cu zăbrele:

$$h = \left( \frac{1}{10} \div \frac{1}{12} \right) \cdot L \quad (3.13.)$$

- pentru grinzile cu inima plină cu un singur perete:

$$h = \left( \frac{1}{12} \div \frac{1}{14} \right) \cdot L \quad (3.14.)$$

- pentru grinzile cu inima plină cu doi pereți:

$$h = \left( \frac{1}{12} \div \frac{1}{16} \right) \cdot L \quad (3.15.)$$

- pentru grinzile cu casetă (cheson):

$$B = \frac{L}{2} \quad (3.16.)$$

➤ înălțimea grinzi la capete  $h_{c1}$ , este condiționată de rezistența la forțele tăietoare (care este maximă în această secțiune) și de înălțimea grinzilor transversale de la capete. În mod obișnuit se consideră:

$$h_{c1} = (0,40 \div 0,45) \cdot L \quad (3.17.)$$

Pentru sarcini și deschideri reduse, grinzile principale se execută din profil „I”. În cazul sarcinilor și deschiderilor mai mari, se execută cu inimă plină, din profil normal, întărit cu tablă sau platbandă. La deschideri foarte mari ( $\geq 16 \text{ m}$ ) grinzile principale se execută cu zăbrele.

Asupra podurilor rulante acționează două tipuri de sarcini:

► **Sarcini permanente** care provin din:

- sarcini uniform distribuite care provin din greutatea proprie a construcției metalice a podului (grinzi principale, secundare, de capăt, platforme de acces), arbori, cuplaje, lagăre, conductoare etc.

- încărcări fixe care provin din greutatea proprie a mecanismului de translație a podului  $G_{tr}$ , cabina de comandă și control împreună cu aparatura din dotare  $G_{cab}$ .

Valorile de calcul pentru sarcinile permanente necesare pentru dimensionarea și verificarea podului rulant sunt afectate de un coeficient conform standardelor astfel [12]:

$$\begin{aligned} p_t &= \mu \cdot p \\ G_t &= \mu \cdot G \end{aligned} \quad (3.18.)$$

unde:

- $p$  = sarcina uniform distribuită,
- $G$  = încărcarea concentrată,
- $\mu$  = coeficient dinamic indicat în standard în funcție de viteza de deplasare a

podului rulant:

- $\mu = 1,0$  pentru viteza podului  $v < 63 \text{ m/min}$ ,
- $\mu = 1,1$  pentru viteza podului  $63 < v < 125 \text{ m/min}$ ,
- $\mu = 1,2$  pentru viteza podului  $v > 125 \text{ m/min}$ .

► **Încărcări mobile** care sunt date de apăsarea roților de cărucioare pe șinele grinzilor principale și provin din:

- greutatea proprie a căruciorului și a muflei cârligului  $G_c$ ,
- sarcina nominală de ridicat  $Q$ ,
- încărcări auxiliare date de circulația personalului pe platforme pentru întreținere și reparații ( $\cong 3 \text{ kN}$ ), scările de acces se dimensionează pentru o încărcare de  $1,6 \text{ kN}$ .

Valorile de calcul pentru încărcările mobile necesare pentru dimensionarea și verificarea podului rulant sunt afectate de un coeficient conform standardelor astfel [12]:

$$P_t = P_c + \psi \cdot P_Q \quad (3.19.)$$

unde:

- $P_c$  = apăsarea roții de rulare pe șină provenită din greutatea proprie a muflei cârligului și a căruciorului,

- $P_Q$  = apăsarea roții căruciorului din cauza sarcinii nominale,
- $\psi$  = coeficient dinamic, indicat în standarde, în funcție de regimul în care lucrează podul rulant:

- $\psi = 1,1$  pentru regim de lucru ușor,
- $\psi = 1,3$  pentru regim de lucru mediu,
- $\psi = 1,5$  pentru regim de lucru greu,
- $\psi = 1,7$  pentru regim de lucru foarte greu.

► **Încărcări accidentale** date:

- forțe de inerție rezultate din frânarea căruciorului cu sarcina de manipulat (acționează orizontal în lungul axei longitudinale a grinzii principale, în planul de tangență al roții cu șina),
- forțe de inerție rezultate din frânarea podului rulant (acționează orizontal, transversal pe axa podului),
- forțe de inerție rezultate din sarcinile permanente,
- încărcarea care apare la mersul oblic al podului rulant.

► **Încărcări extraordinare** provenite din transport și montaj.

Pentru calculul de dimensionare și verificare a elementelor componente ale podurilor rulante se au în vedere trei ipoteze de încărcare:

► *Ipoteza I* consideră că asupra podului acționează încărcări fundamentale (permanente și mobile),

► *Ipoteza II* consideră că asupra podului acționează încărcări fundamentale (permanente și mobile) și forțele de inerție corespunzătoare fazelor de demaraj și de frânare,

► *Ipoteza III* consideră că asupra podului acționează atât încărcări fundamentale (permanente și mobile) cât și excepționale care provin din transportul, montarea și tamponarea podului rulant la capăt de cursă.

### 3.8 Construcția macaralelor pe șine

Macaralele staționare, pot deservi doar o suprafață limitată din interiorul unei hale (atelier, deposit etc.), astfel încât pentru deplasarea sarcinilor (mărfurilor) pe alte distanțe este nevoie de alte mecanisme de ridicat și transportat. Pentru a înlătura acest dezavantaj s-au dezvoltat macaralele pe șine care pot deservi suprafețe mult mai mari.

Deplasarea macaralei se realizează cu ajutorul unui motor electric care transmite mișcarea la roata de rulare prin intermediul unui reductor. Tot sistemul de deplasare este prevăzut cu un sistem pentru a împiedica răsturnarea.

În figura 3.9. se prezintă deplasarea unei macarale pe două șine de rulare. Cele două șine sunt formate din profile „I” simplu rezemate iar sarcinile sunt repartizate în mod egal pe cele două șine.

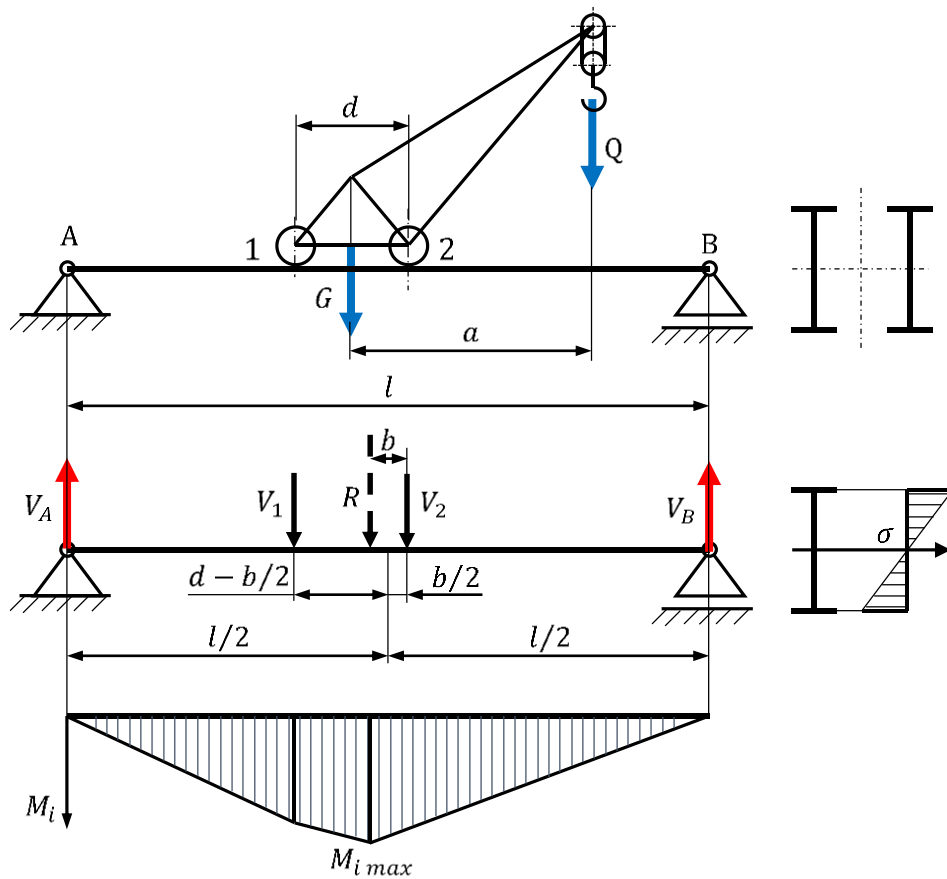
Prin roțile 1 și 2, ale macaralei pe șine, se transmit forțele  $V_1$  și  $V_2$  asupra căii de rulare care se determină din condițiile de echilibru static ale macaralei:

$$\begin{aligned} \left(\sum M\right)_2 = 0 &\Leftrightarrow V_1 \cdot d - G \cdot \frac{d}{2} + Q \cdot \left(a - \frac{d}{2}\right) = 0 \\ \left(\sum M\right)_1 = 0 &\Leftrightarrow V_2 \cdot d - G \cdot \frac{d}{2} - Q \cdot \left(a + \frac{d}{2}\right) = 0 \end{aligned} \quad (3.20.)$$

Din sistemul de ecuații (3.20.) se obțin forțele  $V_1$  și  $V_2$ . Poziția rezultantei  $R$  a forțelor deplasabile  $G$  și  $Q$  este aceeași cu poziția rezultantei forțelor  $V_1$  și  $V_2$ :

$$b = \frac{V_1 \cdot d}{R} \quad (3.21.)$$

calculată față de roata 2.



**Figura 3.9.** Grinda principală a podurilor rulante

Șinele sunt solicitate cel mai defavorabil atunci când rezultanta  $R$  este la aceeași distanță față de mijlocul grinzii ca și reacțiunea  $V_2$ .

În acest caz reacțiunile grinzii se calculează din condițiile de echilibru static al sistemului:

$$\begin{aligned}
 \left(\sum M\right)_A = 0 &\Leftrightarrow -V_1 \cdot \left[\frac{l}{2} - \left(d - \frac{b}{2}\right)\right] - V_2 \cdot \left(\frac{l}{2} + \frac{b}{2}\right) + V_B \cdot l = 0 \Rightarrow \\
 \Rightarrow V_B &= \frac{V_1 \cdot \left(\frac{l}{2} - d + \frac{b}{2}\right) + V_2 \cdot \left(\frac{l}{2} + \frac{b}{2}\right)}{l}
 \end{aligned}
 \tag{3.22.}$$



$$\begin{aligned}
\left(\sum M\right)_B = 0 &\Leftrightarrow +V_A \cdot l - V_1 \cdot \left[\frac{l}{2} + \left(d - \frac{b}{2}\right)\right] - V_2 \cdot \left(\frac{l}{2} - \frac{b}{2}\right) \Rightarrow \\
\Rightarrow V_A &= \frac{V_1 \cdot \left(\frac{l}{2} + d - \frac{b}{2}\right) + V_2 \cdot \left(\frac{l}{2} - \frac{b}{2}\right)}{l}
\end{aligned}
\tag{3.23.}$$

Cunoscând reacțiunile  $V_A$  și  $V_B$  se trasează diagrama momentului încovoietor și se determină valoarea maximă a acestuia:

$$M_{i,max} = V_B \cdot \left(\frac{l}{2} - \frac{b}{2}\right) \tag{3.24.}$$

Se determină modulul de rezistență necesar  $W_{nec}$ , pentru fiecare din cele două șine, din relația lui Navier:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{i,max}}{W_{nec}} \leq \sigma_a \Rightarrow W_{nec} = \frac{M_{i,max}}{\sigma_a} \tag{3.25.}$$

unde  $\sigma_a$  este tensiunea admisibilă a materialului din care este confecționată șina.

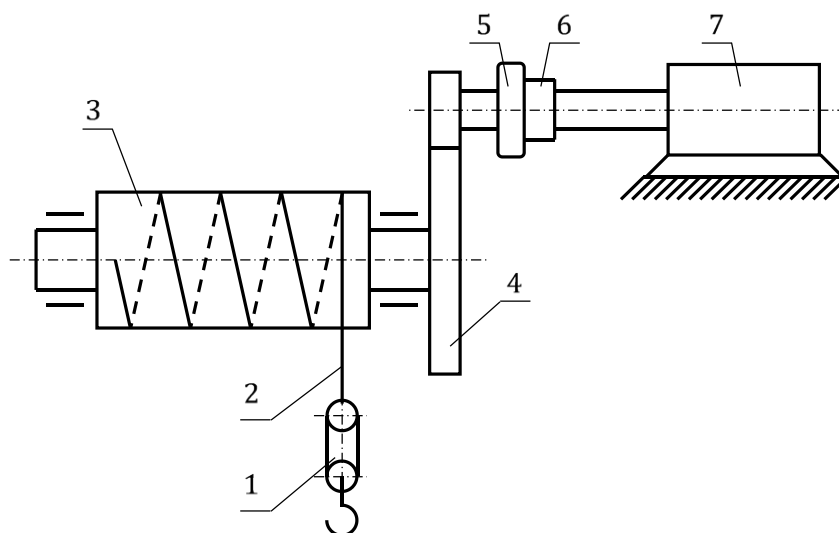
Din acest calcul, se alege tipul de profil „I”, din care se confecționează cele două căi de rulare (șine).

## Capitolul 4

### ELEMENTE SPECIFICE MAȘINILOR DE RIDICAT

Mașina de ridicat și transportat se compune dintr-un număr de organe de mașini, care se pot încadra în categoriile cunoscute: asamblări, arbori, lagăre, arcuri etc. În afară de aceste organe de mașini de utilizare generală, mașinile de ridicat și transportat au un număr însemnat de elemente specifice acestor mașini.

Forma simplificată a unei mașini de ridicat este prezentată în figura 4.1.

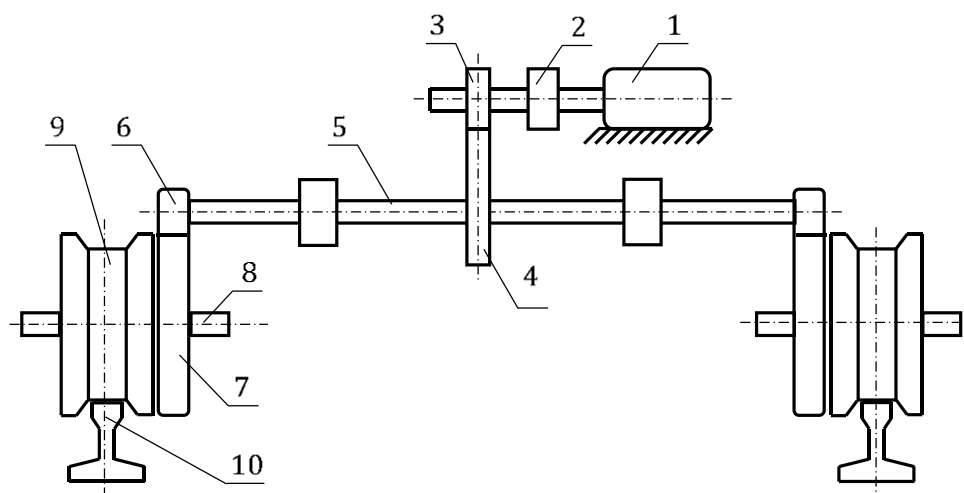


**Figura 4.1.** Schema simplificată a unei mașini de ridicat

În principiu o mașină de ridicat (figura 4.1.) se compune din sistemul de ridicat și transportat 1 de care se suspendă sarcina de ridicat. Sistemul de ridicat (cârligul) se ridică cu ajutorul unui organ de tracțiune flexibil 2, care poate fi cablu de oțel, lanț sau frânghie. Organul flexibil se înfășoară pe tamburul 3 care este antrenat de un motor 7 (electric sau termic) care transmite mișcarea de rotație la axul tamburului prin cuplajul elastic 6 și reductorul de viteză 4. Mașina de ridicat trebuie prevăzută cu sisteme de frânare și oprire 5 care servesc la menținerea sarcinilor ridicate.

Dacă sarcina ridicată, trebuie deplasată în plan orizontal, pentru ca sarcina să fie transportată la locul destinat, mașina de ridicat mai este prevăzută cu sisteme de deplasare și sisteme de susținere a sarcinii.

În figura 4.2. se prezintă sistemul simplificat de deplasare a unui pod rulant cu acționare electrică.



**Figura 4.2.** Schema simplificată de deplasare pentru un pod rulant

Mecanismul de deplasare al unui pod rulant cu acționare electrică cuprinde în principal următoarele componente: motorul electric 1 necesar pentru deplasarea podului, cuplajul elastic 2 dintre arborele motorului și roata dințată 3 care se angrenează cu roata dințată 4 montată pe arborele de transmisie 6. Roata dințată 6 angrenează roata dințată 7 care este fixată pe același arbore 8 cu roțile de rulare 9, cu ajutorul cărora podul rulant se deplasează pe șinele 10, deplasând împreună cu el și sarcina de ridicat și transportat.

În general mașinile de ridicat cuprind următoarele părți componente:

- mecanisme pentru ridicarea și transportul sarcinilor (organe flexibile),
- mecanisme pentru prinderea sarcinilor,
- mecanisme pentru transmiterea și transformarea mișcărilor,
- mecanisme pentru deplasarea macaralei,
- mecanisme pentru deplasarea căruciorului de sarcină,

- mecanisme pentru ghidarea și acționarea organelor flexibile de ridicare (role, tamburi etc.),

- mecanisme pentru rotirea macaralei,
- mecanisme pentru blocare și frânare,
- construcția metalică a macaralei.

În funcție de tipul macaralei, mecanismele de mai sus pot fi cu acționare:

- ▶ manuală,
- ▶ electrică sau cu motor termic,
- ▶ hidraulică sau pneumatică,
- ▶ alte tipuri de acționări.

#### **4.1. Organe flexibile pentru ridicare**

Organele flexibile folosite la majoritatea mecanismelor de ridicare (macarale și poduri rulante), sunt destinate să realizeze legătura cinematică între elementul de acționare (roată, tobă) și elementul pentru suspendarea sau apucarea sarcinii. Prin aceste organe flexibile se transformă mișcarea de rotație a organelor de acționare în mișcarea pe verticală a sarcinii.

Drept organe flexibile, pentru ridicarea sarcinilor se poate folosi: cablul din oțel, lanțul și frânghia.

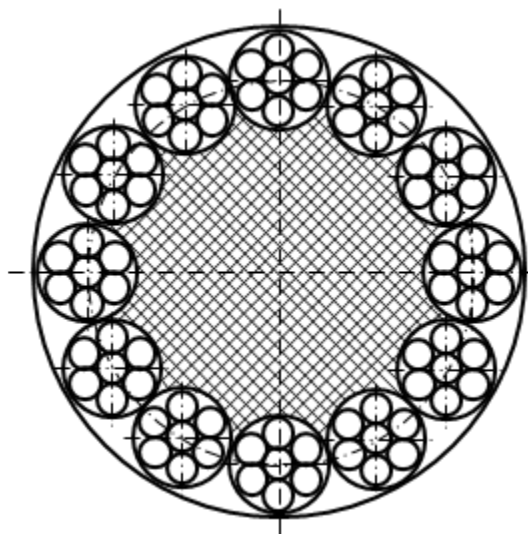
##### **4.1.1 Cabluri din oțel**

###### *4.1.1.1 Construcția și clasificarea cablurilor*

Cablurile din oțel sunt cele mai răspândite organe de tracțiune pentru mașinile de ridicat și transportat asigurând macaralei sau podului rulant o funcționare sigură și silențioasă. Sârmele din oțel din care sunt confecționate cablurile au conținut mediu de carbon (0,6 % C) și rezistența de rupere la tracțiune  $\sigma_r = 1200 \div 2200 \text{ MPa}$ . Sârmele pot fi mate sau zincate, cele zincate sunt ferite de oxidare dar rezistența lor la rupere este

mult mai mică decât la cele mate. Cablurile se obțin prin împletirea unor sârme de oțel (de secțiune circulară), împletirea se realizează în jurul unei inimi (vegetale, minerale, metalice sau sintetice) formând astfel toronul.

Fiecare toron are șase sau un multiplu de șase sârme care se împletesc în jurul unei sârme centrale (inima toronului), figura 4.3.



**Figura 4.3.** Schița cablului de oțel de tracțiune

**Inima** este partea centrală a toronului sau cablului, în jurul căreia se înfășoară sârmele sau toroanele componente. În funcție de condițiile de exploatare a cablului inima poate fi:

a) Vegetală, care mărește flexibilitatea cablului, având în permanență un rezervor de lubrifianț atât pentru sârme cât și pentru toroane atenuând șocurile. Se confecționează din fibre dure naturale (sizal, manila) sau din fibre moi naturale (câneapă, bumbac etc.) înfășurate cu un anumit pas. Prin lubrefiere crește durata de viață a cablului și se realizează protecția anticorosivă.

b) Sintetică, se confecționează din fibre sintetice (nylon, capron etc.) sau textile sintetice (poliamidă, polietilenă).

c) Minerală, se folosește dacă cablul lucrează la temperaturi ridicate, la care se impune o anumită flexibilitate. Este confecționat din fibre de azbest impregnate cu unsori consistente.

d) Metalică, se folosește dacă cablul este solicitat la sarcini transversale mari. Se confecționează din același tip de sârmă ca și cablul.

Cablurile de oțel la mașinile de ridicat și transportat se execută din sârme cu diametrul de  $0,4 \div 0,6 \text{ mm}$ . Cu cât diametrul sârmei este mai mic cu atât cablul este mai flexibil și pentru înfășurarea sa se pot folosi role sau tobe de dimensiuni mai mici.

Cablurile se clasifică după mai multe criterii (SR EN 12385-2+A1:2008), cel mai important criteriu este după construcția cablului:

► **Cabluri construcție normală** sunt formate din șase toroane împletite în jurul inimii cablului. Fiecare toron are împletită în jurul unei sârme centrale un multiplu de șase sârme de același diametru.

► **Cabluri construcție combinată** sunt formate din șase toroane împletite în jurul inimii cablului. Fiecare toron are împletită în jurul unei sârme centrale un multiplu de șase sârme dar de diametru diferit (un strat de sârme groase urmat de unul subțire). La aceste cabluri suprafața de contact între sârme este mai mare și presiunea dintre sârme este mai mică. Aceste cabluri au o durată de viață mai lungă și flexibilitate mai bună.

► **Cabluri concentrice** sunt formate prin împletirea mai multor straturi de toroane (2 sau 3 straturi) în jurul inimii cablului după regula:  $6 + 2 \cdot 6 = 18$  toroane sau  $6 + 2 \cdot 6 + 3 \cdot 6 = 36$  toroane. În fiecare toron sunt:  $1 + 6 = 7$  sârme de oțel sau mai poate fi  $1 + 6 + 2 \cdot 6 = 19$  sârme.

► **Cabluri simple** (monotoron) formate dintr-un ansamblu de sârme înfășurate în unul sau mai multe straturi concentrice în jurul unei sârme centrale.







► **Cabluri triple** formate din șase cabluri duble înfășurate în jurul unei inimi.

Dimensiunea principală caracteristică a cablurilor este diametrul  $d$ , definit ca diametrul cercului circumscris secțiunii transversale a cablului.

Cablarea, adică înfășurarea sârmelor în toroane și înfășurarea toroanelor pe inima cablului, se poate executa spre dreapta, cablare Z sau spre stânga, cablare S.

În construcția mașinilor de ridicat și transportat se folosesc cu precădere cablurile duble, clasificarea acestora fiind prezentată în tabelul 4.1.

Tabelul 4.1. Clasificarea cablurilor duble după felul cablării

Vedere cablu	Sensul calibrării		Înfășurarea cablului	Simbol
	Sârmelor	Toroanelor		
	Z	Z	Paralelă dreapta	Z/Z
	S	S	Paralelă stânga	S/S
	Z	S	Cruce stânga	Z/S
	S	Z	Cruce dreapta	S/Z
	S și Z S		Mixt stânga	S Z/S
	S și Z Z		Mixt dreapta	S Z/Z

Cablurile din oțel trebuie protejate împotriva umezelii și a contactului cu acizi sau alte materiale corozive. Este indicat ca, după utilizare cablul să fie curățat, lubrifiat și păstrat înfășurat pe tambur. Cablurile din oțel, trebuie ferite de surse de căldură care pot îndepărta stratul protector de lubrifiant.

Pentru a păstra cablul în condiții normale trebuie respectate următoarele reguli:

- se evită așezarea cablului pe o parte și derularea prin tragerea capătului, evitând astfel formarea de bucle și noduri;
- se evită deplasarea cablului peste muchii ascuțite, pentru a nu modifica forma spiralei, care asigură efectul anti-giratoriu;
- se evită rularea cablului peste corpuri străine (pietre, nisip etc.);
- se evită desfășurarea cablului de pe un colac sau tambur imobil pentru a nu se forma bucle sau inflexiuni.

Pentru rulare, în vederea depozitării se recomandă aplicarea unei pene din cherestea contra flanșei tamburului, pentru a asigura o înfășurare uniform controlată și pentru a preveni formarea buclelor și nodurilor.

#### 4.1.1.2 Calculul cablurilor

În timpul exploatării cablurile sunt supuse la următoarele solicitări:

- întindere (tracțiune) provenită de la sarcina de ridicat;
- încovoiere, provenită din înfășurarea pe tambur;
- torsiune, provenită din înfășurarea elicoidală atât a sârmelor cât și a toroanelor;
- compresiune, provenită din presiunea reciprocă dintre sârme.

Sârmele exterioare din cablu sunt supuse uzurii din cauza înfășurării pe tambur.

Fenomenul de oboseală influențează foarte mult durata de serviciu a cablului.

Calculul cablurilor de oțel se poate face pe baza tensiunii admisibile și pe baza forței de rupere, apoi se verifică durabilitatea cablului:

➤ **Calculul pe baza tensiunii admisibile.** Tensiunea produsă de solicitarea de tracțiune, în ipoteza distribuției uniforme a forței de tracțiune  $F$  pe secțiunea transversală netă  $A$  a cablului este dată de relația:

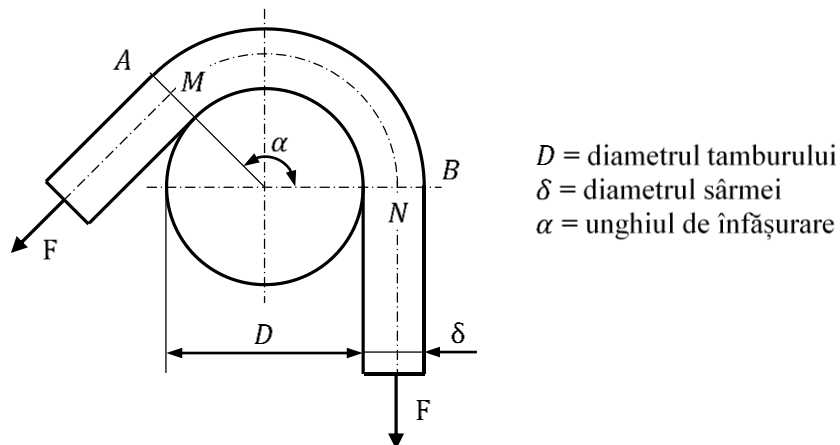
$$\sigma_t = \frac{F}{A} \quad (4.1.)$$

Pentru determinarea tensiunii de încovoiere a cablului, pe elementul de ghidare sau acționare, se consideră o sârmă izolată având diametrul  $\delta$ , înfășurată pe un tambur având diametrul  $D$ , unghiul de înfășurare fiind  $\alpha$ , figura 4.4.

Lungimea fibrei exterioare a porțiunii de sârmă înfășurată  $AB$  este:

$$l_1 = \widehat{AB} = \left(\frac{D}{2} + \delta\right) \cdot \alpha \quad (4.2.)$$





**Figura 4.4.** Schița pentru solicitarea sârmei

Înainte de încovoiere, această fibră a avut lungimea egală cu lungimea fibrei neutre a porțiunii înfășurate:

$$l = \widehat{MN} = \left(\frac{D}{2} + \frac{\delta}{2}\right) \cdot \alpha \quad (4.3.)$$

În aceste condiții, alungirea fibrei considerate este:

$$\varepsilon = \frac{l_1 - l}{l} = \frac{\frac{\delta}{2}}{\frac{D}{2} + \frac{\delta}{2}} \cong \frac{\delta}{D} \quad (4.4.)$$

Pe baza legii lui Hooke, tensiunea la solicitarea de încovoiere a unei singure sârme este:

$$\sigma_i = E \cdot \varepsilon = E \cdot \frac{\delta}{D} \quad (4.5.)$$

unde  $E$  este modulul de elasticitate al materialului sârmei.

Pentru folosirea relației de mai sus (4.5.), pentru sârmele care alcătuiesc un cablu, Bach a introdus un coeficient de corecție ( $\beta = 3/8$ ), astfel relația pentru calculul tensiunii la încovoiere devine:

$$\sigma_i = \beta \cdot E \cdot \frac{\delta}{D} \quad (4.6.)$$

Din condiția de rezistență se obține tensiunea totală:

$$\sigma = \sigma_t + \sigma_i = \frac{F}{A} + \beta \cdot E \cdot \frac{\delta}{D} \leq \frac{\sigma_r}{c} \quad (4.7.)$$

Relația (4.7.) se folosește de regulă pentru verificare, dar poate fi folosită și pentru dimensionare, rezultând aria necesară a secțiunii transversale a cablului:

$$A_{nec} = \frac{F}{\frac{\sigma_r}{c} - \beta \cdot E \cdot \frac{\delta}{D}} = n \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (4.8.)$$

unde:

$\sigma_r$  reprezintă rezistența de rupere la tracțiune a sârmei cablului,

$c$  reprezintă coeficient de siguranță ( $c = 3 \div 10$ ),

$\beta$  reprezintă coeficientul de corecție Bach ( $\beta = 3/8$ ),

$E$  reprezintă modulul de elasticitate longitudinal al materialului sârmei,

$n$  reprezintă numărul de sârme de diametru  $\delta$  din cablu.

Valorile raportului  $\delta/D$  sunt cuprinse în intervalul:

$$\frac{\delta}{D} = \frac{1}{300} \div \frac{1}{600} \quad (4.9.)$$

unde valorile mari ale raportului  $\delta/D$  sunt considerate la acționarea manuală iar valorile mici sunt pentru acționarea mecanică și regim greu de lucru.

➤ **Calculul pe baza forței de rupere.** Pe baza standardelor de dimensiuni pentru cabluri se indică forța de rupere care se determină cu relația:

$$F_r = c \cdot F \quad (4.10.)$$

unde:

$F$  reprezintă forța efectivă din cablu,

$c$  reprezintă coeficient de siguranță:  $c = 4,5$  pentru acționarea manuală;  $c = 6$  pentru regim greu de exploatare.

În această metodă de calcul (4.10.) nu a fost considerată solicitarea de încovoiere a sârmelor, care apare la înfășurarea cablului pe elementele de ghidare sau acționare. Pentru a evita suprasolicitarea sârmelor la încovoiere se recomandă ca diametrul elementului de ridicat să fie:

$$D \geq e_1 \cdot e_2 \cdot d \quad (4.11.)$$

unde:

$d$  reprezintă diametrul cablului,

$e_1 = 16 \div 20$  reprezintă un coeficient în funcție de tipul mecanismului de ridicat, tipul acționării și regimul de exploatare,

$e_2 = 0,85 \div 1,0$  reprezintă un coeficient în funcție de construcția cablului.

➤ **Verificarea cablului la durabilitate.** În cablu pot apărea variații ale tensiunilor din cauza încovoierii repetate a cablului pe elementele de ghidare și acționare. Din acest motiv tensiunile în cablu sunt mai mari decât rezistența la oboseală a materialului sârmei din care este alcătuit cablul. Verificarea la durabilitate se face pentru ca, prin modificarea unor parametri ai cablului să se obțină durata de funcționare dorită.

Relațiile pentru verificarea la durabilitate se determină experimental:

$$D_u = \frac{Z_r}{N} [ani] \quad (4.12.)$$

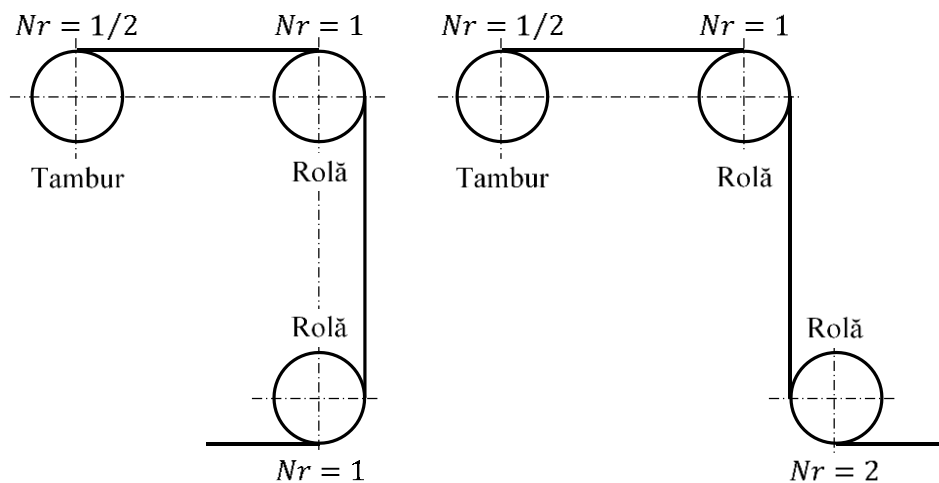
unde:

$Z_r$  reprezintă numărul de îndoiri până la rupere, determinat experimental sau se determina din diagrame în funcție de coeficientul de siguranță  $c$  și raportul  $D/\delta$ ;

$N$  reprezintă numărul de îndoiri pe an și se determină cu relația:

$$N = Nr \frac{\text{\textit{îndoiri}}}{\text{\textit{ciclu}}} \cdot Nr \frac{\text{\textit{cicluri}}}{\text{\textit{oră}}} \cdot Nr \frac{\text{\textit{ore}}}{\text{\textit{zi}}} \cdot Nr \frac{\text{\textit{zile}}}{\text{\textit{an}}} \quad (4.13.)$$

Numărul de îndoiri rezultă din schema cinematică a mecanismului de ridicare din figura 4.5.



**Figura 4.5.** Determinarea numărului de îndoiri

Având în vedere figura 4.5. numărul de îndoiri rezultă:

- la părăsirea tamburului  $Nr = 1/2$ ,
- la fiecare schimbare de direcție în același sens de îndoire  $Nr = 1$ ,
- la fiecare schimbare de direcție în sens invers de îndoire  $Nr = 2$ .

Pentru verificarea cablului la durabilitate se mai poate folosi relația empirică de calcul stabilită experimental de Jitcov A.G.:

$$Z_r = \frac{C_0}{\frac{8,5 \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot \sigma_t}{\frac{D}{d} - 8} - 1} \quad (4.14.)$$

unde:

$Z_r$  reprezintă numărul de îndoituri pe care îl suportă cablul până la rupere;

$C_0$  reprezintă un coeficient care depinde de calitatea sârmei;

$C_1$  reprezintă un coeficient care depinde de construcția cablului;

$C_2$  reprezintă un coeficient care depinde de diametrul cablului;

$\sigma_t$  reprezintă tensiunea calculată în ipoteza că forța de tracțiune din cablu se repartizează uniform pe secțiunea transversală a acestuia;

$D$  reprezintă diametrul elementului pentru ghidare sau acționare a cablului;

$d$  reprezintă diametrul cablului.

Valorile coeficienților  $C_0$ ,  $C_1$  și  $C_2$ , se găsesc în literatura de specialitate sub formă tabelară sau de diagrame.

#### 4.1.1.3 Înădirea și fixarea capetelor cablului

Capetele cablurilor de oțel pot fi acționate, caz în care se fixează de tamburul de antrenare sau neacționate, caz în care se fixează la mufla mașinii de ridicat. Sistemele de prindere ale cablurilor trebuie să aibă aceeași rezistență cu cea a cablului, să fie sigure și să permită verificarea stării tehnice, montarea și demontarea ușoară.

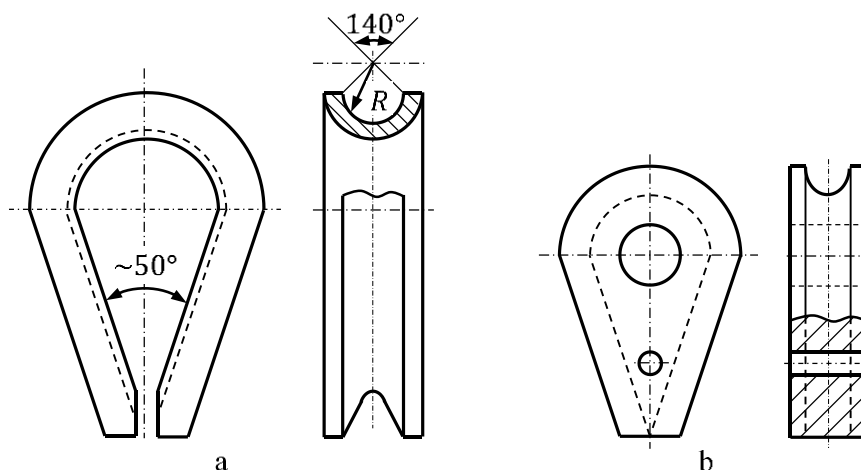
Sistemele utilizate pentru fixarea și înădirea cablurilor de oțel sunt:

► **Fixarea cu rodanță.** Rodanța este un ochet din tablă de oțel folosit pentru a modela forma și a proteja cabul în zona de ancorare împotriva strivirii și a uzurii.

Rodanțele pentru cabluri de legare de oțel sunt elemente standardizate (SR EN 13411-1+A1:2009) și se pot executa prin:

- ștanțare sau forjare din oțel S235JRG4 (echivalent OL 37.4) pentru diametrul cablului cuprins între 4 și 68 mm, figura 4.6.a;

- turnate din oțel nealiat de uz general în varianta sudabilă GS 300 (oțel turnat OT 500-3), pentru diametrul cablului cuprins între 8 și 68 mm, figura 4.6.b.



**Figura 4.6.** Rodaște pentru cabluri de oțel  
a – ștanțate sau forjate; b - turnate

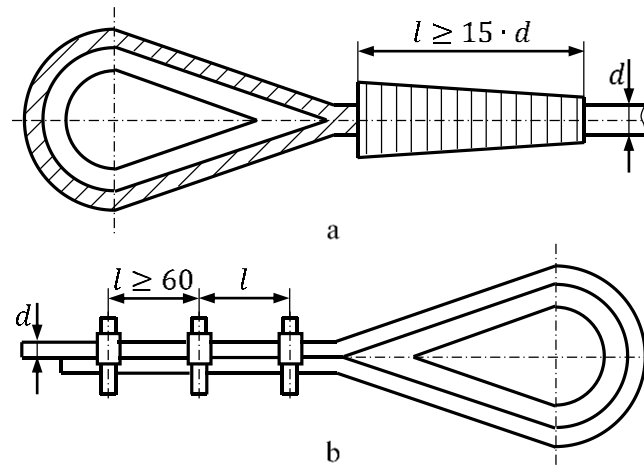
După înfășurarea rodaștei capătul liber al cablului se fixează de ramura lui continuă prin: împletire și matisare, cu manșoane ovale presate sau cu cleme de cablu.

► **Înădirea cu ajutorul ochetilor.** Un capăt al cablului de oțel se introduce în canalul ochetilor iar partea rămasă liberă a cablului se solidarizează cu partea activă prin împletire sau cu cleme.

Lungimea matisării (porțiunea împletită) trebuie să fie de cel puțin 15 ori diametrul cablului ( $l \geq 15 \cdot d$ ) dar nu mai mică de 300 mm, figura 4.7.a. Porțiunea împletită se înfășoară cu sârmă de oțel moale (matisare). Capătul cablului poate fi legat, după trecerea peste ochet și cu ajutorul unor cleme speciale de strângere (minim 3) numite măsele, figura 4.7.b.

Solidarizarea cu cleme se realizează provizoriu deoarece îmbinarea prin cleme este nesigură (clemele cedează puțin câte puțin atunci când cablul este încărcat). Clemele trebuie verificate periodic în timpul funcționării deoarece există riscul cedării cablului prin slăbirea strângerii clemelor.

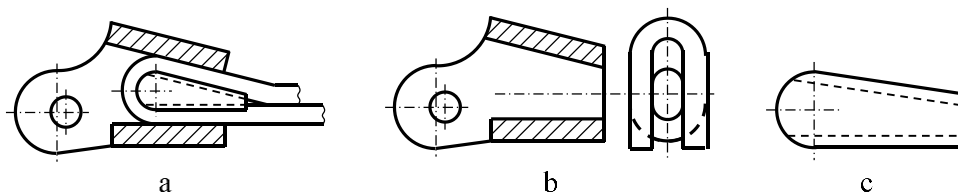
Prinderea cu cleme are și avantajul de a fi demontabilă. Înnădirea cablurilor cu ocheți trebuie amplasată astfel încât zona de înnădire să nu ajungă în timpul funcționării pe elementele pentru ghidare sau acționare.



**Figura 4.7.** Înnădirea cablurilor de oțel cu ocheți  
a – matisare; b – cleme de cablu

Clemele sunt formate dintr-un corp, o bridă și două piulițe cu guler. Se fabrică în zece mărimi având diametrul nominal de 40 mm. Pentru realizarea înnădirii, se taie cablul și se asigură împotriva despletirii toroanelor prin încălzirea la roșu a capătului de cablu și răsucirea în sensul înfășurării până la sudarea sârmelor.

► **Fixarea cu papuc.** Papucul pentru cablu este un ansamblu format dintr-o carcasă prevăzută cu ureche de articulație și o pană înclinată, figura 4.8.



**Figura 4.8.** Fixarea cablurilor de oțel cu papuc  
a – ansamblu; b – carcasă; c – pană

Cablul se înfășoară în jurul penei, iar ansamblul cablu – pană, se introduce în deschiderea mare a carcasei, prestrângerea inițială fiind realizată prin ciocănire ușoară.

Pana înclinată asigură fixarea cablului prin autoîmpănare sub acțiunea tensiunii din ramura activă a cablului. Carcasa se confecționează din oțel turnat iar pana din oțel laminat.

► **Fixarea cablului prin turnare.** Piesa de fixare este un manșon conic, care se execută din oțel turnat, având și un ochi de prindere. Capătul cablului se despletește, inima cablului se îndepărtează iar capetele sârmelor se îndoaie sub formă de cârlig.

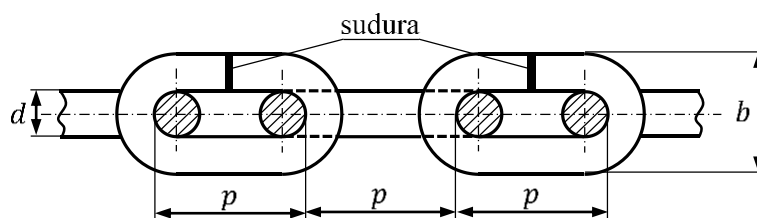
În manșon se toarnă aliaj de plumb topit la o temperatură de 400°C pentru a nu distruge sârmele cablului. Înainte de turnare, sârmele se decapează și se neutralizează pentru a asigura o priză bună cu aliajul de plumb turnat.

#### 4.1.2 Lanțuri

Lanțurile sunt constituite din zale sudate sau articulate care pot antrena o roată de lanț sau pot servi la prinderea sarcinilor. La mașinile de ridicat se folosesc lanțuri cu zale sudate (lanțuri industriale) sau lanțuri articulate (lanțuri Gall).

##### 4.1.2.1 Lanțuri sudate

Lanțurile sudate sunt alcătuite din zale, confecționate din bare de oțel laminat rotund, zalele fiind sudate pe porțiunea rectilinie a zalei, figura 4.9.



**Figura 4.9.** Lanțuri sudate



Parametrii dimensionali ai lanțurilor sudate sunt (vezi figura 4.9.):

- $d$  reprezintă diametrul barei din care sunt confecționate lanțurile,
- $p$  reprezintă pasul lanțului,
- $b$  reprezintă lățimea zalei.

După lungimea zalelor (pasul  $p$  al lanțului) lanțurile se împart în:

► lanțuri cu zale lungi la care  $p \geq 3,5 \cdot d$ ,  $d$  fiind diametrul nominal al barei de oțel rotund pentru lanț;

► lanțuri cu zale scurte la care  $p = (2,5 \div 3) \cdot d$ .

După precizia dimensiunilor, lanțurile se împart în:

► lanțuri necalibrate la care pasul și lățimea lanțului au abateri mari de  $\pm 10\%$  din valoarea nominală a diametrului  $d$ ;

► lanțuri calibrate având o abatere maximă de  $\pm 5\%$  pentru lățimea lanțului  $b$  și de  $\pm 3\%$  pentru pasul  $p$  din valoarea nominală a diametrului  $d$ .

La mașinile de ridicat se folosesc de regulă lanțurile calibrate sudate, cu zale scurte, deoarece sunt mai simple iar zalele sunt solicitate mai puțin la încovoiere. După sudură, zalele pentru lanțuri calibrate se forjează în matriță la cald, pentru a obține toleranțele prescrise. După confecționare, lanțurile se supun unui tratament de recoacere.

Lanțurile sudate se încearcă la tracțiune cu o sarcină egală cu de două ori sarcina de utilizare indicată pentru lanțul respectiv. La această încercare nu trebuie să apară deformații permanente apreciabile.

Încercarea la rupere se face după încercarea la tracțiune, cu o sarcină egală cu de patru ori sarcina de utilizare a lanțului, luând din fiecare porțiune de  $50\text{ m}$  de lanț un grup de  $3 \div 5$  zale care se supun la tracțiune până la rupere.

Lanțurile sudate, în comparație cu alte organe de tracțiune prezintă următoarele avantaje:

- flexibilitate mare după toate direcțiile,
- posibilitatea de a reduce momentele forțelor rezistente prin folosirea de tobe sau roți de diametre mici,
- sensibilitate mică la influența factorilor atmosferici (praf, umiditate etc.).

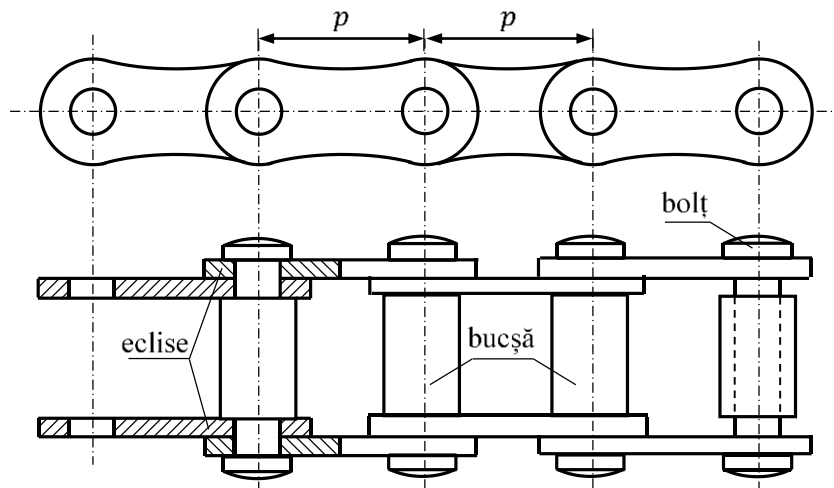
Dezavantajele lanțurilor sudate sunt:

- ▶ greutate proprie mare,
- ▶ rupere bruscă care conduce la pericol de accidentare,
- ▶ sensibilitate mare la suprasarcină și la șocuri,
- ▶ zgomot mare în timpul folosirii (mers neliniștit),
- ▶ uzură mare la suprafețele de contact ale zalelor.

Din cauza acestor dezavantaje lanțurile sudate se folosesc la mașini de ridicat portative (palane) sau la mașini care lucrează în mediu coroziv.

#### 4.1.2.2 Lanțuri articulate cu eclise și bolțuri

Lanțurile articulate cu eclise și bolțuri (denumite și lanțuri Galle) au zalele formate dintr-un număr par de plăcuțe (denumite eclise), legătura între eclisele a două zale consecutive se realizează prin bolțuri care pătrund liber în găurile corespunzătoare din capetele ecliselor, figura 4.10.



**Figura 4.10.** Lanțuri articulate cu eclise și bolțuri

Dimensiunea caracteristică, a unui lanț cu eclise și bolțuri, este pasul său notat cu  $p$ , care reprezintă distanța între axele a două bolțuri consecutive.

După mărimea relativă a pasului  $p$ , lanțurile cu eclise și bolțuri se împart în:

► lanțuri cu zale scurte (lanț Galle, construcție grea) care sunt fabricate pentru: transmisii (tipul I), tracțiune fără bolțuri de prindere (tipul II), tracțiune cu unul sau mai multe bolțuri de prindere (tipul III);

► lanțuri cu zale lungi (lanț Galle, construcție ușoară). Aceste lanțuri se folosesc la mecanisme de ridicat unde eforturile sunt mari, deoarece numărul ecliselor se poate mări. Eclisele se execută prin ștanțare din oțel E335 (OL60), având lățimea variabilă pentru lanțuri cu pasul mic, sau cu lățime constantă pentru lanțuri care au pasul mai mare de 60 mm.

Bolțurile se execută din E295 (OL50) având capetele nituite. Pentru lanțurile având pasul  $p \geq 50 \text{ mm}$  capetele bolțurilor sunt prevăzute și cu șaibe. În afară de bolțurile obișnuite, care asigură legătura între eclise, în construcția lanțurilor se mai folosesc bolțuri de legătură și bolțuri de prindere. Atât bolțurile de legătură cât și bolțurile de prindere au capetele asigurate prin cuie spintecate cu sau fără șaibe.

Lanțurile cu eclise și bolțuri prezintă următoarele avantaje:

- flexibilitate mare în planul ecliselor care permite folosirea unor elemente de ghidare de diametru mic,
- siguranță mare în funcționare față de lanțurile sudate, din cauza lipsei îmbinării prin sudură,
- durată mai mare de exploatare din cauza unei suprafețe mai mari de contact în articulațiile dintre două zale consecutive.

Dezavantajele lanțurilor cu eclise și bolțuri sunt:

- greutate proprie mare și construcție complicată, ducând la un cost ridicat;
- rigiditate mare în planul axelor bolțurilor, la o eventuală încovoiere a lanțului în acest plan, se poate produce ruperea lanțului;
- caracterul neuniform al mișcării care conduce la o funcționare cu șocuri.

Din cauza acestor dezavantaje lanțurile sudate se folosesc la mașini de ridicat portative cu acționare manuală (flexibilitate mare a lanțului în planul ecliselor), și la

unele mașini de ridicat cu acționare mecanică cu capacitate mare de ridicare și viteză mică. Lanțurile cu eclise și bolțuri se folosesc frecvent ca organe flexibile pentru a ridica sarcini atunci când trebuie să funcționeze în apă cum este cazul mașinilor de ridicat folosite în hidrotehnică.

#### 4.1.2.3 Calculul lanțurilor

Calculul lanțurilor, se poate realiza pe baza sarcinii de rupere, din condiția de rezistență sau prin calculul zalei de lanț ca sistem static nedeterminat.

Pentru a determina dimensiunile elementelor lanțului (sudate sau articulate), din condiția de rezistență, forța de rupere se determină cu relația:

$$F_r = c \cdot F \quad (4.15.)$$

unde:

$F_r$  reprezintă forța de rupere folosită la dimensionare,

$c$  este un coeficient de siguranță la tracțiune ( $c = 3 \div 10$ ),

$F$  reprezintă forța de tracțiune efectivă care acționează asupra lanțului.

Condiția de rezistență este:

$$\sigma = \frac{F_r}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq \sigma_a \quad (4.16.)$$

Din relația de mai sus (4.16.), se obține diametrul nominal al zalei de lanț:

$$d = \sqrt{\frac{2 \cdot F_r}{\pi \cdot \sigma_a}} \cong 0,8 \cdot \sqrt{\frac{F_r}{\sigma_a}} \quad (4.17.)$$

unde:

$F_r$  reprezintă forța de rupere folosită la dimensionare,

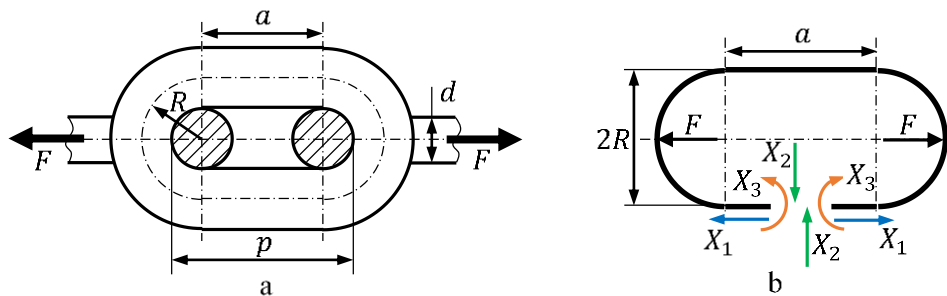
$d$  reprezintă diametrul nominal al barei de oțel rotund din care se confecționează lanțul,

$\sigma_a$  reprezintă tensiunea admisibilă la tracțiune.

În practică, în funcție de sarcina maximă de utilizare, se alege din standard lanțul corespunzător (SR EN 818+A1:2008).

Pentru calculul zalei de lanț, ca sistem static nedeterminat, se consideră un lanț sudat cu zale scurte ( $p = 3 \cdot d$ ) folosit la mașinile de ridicat, figura 4.11.a. O singură zală de lanț constituie un sistem triplu static nedeterminat interior (figura 4.11.b.), în planul transversal al zalei apar eforturile:

- $X_1$  – forța axială;
- $X_2$  – forța tăietoare;
- $X_3$  – momentul încovoietor.



**Figura 4.11.** Zală de lanț ca sistem static nedeterminat

Ridicarea nedeterminării statice interioare se face ținând cont de proprietățile de simetrie și antisimetrie ale sistemelor static nedeterminate. În cazul de față avem un sistem simetric încărcat simetric, înseamnă că forța tăietoare este nulă:  $X_2 = 0$ , iar din ecuația de echilibru a forțelor pe orizontală se obține:  $X_1 = F/2$ .

Ecuatia canonică pentru determinarea mărimii static nedeterminate  $X_3$  este:

$$\delta_{11} \cdot X_3 + \Delta_{10} = 0 \quad (4.18.)$$

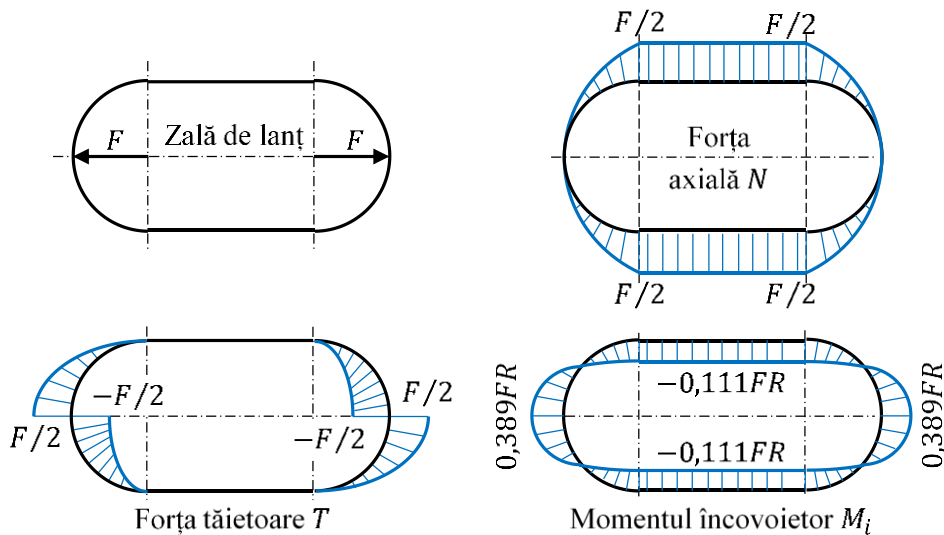
Dacă se consideră  $R = d$  și  $a = 2 \cdot R$ , prin rezolvarea ecuației 4.18. se obține  $X_3 = -0,111 \cdot F \cdot R$ .

În cazul particular pentru o zală circulară, pentru mărimea static nedeterminată  $X_3$  se obține valoarea  $X_3' = -0,182 \cdot F \cdot R$ .

Diagramele de eforturi ( $N$ ,  $T$  și  $M_i$ ) ale zalei de lanț, cunoscând mărimile static nedeterminate:

$$X_1 = \frac{F}{2}; X_2 = 0, X_3 = -0,111 \cdot F \cdot R \quad (4.19.)$$

sunt reprezentate în figura 4.12.



**Figura 4.12.** Diagramele de eforturi pentru o zală de lanț

Având diagramele de eforturi (figura 4.12.) se poate calcula tensiunea maximă în secțiunea în care momentul încovoitor este maxim ( $M_{i,max} = 0,389 \cdot F \cdot R$ ) cu relația lui Winkler pentru bare curbe:

$$\sigma_{max} = \pm \frac{N}{A} \pm \frac{M_i}{e \cdot A} \cdot \frac{y}{r_n - y} \quad (4.20.)$$

unde:

$N$  reprezintă forța axială determinată din diagrama  $N$ ,

$A$  reprezintă aria secțiunii transversale,

$M_i$  reprezintă momentul încovoietor maxim din diagrama  $M_i$ ,

$e$  reprezintă excentricitatea axei neutre față de axa centrală,

$y$  reprezintă ordonata fibrei în care se calculează tensiunea normală măsurată de la axa neutră (sensul pozitiv este orientat spre centrul de curbură),

$r_n$  reprezintă raza corespunzătoare axei neutre.

Dacă într-un lanț confecționat din zale circulare (inel), una din zale prezintă o fisură (fără a se deforma) într-o secțiune perpendiculară pe direcția de solicitare, atunci capacitatea portantă a zalei de lanț fisurate scade de 3,3 ori față de capacitatea portantă a unei zale nefisurate.

#### 4.1.3 Frânghia de cânepă

Frânghiile, folosite ca organe flexibile pentru ridicare, se obțin prin cablarea mai multor toroane (de regulă 3 sau 4), fiecare toron fiind format prin răsucirea mai multor fire obținute prin împletirea (toarcerea) unor fibre de cânepă.

Pentru a nu apărea fenomenul de desfacere (dezrăsucire) a frânghiei, sensul de cablare a acesteia este invers față de sensul de răsucire a toroanelor, iar acesta este la rândul său invers sensului de toarcere a fibrelor.

Din punct de vedere dimensional, o frânghie este caracterizată prin diametrul ei ( $d$ ), definit ca diametrul cercului circumscris secțiunii transversale a frânghiei.

Frânghiile se execută din fire de cânepă naturală sau din fire de cânepă care sunt impregnate cu gudron vegetal pentru a mări rezistența la umezeală. Frânghiile grudonate au o greutate proprie mai mare și o rezistență de rupere la tracțiune mai mică față de cele negrudonate.

Frânghiile din cânepă au uzură rapidă, rezistență admisibilă redusă, sensibilitate redusă la degradări mecanice și la diferite influențe atmosferice. Din cauza acestor caracteristici mecanice inferioare, frânghiile se folosesc destul de rar ca organe flexibile

pentru ridicat. Ele se folosesc la mașini de ridicat cu acționare manuală și cu caracter provizoriu, fiind folosite în special pe șantierele de construcții.

Calculul frânghiei de cânepă, constă în determinarea diametrului frânghiei din condiția de rezistență la tracțiune, pe baza căruia se alege frânghia (SR EN 1261:2001).

Condiția de rezistență la tracțiune este:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \leq \sigma_a \quad (4.21.)$$

unde:

$\sigma$  reprezintă tensiunea din frânghie,

$F$  reprezintă forța de tracțiune care acționează asupra frânghiei,

$A$  reprezintă aria secțiunii transversale a frânghiei,

$d$  reprezintă diametrul frânghiei,

$\sigma_a$  reprezintă tensiunea admisibilă la tracțiune.

Pentru a evita o suprasolicitare la încovoiere, deoarece tensiunile produse la încovoiere sunt cu atât mai mari, cu cât diametrul elementului de ghidare sau acționare este mai mic. Din acest motiv, se recomandă ca diametrul organului de ghidare să fie de cel puțin 10 ori diametrul frânghiei ( $D \geq 10 \cdot d$ ), unde  $d$  este diametrul frânghiei.

În afara firelor de cânepă, pentru confecționarea frânghiilor se mai pot folosi și alte fire vegetale cum sunt: fire de manila, de sizal, de in, de bumbac, de cânepă, de cocos sau păr de cămilă.

Frânghiile de cânepă având rezistența la uzură mică, fixarea lor de organele de ghidare se efectuează cu ajutorul unor elemente metalice cu șanț periferic (numite ochiuri sau ochete). Pentru fixare, capătul frânghiei de cânepă se trece peste ochete, iar apoi bucla astfel formată este închisă, împletind porțiunile suprapuse ale frânghiei, după care se matisează cu sfoară.



## 4.2 Role pentru frânghii și cabluri

Organele pentru ghidarea și ridicarea sarcinilor, sunt destinate să servească drept reazeme pentru organul flexibil în punctele în care este necesară modificarea traseului.

Sistemele pentru acționarea frânghiilor și cablurilor (role și tobe) realizează tracțiunea organului flexibil pentru ridicarea sacinii. Rolele pentru frânghii și cabluri se execută din fontă sau din oțel turnat.

Profilul rolelor pentru frânghii este prezentat în figura 4.13., în care se observă că, șanțul în care se așează frânghia are un mic joc, este strunjit neted, iar pentru o ghidare corespunzătoare, marginile rolei sunt mai ridicate. De regulă, adâncimea șanțului se determină în funcție de diametrul  $d$  al frânghiei astfel:  $h = (1,5 \div 2) \cdot d$ .

Diametrul  $D$  al rolei se consideră:

- $D = (7 \div 10) \cdot d$ , pentru acționarea manuală,
- $D = (30 \div 50) \cdot d$ , pentru acționarea mecanică cu viteze mari.

Rolele de cablu, se execută de regulă prin turnare din fontă cenușie cu grafit lamelar EN-GJL-200 (Fc 200), inima rolei putând fi plină, prevăzută cu goluri sau cu nervuri și goluri, în funcție de diametru, figura 4.14.

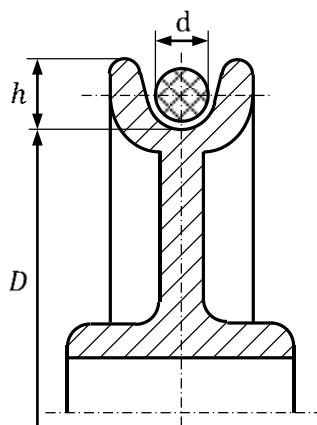


Figura 4.13. Role pentru frânghii

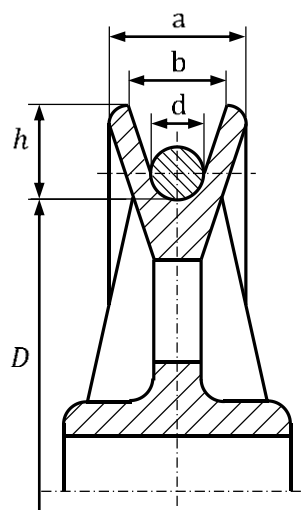


Figura 4.14. Role pentru cabluri

În cazul mecanismelor cu regimuri intensive de funcționare, rolele pentru cabluri sunt confecționate prin turnare din oțel GS 400 (OT 400) sau prin sudare și au în obada roții un șanț pentru ghidarea cablurilor care trebuie să îndeplinească anumite condiții:

- să realizeze o suprafață de contact cât mai mare cu cablul,
- să evite posibilitatea de înțepenire a cablului pe rolă,
- să permită o abatere suficientă a ramurilor cablului față de planul rolei atât la înfășurare cât și la desfășurare, cu condiția evitării contactului dintre cablu și marginile rolei.

Valori orientative pentru principalele dimensiuni ale roților de cablu sunt prezentate în tabelul 4.2.

*Tabelul 4.2. Dimensiunile șanțului rolelor pentru cabluri*

Diametrul cablului $d$ [mm]	Dimensiunile șanțului [mm]		
	$a$	$b$	$h$
până la 9	28	20	15
9,2 ÷ 15	40	30	25
16,0 ÷ 18,0	50	35	28
18,5 ÷ 21,0	55	40	30
21,5 ÷ 23,0	60	45	37,5

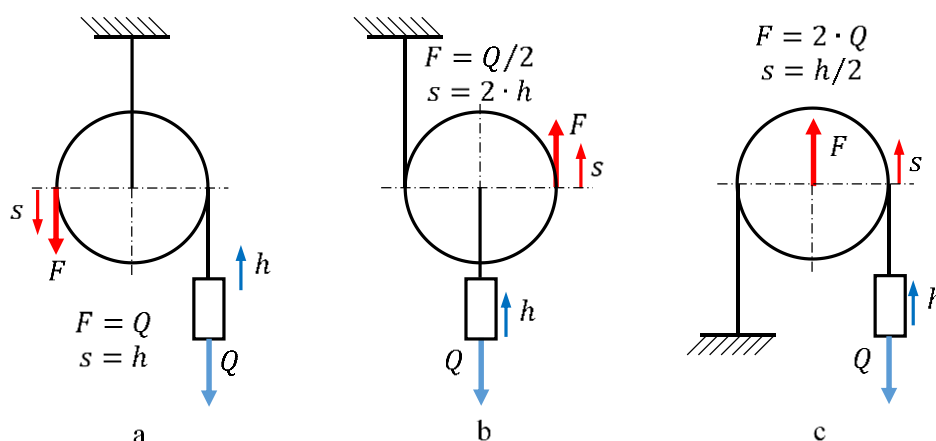
Montajul rolelor pentru cablu, se poate realiza prin lagăre cu alunecare sau lagăre cu rostogolire. În cazul rolelor de egalizare, folosite la palanele factoriale duble, montajul se realizează direct pe ax.

Dimensiunile caracteristice ale rolelor de cablu, determină forma și mărimea profilului canalului de cablu. Toate aceste dimensiuni care formează rola, sunt în funcție de diametrul cablului și sunt alese din considerente de durabilitate cât mai mare pentru cablul prin raza și diametrul de fundul canalului, sau din considerente de securitate, adică ieșirea cablului de pe rolă, prin unghiul de deschidere și adâncimea canalului.

Din cercetările experimentale s-a ajuns la concluzia că raza optimă la baza canalului trebuie să fie în limitele  $r = (0,53 \div 0,55) \cdot d$ . În acest fel, se asigură contactul dintre rolă și cablu pe o suprafață destul de mare, reducând astfel tensiunile de contact dintre rolă și cablu și asigură conservarea secțiunii rotunde a cablului.

Deschiderea canalului trebuie să fie de  $45^\circ$ , iar adâncimea canalului  $h$  să fie între limitele  $h = (1,5 \div 2,5) \cdot d$ , asigurând astfel o deviere minimă laterală a cablului față de planul median al rolei, evitând astfel contactul și frecarea cu bordura canalului.

Din punct de vedere cinematic, rola poate fi fixă (nedeplasabilă), figura 4.15.a, rola mobilă multiplicatoare de forță, figura 4.15.b sau rola multiplicatoare de spațiu (drum), figura 4.15.c.



**Figura 4.15.** Schema cinematică pentru role

Rola cu axa fixă (figura 4.15.a) efectuează o mișcare de rotație în jurul axei proprii și se folosește pentru a manipula sarcini. Rolele cu axa deplasabilă (figura 4.15.b și c) efectuează o mișcare în jurul axei proprii și o mișcare de translație. Forța de acționare  $F$  este egală cu sarcina de ridicat  $G$  iar deplasarea punctului de deplasare a forței  $s$  este egală cu deplasarea centrului de greutate a sarcinii de manipulat  $h$ .

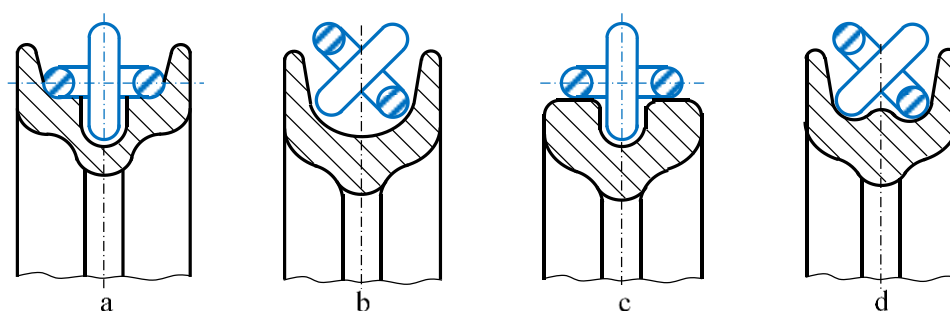
Rolele de cablu de ultimă generație se execută din teflon (are densitate mare și proprietăți antifricțiune bune). Astfel se obține un triplu avantaj: role mai ușoare, nu mai necesită bucșe sau rulmenți și crește durabilitatea cablului deoarece contactul cu

materialul plastic este inofensiv pentru cablu. Materialul rozelor, prin duritate și modulul de elasticitate influențează durabilitatea cablului. Rolele din fontă asigură o durabilitate de 10 ÷ 20 ori mai mare decât rolele din oțel, iar rolele din teflon dublează durabilitatea cablului.

### 4.3 Role pentru lanț

Rolele pentru lanț se utilizează pentru ghidarea și acționarea lanțurilor sudate din oțel rotund, asigurând forme de profile pentru o conducere precisă. În această categorie intră role simple pentru lanț, role pentru lanțuri calibrate și role pentru lanțuri cu eclise și bolțuri. Aceste role au obada prevăzută cu un șanț central prin care trece lanțul.

Rolele netede pentru lanțuri cu zale se execută din fontă și pot avea formele din figura 4.16.



**Figura 4.16.** Role pentru lanțuri

Profilul rolei din figura 4.16.a, cu conducere orizontală a lanțului, are un mare dezavantaj, deoarece produce o încovoiere a zalelor orizontale. Cele mai utilizate role sunt cele din figura 4.16.b, care are o conducere precisă a lanțului. Rolele din figura 4.16.c, sunt pentru viteze mari, și micșorează momentul încovoietor la care este supusă zala de lanț, iar rolele din figura 4.16.d, se pretează pentru viteze mici ale lanțului.

Rolele pentru lanțuri calibrate (roți profilate), sunt prevăzute cu scobituri profilate după forma zalelor, în care lanțul intră și iese cu un anumit joc. De regulă, roțile

pentru lanțuri calibrate sunt prevăzute cu apărători pentru a nu permite ieșirea lanțului de pe locașul roții. Roțile pentru lanțuri calibrate se toarnă din fontă sau oțel și nu necesită alte prelucrări mecanice. În funcționare, au loc frecări mari între lanț și roată, ceea ce conduce la o uzură rapidă a lanțului și a roții. Pentru micșorarea uzurii se recomandă ungerea lanțului și a roții în mod regulat cu un amestec de grafit și ulei.

Roțile pentru lanțurile cu eclise și bolțuri au la periferia lor dinți, care antrenează zalele de lanț. Dinții pătrund în spațiile dintre două bolțuri consecutive și eclisele respective ale lanțului.

#### **4.4 Tamburi pentru frânghii, cabluri și lanțuri**

##### **4.4.1 Clasificare și principiul constructiv**

La majoritatea mașinilor de ridicat, organul flexibil de tracțiune (frânghie, cablu, lanț) se înfășoară în spire elicoidale, într-unul sau mai multe straturi, la suprafața unui tambur (tobe) de care este fixat cu un capăt. Tamburii pot avea formă cilindrică și mai rar tronconică (goi la interior), sunt executați prin turnare (fontă, oțel) sau prin sudare din tablă de oțel roluită.

Tamburii se pot clasifica după mai multe criterii:

a) după elementul flexibil pe care îl acționează:

- pentru frânghii,
- pentru cabluri de oțel,
- pentru lanțuri.

b) după suprafața pe care se înfășoară organul flexibil:

- suprafață netedă,
- suprafață canelată.

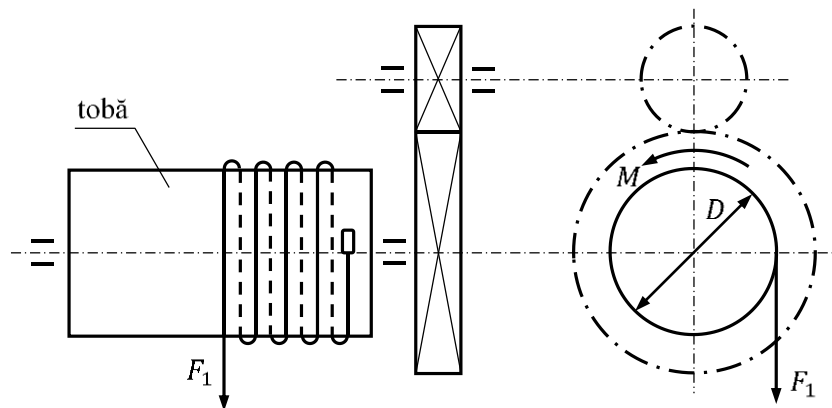
c) după modul de acționare a organului flexibil:

- prin fixare,
- prin fricțiune.

d) după forma geometrică de înfășurare:

- cilindrică,
- tronconică,
- hiperboloidală (de rotație).

În cazul tobelor prin fixare, folosite pentru acționarea lanțurilor și a cablurilor de oțel, un capăt al organului flexibil este fixat pe tobă, figura 4.17.



**Figura 4.17.** Tobă cu fixare

La rotirea tobei, organul flexibil se înfășoară pe aceasta. Momentul de torsiune care acționează toba este:

$$M = F_1 \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{1}{\eta} \quad (4.22.)$$

unde:

$M$  reprezintă momentul de torsiune care trebuie transmis tobei,

$F_1$  reprezintă forța efectivă de tracțiune din elementul flexibil,

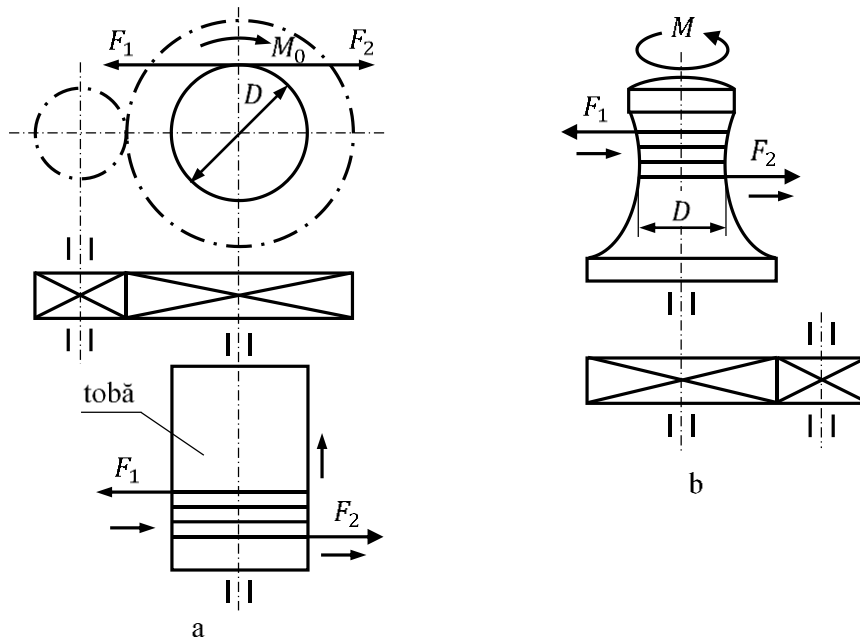
$D$  reprezintă diametrul tobei,

$\eta$  reprezintă randamentul tobei ( $\eta = 0,95 \div 0,98$ ).

Tobele cu fixare se folosesc la majoritatea mecanismelor de ridicat.

La tobele prin frecare, folosite uneori la acționarea cablurilor din oțel, mișcarea se transmite la organul flexibil prin frecarea dintre tobă și câteva spire ale cablului

înfășurat pe tobă. În acest caz, o ramură a cablului se înfășoară iar cealaltă se desfășoară, spirele înfășurate pe tobă realizând forța de frecare necesară transmiterii momentului de torsiune, figura 4.18.



**Figura 4.18.** Tobă cu frecare  
a – tobă cilindrică; b – tobă cu diametrul variabil

Momentul de torsiune necesar care trebuie să acționeze toba este:

$$M = (F_1 - F_2) \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{1}{\eta} \quad (4.23.)$$

unde:

$M$  reprezintă momentul de torsiune care trebuie transmis tobei,

$F_1$  și  $F_2$  reprezintă forțele din ramurile elementului flexibil,

$D$  reprezintă diametrul tobei,

$\eta$  reprezintă randamentul tobei ( $\eta = 0,95 \div 0,98$ ).

Numărul necesar de spire, cu care elementul flexibil înfășoară o tobă cu frecare, se obține din condiția de nepatinare a elementului flexibil exprimat prin relația:

$$F_1 = F_2 \cdot e^{\mu \cdot \alpha} \quad (4.24.)$$

unde:

$F_1$  și  $F_2$  reprezintă forțele din ramurile elementului flexibil,

$e = 2,718$  reprezintă baza logaritmului natural,

$\mu$  reprezintă coeficientul de frecare tobă – element flexibil,

$\alpha$  reprezintă unghiul de înfășurare a elementului flexibil pe tobă.

Deoarece  $\alpha = 2 \cdot \pi \cdot n$  ( $n$  fiind numărul de spire înfășurate pe tobă), se obține numărul necesar de spire pentru transmiterea mișcării:

$$n = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \mu} \cdot \ln \frac{F_1}{F_2} \quad (4.25.)$$

La toba cu frecare (figura 4.18.a), spirele înfășurate execută o deplasare în lungul tobei, din această cauză lungimea tobei depinde de lungimea elementului flexibil. La toba cu diametrul variabil (figura 4.18.b) spirele alunecă pe porțiunea centrală cu diametrul minim al tobei, din această cauză acest tip de tobă are lungimea redusă.

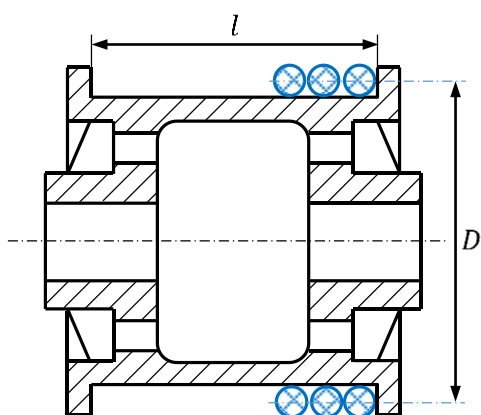
#### 4.4.2 Tamburi pentru frânghii

Tobe pentru frânghiile de cânepă, se obțin prin turnare din fontă sau prin sudare din tablă de oțel roluită. Tobe turnate sunt cu 30 % mai grele decât tobele sudate din cauza tehnologiei de turnare.

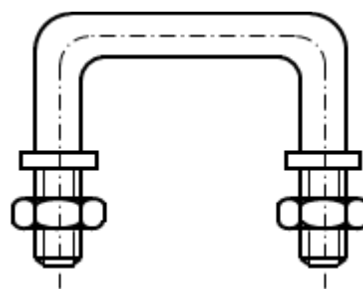
Frânghia se înfășoară de regulă pe un singur rând, spirele fiind alăturate una de alta, figura 4.19. Pentru a reduce lungimea utilă a tobei  $l$  frânghiile se pot înfășura pe mai multe straturi, în acest caz trebuie asigurată așezarea corectă a fiecărui strat, iar mașina tamburului să depășească stratul superior înfășurat cu o înălțime egală cu cel puțin un diametru al frânghiei.



Capătul frânghiei se prinde de tambur prin legarea acesteia de o piesă de prindere (scoabă), fixată pe tambur cu piulițe, figura 4.20.



**Figura 4.19.** Tobă pentru frânghii



**Figura 4.20.** Prinderea frânghiei

Pentru a evita deteriorarea frânghiei la sistemul de prindere pe toabă este necesar ca atunci când sarcina este complet coborâtă (liberă) pe toabă să rămână înfășurate minim două spire.

Diametrul nominal al tobei  $D$  pentru frânghii se determină în funcție de diametrul  $d$  al frânghiei:

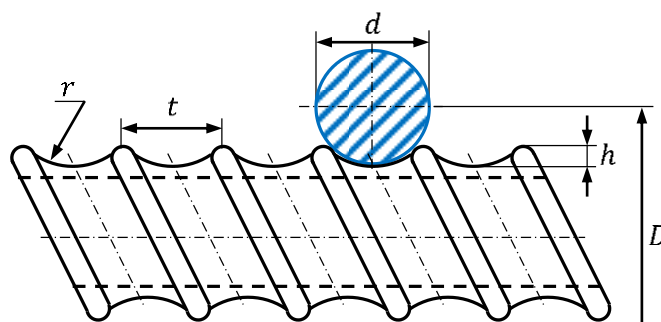
$$D = (7 \div 10) \cdot d \text{ pentru acționări manuale,}$$

$$D = (30 \div 50) \cdot d \text{ pentru acționări mecanice.}$$

#### 4.4.3 Tamburi pentru cabluri

Tamburii (tobe) pentru cablu sunt organe specifice troliilor, pe care se fixează, se înfășoară și acționează ramurile active ale cablurilor. Construcție tobei trebuie astfel realizată, încât să asigure înfășurarea uniformă a cablului. Tamburii pot avea formă cilindrică, tronconică sau hiperboidală (de rotație), antrenarea cablului se realizează datorită fixării acestuia pe tambur (tambur cilindric sau tronconic) sau prin fricțiune (în cazul tamburilor hiperboidali).

Suprafața activă a tamburului poate fi netedă sau canelată, geometria canelurii este definită prin profilul normal cu raza de racordare  $r$  și pasul  $t$ , figura 4.21.



**Figura 4.21.** Elementele tobelor canelate

Elementele geometrice ale tobelor canelate sunt:

- $t$ - pasul canelurii,
- $r$ - raza de curbura a canelurii,
- $d$  - diametrul organului flexibil (cablu),
- $h$  - înălțimea canelurii,
- $D$  - diametrul mediu al ansablului tambur – cablu.

Folosirea tamburilor canelați, duce la crește durabilitatea cablului, prin așezarea uniformă pe tambur. Se evită frecarea spirelor vecine (pas mai mare față de diametrul cablului) și se reduce tensiunea de contact, prin alegerea optimă a razei de curbură.

Ca și în cazul rozelor de cablu pentru tamburi, dimensiunile se recomandă în funcție de diametrul cablului  $d$  astfel: raza de curbură a canelurii,  $r \cong 0,53 \cdot d$ ; pasul canelurii,  $t \cong (1,1 \div 1,2) \cdot d$  și înălțimea canelurii,  $h \geq 0,375 \cdot d$ .

În cazul în care pe tambur se înfășoară o singură ramură activă, tamburul este simplu canelat, canelura fiind orientată pe partea dreaptă. La sarcini mari, greutatea se repartizează pe două cabluri care se înfășoară pe tambur și acționează asupra unui singur cârlig, în acest caz tamburii sunt dublu canelați. Cele două porțiuni active ale tamburului sunt canelate în sensuri opuse, iar cele două ramuri ale cablului se înfășoară de la extremități spre zona mediană a tamburului.

Tamburii pot fi executați prin turnare din fontă cenușie EN-GJL-200 (Fc 200), din oțel de turnare GS 400 (OT 400) sau prin sudare din tablă roluită din oțel S235JRG4 (OL 37.4k). Soluția prin turnare se preferă în cazul producției de serie, de regulă din fontă care este mai ieftină și se toarnă mai ușor. Dacă tamburii sunt puternic solicitați se preferă soluția de turnare din oțel. Tobe realizate prin sudare au avantajul unei greutatei mai reduse față de cele turnate.

Rezemarea tamburilor se poate face pe arbore, pe osie rotitoare sau pe osie fixă. Tamburul se solidarizează cu arborele sau cu osia rotitoare cu ajutorul unei pene plasată la butucul dinspre capătul de antrenare. Rezemarea arborelui se face prin intermediul lagărelor cu alunecare sau cu rostogolire (de preferat). Pe osia fixă tamburul se montează liber fie prin rulmenți fie prin bucșe de alunecare.

Sistemul de prindere al cablului la tambur asigură transmiterea forței periferice de la tambur către cablu, această construcție trebuie să fie sigură, durabilă și să permită schimbarea ușoară a cablului.

Fixarea cablului de tambur se poate realiza prin următoarele procedee:

- ▶ cu pană înclinată pentru tamburul turnat și sudat, are avantajul că nu conține șuruburi și nu împiedică înfășurarea cablului în mai multe straturi;
- ▶ cu pană și șuruburi de presiune, se folosește în general la tamburii turnați și permite înfășurarea cablului în mai multe straturi;
- ▶ cu ajutorul ecliselor, utilizate la înfășurarea cablului într-un singur strat, mărimea eclisei se alege în funcție de diametrul cablului.

Pentru a determina dimensiunile caracteristice ale tamburului se ține cont că acesta este supus la solicitări complexe: torsiune, încovoiere și compresiune. Pentru tobe cu lungimea  $L \leq 2,5 \cdot D$  (tamburul nu este prea lung iar diametrul său este prea mic), tensiunile determinate de solicitările de torsiune și încovoiere se pot neglija comparativ cu solitarea de torsiune. Principalele dimensiuni ale tobelor sunt diametrul și lungimea.

Diametrul primitiv al tamburului pentru cabluri, se determină ca și în cazul rotelor pentru organe flexibile cu relația:

$$D = (h_1 \cdot h_2 - 1) \cdot d \quad (4.26.)$$

unde:

$D$  reprezintă diametrul tobei,

$h_1$  reprezintă un coeficient care depinde de grupa de funcționare a mecanismului și de tipul constructiv al cablului,

$h_2$  reprezintă un coeficient care ține cont de modul de înfășurare,

$d$  reprezintă diametrul cablului care se înfășoară pe tobă.

Lungimea de lucru a tobei (lungimea pe care se înfășoară cablul) cu înfășurarea cablului într-un singur strat este:

$$L = k \cdot \left( \frac{l}{\pi \cdot D} + n_r \right) \cdot t \quad (4.27.)$$

unde:

$L$  reprezintă lungimea de lucru a tobei,

$k$  reprezintă un coeficient care depinde de tipul tobei:  $k = 1$  pentru tobele simple și  $k = 2$  pentru tobele duble,

$D$  reprezintă diametrul tobei,

$n_r$  reprezintă numărul înfășurărilor de rezervă ( $n_r \geq 2$ );

$t$  reprezintă pasul șanțului elicoidal.

Tobe cu înfășurarea cablului în mai multe straturi, sunt folosite mai rar din cauza uzurii prin frecare a spirelor vecine. În cazul tamburilor dublu canelați, numărul spirelor inactive se dublează deoarece ambele capete ale cablului sunt fixate pe tambur.

Grosimea peretelui tobei se obține dintr-un calcul aproximativ, considerând toba ca un tub cu pereți groși supus la presiune exterioară  $p$  uniform distribuită, provocată de cablul înfășurat.

Tensiunea maximă este tensiunea normală circumferențială în fibrele interioare:

$$\sigma = -2 \cdot p \cdot \frac{D_e^2}{D_e^2 - D_i^2} \quad (4.28.)$$

Deoarece  $D_i = D_e - 2 \cdot \delta$ , se obține valoarea absolută a tensiunii:

$$\sigma = p \cdot \frac{D_e^2}{2 \cdot (D_e - \delta)} \cong p \cdot \frac{D_e}{2 \cdot \delta} \quad (4.29.)$$

unde:

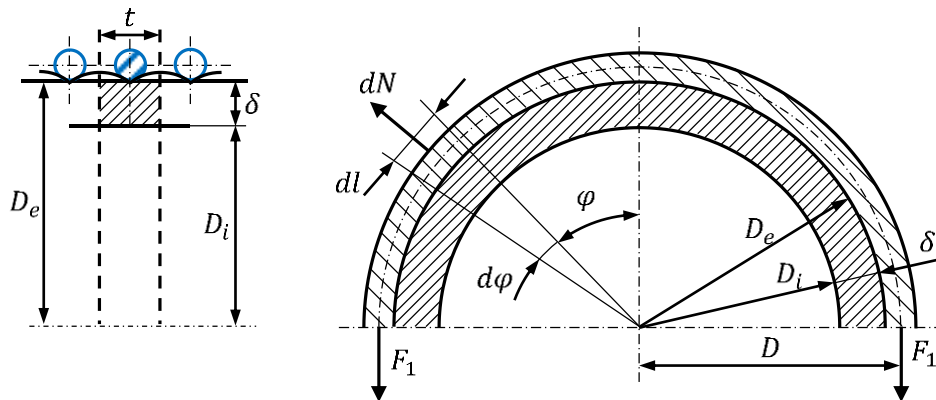
$p$  reprezintă presiunea exterioară uniform distribuită,

$D_e$  reprezintă diametrul exterior al tobei,

$D_i$  reprezintă diametrul interior al tobei,

$\delta$  reprezintă grosimea peretelui tobei.

Pentru calculul presiunii se consideră o tobă pe care se înfășoară cablul într-un singur rând. Se separă un semiinel, cu ajutorul unui plan orizontal care trece prin axa tobei și a două plane perpendiculare, distanțate între ele cu mărimea pasului, figura 4.22.



**Figura 4.22.** Calculul presiunii cablului pe tobă

Presiunea exterioară  $p$  produsă de forța  $F_1$  din ramura de cablu este:

$$p = \frac{2 \cdot F_1}{D_e \cdot \delta} \quad (4.30.)$$

Înlocuind relația presiunii (4.30.) în expresia de calcul a tensiunii (4.29.) condiția de rezistență a tamburului devine:

$$\sigma = \frac{F_1}{t \cdot \delta} \leq \sigma_a \quad (4.31.)$$

Din relația (4.31.), se obține grosimea tamburului:

$$\delta = \frac{F_1}{\sigma_a \cdot t} \quad (4.32.)$$

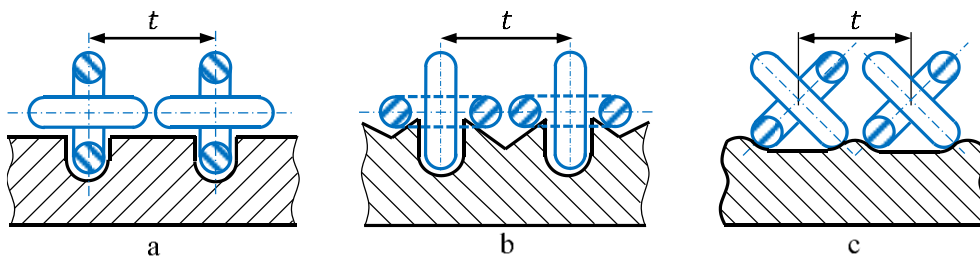
unde:

$t$  este pasul înfășurării cablului pe tobă,

$\sigma_a$  este rezistența admisibilă a materialului tobei.

#### 4.4.4 Tamburi pentru lanțuri

Tamburii pentru lanțuri se execută prin turnare din fontă sau oțel, cu suprafața netedă pentru mașini de ridicat cu sarcina nominală mică, și cu caneluri elicoidale pentru cele cu sarcina nominală mare. Canelurile se execută cu diferite profiluri, figura 4.23., ca și în cazul roților de lanț.



**Figura 4.23.** Tamburi pentru lanț

Cele mai uzuale tobe de lanț sunt cele din figura 4.23.a. Pe suprafața exterioară a tobei cilindrice se realizează un șanț elicoidal prin care se asigură înfășurarea regulată a lanțului. Zalele lanțului intră în planele tangențiale de pe suprafața tamburului (zalele orizontale, solicitate la încovoiere) și în plane perpendiculate pe axa tamburului (zalele verticale).

În figura 4.23.b, se prezintă un tambur de construcție specială, caracterizat prin înclinarea bilaterală a suprafeței de reazem a zalelor culcate (orizontale). În funcție de unghiul tangentei zalei orizontale, zalele sunt rezemate pe marginea șanțului elicoidal, ceea ce conduce la reducerea la minim a solicitării de încovoiere.

Dacă în timpul funcționării sistemului, zalele de lanț nu se întrepătrund corect în șanțul elicoidal, se recomandă construcția prezentată în figura 4.23.c, la care zalele lanțului sunt dispuse astfel încât planele lor formează unghiuri de  $45^\circ$  cu axa tamburului.

Ca și în cazul tobelor pentru cabluri, dimensiunile principale ale tamburilor pentru lanțuri, sunt diametrul  $D$  și lungimea  $L$ . Diametrul tobei se determină, ca și în cazul rolelor pentru lanțuri sudate. Diametrul minim al tamburului se determină în funcție de diametrul  $d$  al barei de oțel pentru lanț:  $D \geq 20 \cdot d$ .

Lungimea utilă a tamburului (lungimea porțiunii pe care se înfășoară lanțul) se calculează cu relația:

$$L = \left( \frac{l}{\pi \cdot d} + n_r \right) \cdot t \quad (4.33.)$$

unde:

$l$  este lungimea lanțului ce se înfășoară pe tambur;

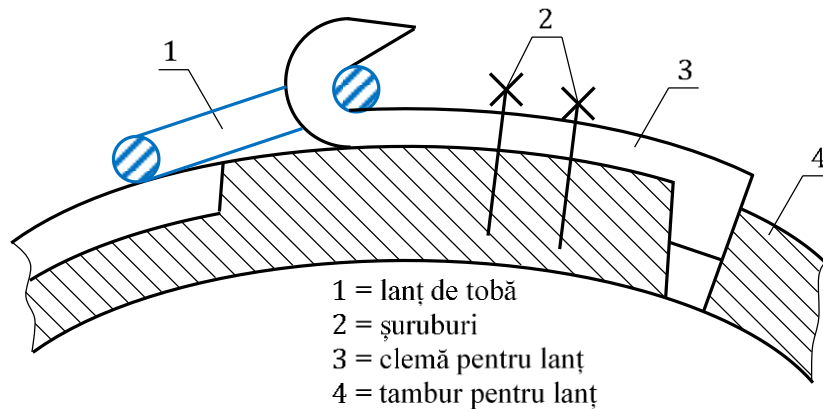
$D$  este diametrul primitiv al tobei;

$n_r$  este numărul înfășurărilor de rezervă, adică numărul permanent de spire care trebuie să rămână permanent înfășurate pe tobă și care au rolul de a micșora forța care acționează asupra sistemului de fixare, care solidarizează capătul lanțului cu tamburul;

$t$  este pasul șanțului elicoidal al tobei.

Valoarea pentru pasul elicoidal al șanțului tamburului se calculează din condiția ca, între două zale culcate (orizontale) să rămână un spațiu de  $3 \div 5 \text{ mm}$ . Restul de dimensiuni care formează tamburul se aleg constructiv. Astfel, din considerente tehnologice, grosimea tamburului se va alege cel puțin de  $10 \text{ mm}$  pentru tamburi de dimensiuni mici și de minim  $20 \text{ mm}$  pentru tamburi având dimensiuni mai mari.

Extremitățile lanțului se fixează de tambur prin intermediul unui cârlig simplu prins de tambur cu șuruburi, figura 4.24.



**Figura 4.24.** Prinderea lanțului pe tambur

Lanțul se înfășoară pe tambur într-un singur val, și numai în cazuri excepționale se poate înfășura pe mai multe valuri.

#### 4.5 Palane cu cablu

Palanele sunt dispozitive de transmisie cu organ flexibil, folosite pentru a mări forța de acționare, uneori și pentru amplificarea cursei sau vitezei organului de acționare. Palanul este format din mai mulți sclipeți fiși și mobili, montați pe cel puțin două axe.

Organul flexibil al palanului poate fi cablu de oțel sau lanț sudat sau cu eclise. Palanele cu lanț se folosesc frecvent la mecanisme independente. Palanele cu cablu se folosesc mai des la mașini de ridicat fiind asociate troliilor.

Palanele sunt folosite la suspendarea și deplasarea sarcinilor sau la deplasarea unor părți mobile ale macaralelor: la bascularea brațelor, la tractarea cărucioarelor de sarcină sau la telescoparea brațelor.

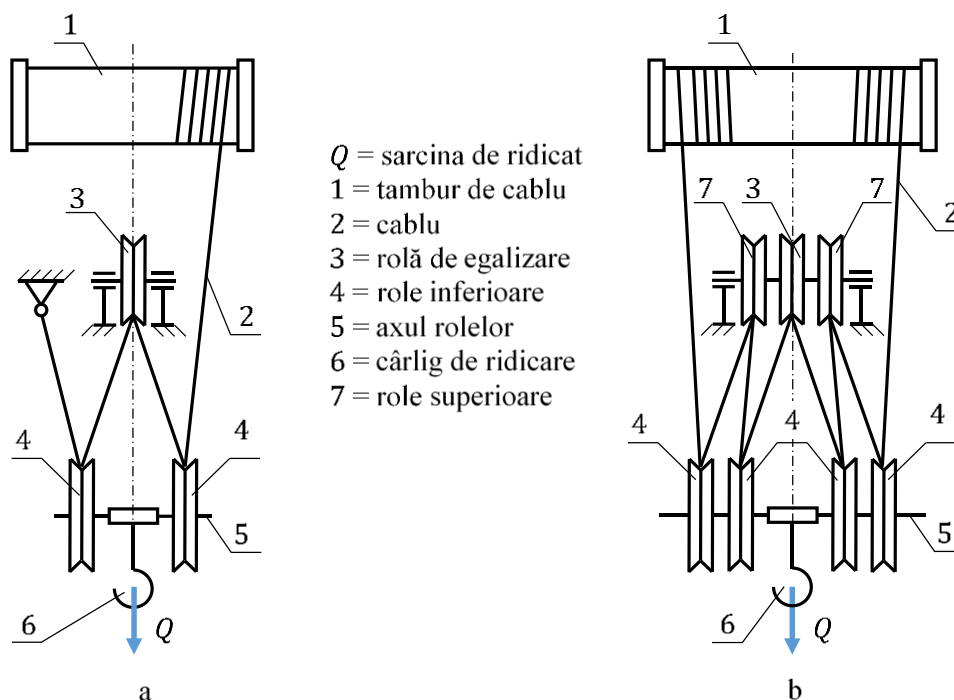
Grupul de sclipeți așezați pe același ax și prevăzut cu carcasă și cârlig sau cu inel pentru suspendare se numește *muflă*.

Palanele de cablu sunt formate din două grupuri de role și un cablu care le înfășoară alternativ. Grupul de role la care este atașată sarcina este mobil iar celălalt grup de role este fix.



Palanele se împart după numărul ramurilor de cablu acționate în:

- palane simple care au o singură ramură acționată, figura 4.25.a;
- palane duble care au ambele capete ale cablului acționate, figura 4.25.b.



**Figura 4.25.** Tipuri de palane

Palanul simplu (figura 4.25.a) este format dintr-un grup de role superioare 3 care sunt montate într-o carcasă fixă (mufla fixă), un grup de role inferioare 4 montate într-o carcasă mobilă de care se agață sarcina de ridicat  $Q$  (mufla liberă) și un organ flexibil 2 (cablu sau lanț) care înfășoară succesiv rolele având un capăt fixat la un tambur 1, iar al doilea capăt fixat fie la mufla fixă fie la cea liberă.

În cazul palanului dublu (figura 4.25.b) greutatea sarcinii este repartizată pe  $n$  ramuri portante. Palanul dublu poate fi considerat din reunirea a două palane simple, fiecare având câte  $n/2$  ramuri portante. Din acest motiv aceste palane se mai numesc și palane gemene. Palanul dublu este format dintr-un număr par de ramuri, iar rola mediană

3 care teoretic nu se rotește la acționarea palanului se numește rolă de egalizare deoarece prin aceasta se stabilește echilibrul între cele două părți ale palanului. Capetele organului flexibil 2 (cablu) sunt fixate (ambele) pe tamburul de cablu 1. În timpul ridicării sau coborârii sarcinii  $Q$ , rola de egalizare nu se rotește, ea asigură anumite diferențe de alungiri ale ramurilor cablului. Din acest motiv se admite ca diametrul rolei de egalizare să fie mai mic decât restul rolor.

Palanele simple se folosesc de regulă la macaralele cu braț iar palanele duble la macaralele rulante.

Palanul dublu are avantajul față de palanul simplu că asigură o deplasare perfect verticală a sarcinii și o încărcare egală pe reazemele tamburului.

Mărimile caracteristice palanelor (simplu sau dublu) sunt:

► Numărul ramurilor portante  $n_p$  este numărul ramurilor pe care se repartizează sarcina de ridicat, cu cât  $n_p$  este mai mare cu atât efortul din ramură este mai mic.

► Raportul de transmitere  $i_p$  se definește ca raport între numărul ramurilor portante  $n_p$  și numărul ramurilor acționate  $n_a$ :

$$i_p = \frac{n_p}{n_a} \quad (4.34.)$$

unde:  $n_a = 1$  pentru palanul simplu și  $n_a = 2$  pentru palanul dublu.

Numărul de ramuri portante  $n_p$  se alege în funcție de sarcina de ridicat  $Q$  care trebuie preluată de palan, prin calcul se determină efortul care apare în ramura cea mai încărcată a organului flexibil (cablu), efort care servește la dimensionarea cablului, a rolor și a celorlate organe. Numărul de ramuri portante  $n_p$  se alege pe baza datelor din proiectare astfel [1]:

- pentru sarcina  $Q \leq 20 \text{ kN}$ , numărul de ramuri portante  $n_p = 1 \text{ sau } 2$ ;
- pentru sarcina  $20 \leq Q \leq 50 \text{ kN}$ , numărul de ramuri portante  $n_p = 2 \text{ sau } 3$ ;
- pentru sarcina  $50 \leq Q \leq 160 \text{ kN}$ , numărul de ramuri portante  $n_p = 4 \div 6$ ;
- pentru sarcina  $160 \leq Q \leq 320 \text{ kN}$ , numărul de ramuri portante  $n_p = 6 \div 8$ ;
- pentru sarcina  $320 \leq Q \leq 630 \text{ kN}$ , numărul de ramuri portante  $n_p = 8 \div 10$ ;

- pentru sarcina  $630 \leq Q \leq 1000 \text{ kN}$ , numărul de ramuri portante  $n_p = 10 \div 12$ ;

- pentru sarcina  $Q \geq 1000 \text{ kN}$ , numărul de ramuri portante  $n_p = 12 \div 16$ .

Efortul din ramura activă a palanelor se determină cu relația:

$$S = \frac{Q}{n_p \cdot \eta_p} \quad (4.35.)$$

unde:

$F$  reprezintă forța care acționează în ramura activă a palanului,

$Q$  reprezintă sarcina de ridicat,

$n_p$  reprezintă numărul de ramuri portante,

$\eta_p$  reprezintă randamentul palanului.

Neglijând pierderile prin frecare la ridicarea sau coborârea sarcinii, forța din ramura de acționare se calculează diferențiat pentru palanul simplu și dublu:

a) pentru palanul simplu ( $i_p = n_p$ ):

- la ridicarea sarcinii:

$$S_1 = \frac{1 - \eta}{1 - \eta^{i_p}} \cdot Q \quad (4.36.)$$

- la coborârea sarcinii (se dimensionează sistemul de frânare):

$$S'_1 = \eta^{i_p - 1} \cdot \frac{1 - \eta}{1 - \eta^{i_p}} \cdot Q \quad (4.37.)$$

b) pentru palanul dublu ( $i_p = n_p/2$ ):

- la ridicarea sarcinii:

$$S_1 = \frac{1 - \eta}{1 - \eta^{i_p}} \cdot \frac{Q}{2} \quad (4.38.)$$

- la coborârea sarcinii:

$$S_1' = \eta^{i_p-1} \cdot \frac{1-\eta}{1-\eta^{i_p}} \cdot \frac{Q}{2} \quad (4.39.)$$

unde:

$S_1$  și  $S_1'$  reprezintă forța din ramura activă a palanului pentru urcare și respectiv pentru coborârea sarcinii,

$\eta$  reprezintă randamentul unei role,

$i_p$  reprezintă raportul de transmitere,

$Q$  reprezintă sarcina de ridicat.

Randamentul palanelor  $\eta_p$ , cu cablu se calculează ca raport între efortul util  $S_u$  și efortul efectiv care trebuie dezvoltat în ramura activă  $S$ :

$$\eta_p = \frac{S_u}{S} \quad (4.40.)$$

Randamentul palanului se calculează diferențiat, pentru ridicarea sarcinii și pentru coborârea ei:

- la ridicarea sarcinii:

$$\eta_p = \frac{1}{i_p} \cdot \frac{1-\eta^{i_p}}{1-\eta} \quad (4.41.)$$

- la coborârea sarcinii:

$$\eta_p' = i_p \cdot \frac{1-\eta}{1-\eta^{i_p}} \cdot \eta^{i_p-1} \quad (4.42.)$$

Relația între randamentele unui palan la ridicarea și la coborârea sarcinii rezultă din relațiile (4.41.) și (4.42.):

$$\eta_p' \cdot \eta_p = \eta^{i_p-1} \quad (4.43.)$$

## Capitolul 5

### ORGANE PENTRU PRINDEREA SAU APUCAREA SARCINII

Pentru a repartiza greutatea sarcinii pe ramurile organului flexibil (cablu, lanț), mecanismele de ridicat, ale mașinilor de ridicat cu destinație generală, sunt dotate cu elemente speciale denumite cârlige și ochiuri, care se solidarizează cu mufla liberă a palanului mecanismului de ridicat.

Organele pentru suspendare depind de natura și forma sarcinilor de ridicat, astfel:

- pentru sarcini individuale sau în bucăți se folosesc cârlige și ochiuri;
- pentru sarcini vărsate se folosesc benele și griferele.

Ca și organe suplimentare pentru suspendarea și apucarea sarcinilor se mai folosesc traverse, dispozitive cu clești, electromagneți etc.

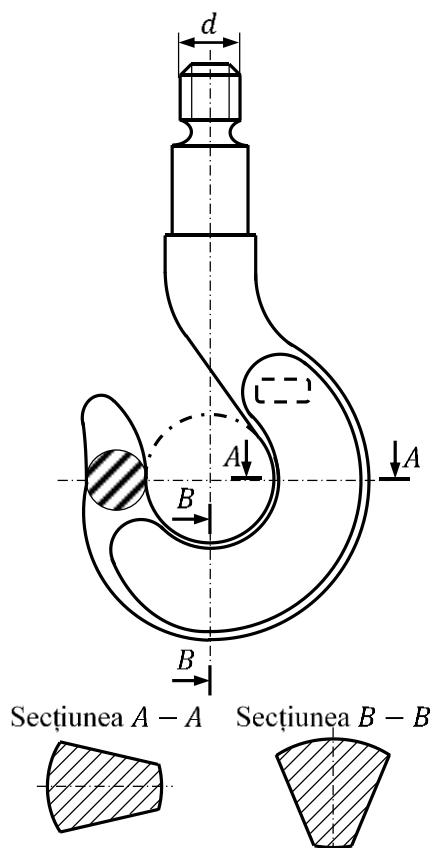
#### 5.1 Cârlige de macara

##### 5.1.1 Forma, clasificarea și utilizarea cârligelor

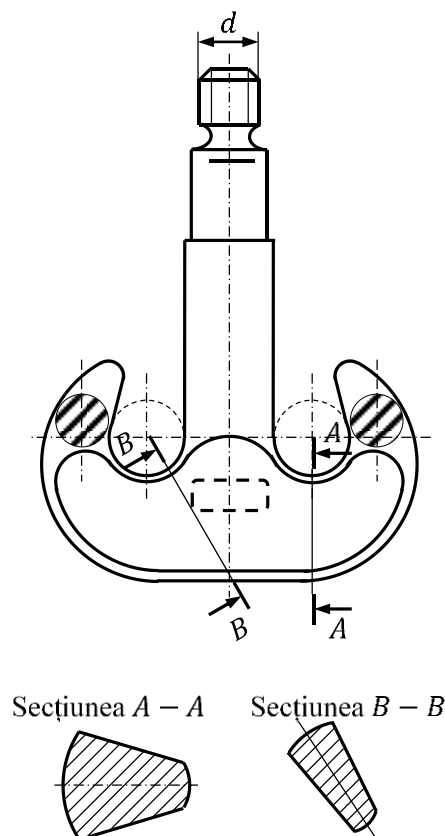
După modul lor de execuție, cârligele de macara pot fi forjate sau construite din plăci. Cârligele forjate pentru mașinile de ridicat sunt organe standardizate (SR 1944-1-2:1999 și SR 1944-3:2000), astfel încât utilizatorul alege tipul și mărimea cârligului potrivit pentru sarcina nominală și pentru grupa de funcționare a mașinii de ridicat corespunzătoare condițiilor de exploatare.

Cârligele se execută prin forjare în matriță din oțeluri calmate (oțeluri dezoxidate în procesul de turnare cu siliciul și aluminiul) cum este oțelul S355JR (OL 52.2k) pentru modele mici de cârlige, sau prin forjare liberă pentru modele mari.

Cârligele se execută conform standardelor în două tipuri principale: simple și duble. Forma și dimensiunile cârligelor simple sunt indicate în figura 5.1. iar pentru cârligele duble în figura 5.2.



**Figura 5.1.** Cârlig simplu forjat



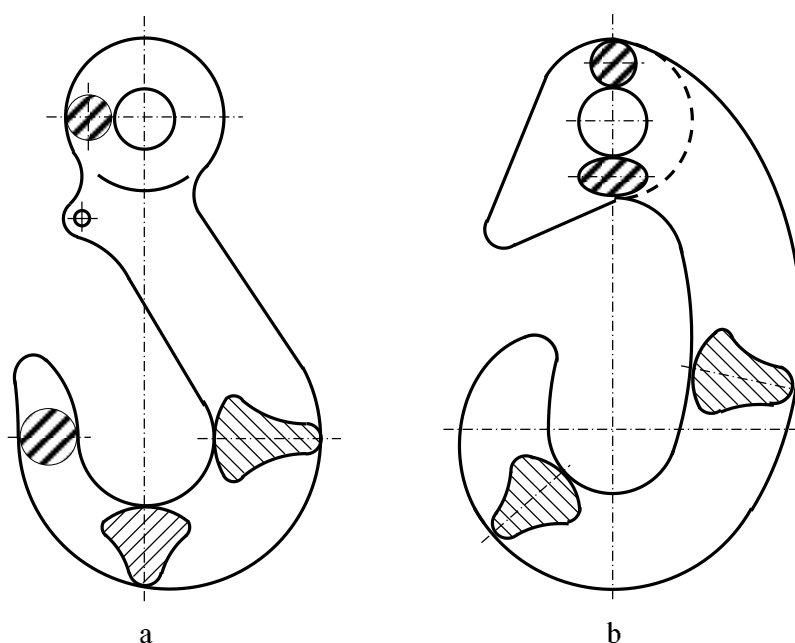
**Figura 5.2.** Cârlig dublu forjat

Cârligele simple, se execută în variante de 28 mărimi (notate 1 ÷ 28) pentru sarcini de ridicat cuprinse între 0,08 tone și 160 tone, corespunzătoare grupelor M3 ÷ M8, iar cârligele duble pentru sarcini cuprinse între 1 tonă și 160 tone pentru grupele M3 ÷ M8 (grupa mașinii de ridicat).

Secțiunea transversală a porțiunii curbate a cârligului este trapezoidală, cu baza mare a trapezului spre interiorul deschiderii cârligului. Forma și orientarea acestei secțiuni, are avantajul unei utilizări rașionale a materialului, și asigură o suprafață mai mare pentru așezarea cablului în interiorul cârligului. Porțiunea filetată a tijei servește la prinderea cârligului în cadrul muflei. Pentru modelele mai mici (1 ÷ 13) filetul este metric iar la modelele mai mari (14 – 28) se prevede filet rotund.

În afară de cârligele menționate există și cârlige de construcție specială folosite la mașinile de ridicat, cum sunt:

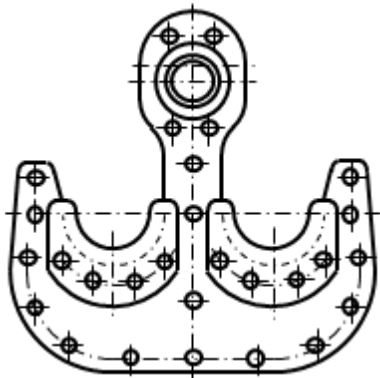
➤ Cârligele cu ochi (conform SR EN 1677-2+A1:2008), sunt concepute de regulă pentru lanțuri. Aceste cârlige se realizează în două variante constructive: tip O, figura 5.3.a sau tip C, figura 5.3.b. Se confecționează din oțel prin forjare în matriță, iar după forjare sunt supuse unui tratament de normalizare.



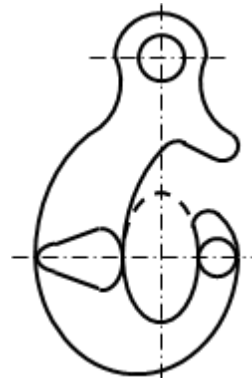
**Figura 5.3.** Cârlige cu ochi  
a – tip O; b – tip C

➤ Cârligele din plăci, figura 5.4., se execută din bucăți de tablă, asamblate prin nituri sau cu eclise speciale, folosite la macarale din domeniul metalurgic și turnătorie cu capacități mari de ridicare. Pentru a asigura repartiția uniformă a greutateii sarcinii pe plăcile din care este format cârligul și pentru a proteja organul de suspensie de defectare din cauza colțurilor plăcilor, se montează la prinderea cârligului o piesă din oțel turnat.

➤ Cârligul cu cioc de deviere, figura 5.5., este prevăzut la partea superioară cu un cioc de deviere, care împiedică agățarea cârligului de proeminențele unor construcții fixe, care se pot afla în raza de acțiune a mașinii de ridicare (garduri, traverse, grinzi etc.).



**Figura 5.4.** Cârlig din plăci



**Figura 5.5.** Cârlig cu cioc de deviere

➤ Cârligul cu dispozitiv de siguranță (cu zăvor), împiedică ieșirea cablului de legare din cârlig. Acest tip de cârlig se folosește la macaralele cu bene basculante.

➤ Cârligul lamelar, executat din lamele sau plăci de oțel, este folosit în turnătorie pentru transportul oalelor de turnare. Sunt prevăzute cu întărituri (eclise), poziționate lângă deschiderea cârligului, pentru protecția cârligului.

Montajul cârligelor depinde de organul flexibil de tracțiune, numărul ramurilor organului flexibil de tracțiune pe care se repartizează greutatea sarcinii, astfel:

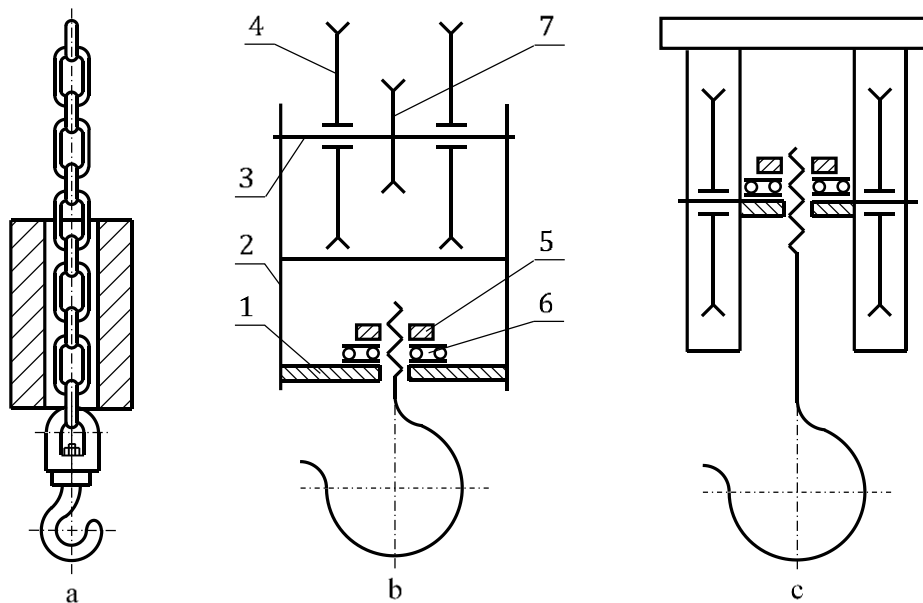
▶ În cazul mecanismelor de ridicare, la care greutatea sarcinii se repartizează pe o singură ramură a organului flexibil, se folosesc cârlige cu ochi care se solidarizează cu capătul ramurii organului flexibil.

▶ În cazul acționărilor manuale (pentru sarcini mici), cârligul se poate lega direct de lanț sau de cablu prin ochetul cârligului, figura 5.6.a. Acest montaj, prin intermediul unui lanț sudat, asigură mobilitate mare cârligului datorită flexibilității ridicate a lanțului, ușurând astfel operațiile de atârănare și eliberare a sarcinii. La acest montaj este necesară o greutate adițională pentru a menține cablul sau lanțul întins, deoarece greutatea proprie a cârligului este insuficientă.



► În cazul mecanismelor de ridicare cu palan factorial (sarcini mari), cârligul se solidarizează cu mufla liberă a palanului. Mufla normală, figura 5.6.b, se compune din traversa 1, tiranții 2, axul 3 al rozelor libere 4. Cârligul este montat pe traversă prin intermediul piuliței 5 și a rulmentului 6 pe care se sprijină piulița. Între cele două role libere se montează rola de egalizare 7. Elementele muflui sunt protejate de un scut lateral din tablă. Scuturile sunt montate la o distanță suficient de mică de bordurile muflui pentru a evita căderea cablului slăbit de pe role.

► Mufla scurtă, figura 5.6.c, are rolele montate pe capetele prelungite ale traversei cârligului, ceea ce impune folosirea unui cârlig forjat de tip lung. Muflule scurte prezintă, față de cele normale, avantajul unui gabarit redus, care permite majorarea efectivă a înălțimii de ridicare. Dezavantajul acestor muflule constă în folosirea lor doar la palane factoriale simple cu un număr par de role, sau la palane factoriale gemene (duble) cu amplasarea rolei de egalizare în partea superioară.



**Figura 5.6.** Legarea cârligului  
a – acționări manuale; b – palan factorial, mufla normală;  
c – palan factorial, mufla scurtă

### 5.1.2 Calculul cârligelor

Prin existența standadului de dimensiuni pentru cârlige, acestea se aleg în funcție de sarcina de ridicat, și nu mai este necesară dimensionarea cârligului. Calculul apare la cârlige cu forme și dimensiuni diferite de cele obișnuite. Cunoscând geometria cârligului și încărcarea de calcul  $Q$ , prin calcul, se determină valorile extreme ale tensiunilor în secțiunile periculoase, în vederea comparării cu tensiunile admisibile.

Cârligele simple sau duble sunt asimilate cu o grindă cu axa curbă (bare curbe plane), caz în care tensiunile se calculează cu relațiile din Rezistența Materialelor:

➤ formula lui Tolle:

$$\sigma = \frac{1}{A} \cdot \left( N + \frac{M_i}{\rho} + \frac{M_i}{\rho \cdot k} \cdot \frac{y}{\rho + y} \right) \quad (5.1.)$$

unde:

$\sigma$  reprezintă tensiunea din secțiunea periculoasă;

$A$  reprezintă aria secțiunii transversale considerate;

$N$  reprezintă forța axială din secțiune, se consideră pozitivă dacă produce o solicitare de întindere și negativă dacă produce o solicitare de compresiune;

$M_i$  reprezintă momentul încovoietor din secțiune, se consideră pozitiv dacă tinde să micșoreze raza de curbura (mărește curbura) și negativ în sens contrar;

$\rho$  reprezintă raza de curbura a fibrei medii;

$y$  reprezintă ordonata fibrei în se calculează tensiunea, originea axei  $y$  este în centrul de greutate al secțiunii;

$k$  reprezintă coeficientul de formă al secțiunii (coeficientul lui Tolle), care se determină cu relația:

$$k = -\frac{1}{A} \cdot \int \frac{y}{\rho + y} \cdot dA \quad (5.2.)$$

➤ formula lui Winkler:

$$\sigma = \frac{1}{A} \cdot \left( \pm N \pm \frac{M_i}{e} \cdot \frac{y}{r_n + y} \right) \quad (5.3.)$$

unde:

$\sigma$  reprezintă tensiunea în secțiunea periculoasă;

$A$  reprezintă aria secțiunii transversale considerate;

$N$  reprezintă forța axială din secțiune, se consideră pozitivă dacă produce o solicitare de întindere și negativă dacă produce o solicitare de compresiune;

$M_i$  reprezintă momentul încovoietor din secțiune, se consideră pozitiv dacă tinde să micșoreze raza de curbură (mărește curbura) și negativ în sens contrar;

$e$  reprezintă excentricitatea axei neutre (distanța dintre fibra medie și axa neutră);

$y$  reprezintă distanța de la axa neutră la fibra în care se calculează tensiunea,  $y$  se consideră pozitiv dacă este orientat spre interiorul barei curbe;

$r_n$  reprezintă raza de curbură a suprafeței neutre, care se determină cu relația:

$$r_n = R - e \quad (5.4.)$$

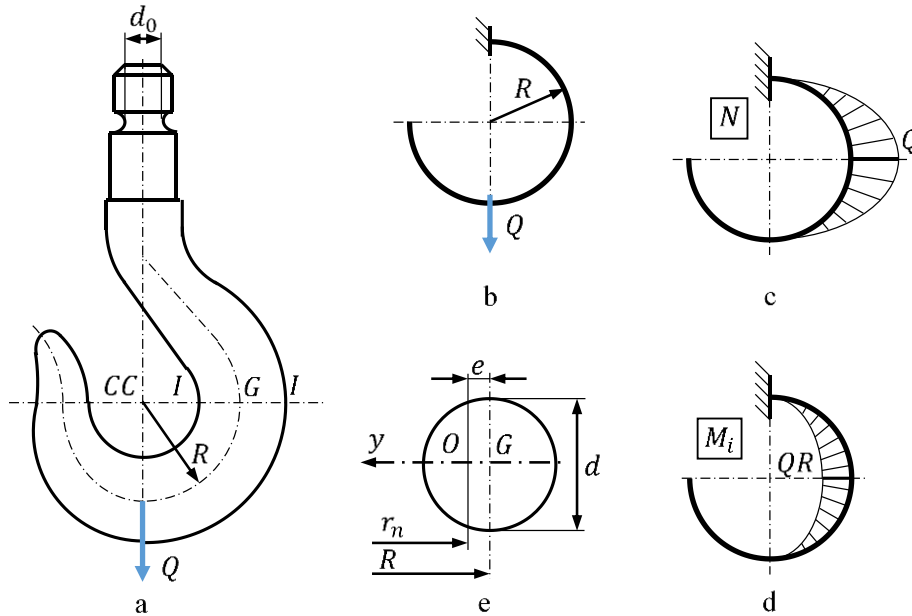
unde:

$R$  reprezintă raza de curbură a fibrei medii.

Relațiile de calcul pentru  $k$  și  $r_n$  sunt date pentru diferite forme ale secțiunii transversale în tabele de Rezistența Materialelor.

**a) Calculul cârligului simplu cu secțiunea circulară.** Se consideră cârligul simplu de secțiune circulară din figura 5.7.a, folosit pentru ridicarea greutății  $Q$ . Corpul cârligului se consideră în calcule ca o bară curbă plană cu raza de curbură  $R$ , figura 5.7.b, pentru care se calculează tensiunile cu relațiile din Rezistența Materialelor.

Diagramele de eforturi  $N$  și  $M_i$  sunt prezentate în figurile 5.7.c și d, de unde se observă că secțiunea periculoasă este  $I - I$ . În secțiunea periculoasă tensiunile se vor determina cu formula lui Winkler (5.3.). Axa  $y$  ( $y > 0$ ) este orientată spre centrul de curbură, figura 5.7.e. Originea sistemului de axe este situat pe axa neutră. Excentricitatea axei neutre  $e$  față de axa centrală se calculează cu relația aproximativă:



**Figura 5.7.** Calculul cârligului simplu cu secțiunea circulară

$$e = \frac{I_z}{A \cdot R} = \frac{\frac{\pi \cdot d^4}{64}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot R} = \frac{d^2}{16 \cdot R} \quad (5.5.)$$

Raza axei neutre se calculează cu relația:

$$r_n = R - e = R - \frac{d^2}{16 \cdot R} \quad (5.6.)$$

Din analiza diagramelor de eforturi în secțiunea periculoasă  $I - I$  eforturile sunt:

$$N = Q ; \quad M_i = Q \cdot R \quad (5.7.)$$

Pentru fibra interioară, supusă la întindere se obține:

$$y_T = \frac{d}{2} - e = \frac{d}{2} - \frac{d^2}{16 \cdot R} ; \quad \sigma_{max,T} = \frac{Q}{A} \cdot \left( 1 + \frac{R}{e} \cdot \frac{y_T}{r_n - y_T} \right) \quad (5.8.)$$

Pentru fibra exterioră, supusă la compresiune se obține:

$$y_C = -\left(\frac{d}{2} + e\right) = -\left(\frac{d}{2} + \frac{d^2}{16 \cdot R}\right); \quad \sigma_{max,C} = \frac{Q}{A} \cdot \left(1 + \frac{R}{e} \cdot \frac{y_C}{r_n + y_C}\right) \quad (5.9.)$$

Poziția axei neutre se obține pentru  $\sigma = 0$ , adică  $y_0 = 0$ . Deci, dacă direcția forței trece prin centrul de curbură  $CC$ , deplasarea axei neutre față de centrul de greutate  $G$  este nulă ( $R = d$ ), expresiile excentricității  $e$  și raza axei neutre  $r_n$  devin:

$$e = \frac{d}{16}; \quad r_n = \frac{15 \cdot d}{16} \quad (5.10.)$$

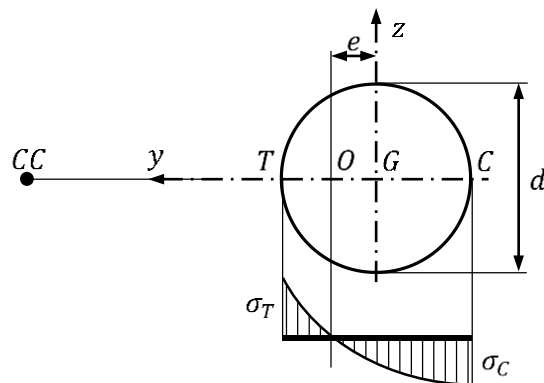
În acest caz tensiunea în fibra interioară, supusă la întindere devine:

$$y_T = \frac{7 \cdot d}{16}; \quad \sigma_{max,T} = \frac{Q}{A} \cdot \left(1 + \frac{R}{e} \cdot \frac{y_T}{r_n - y_T}\right) = \frac{15 \cdot Q}{A} \quad (5.11.)$$

Tensiunea pentru fibra exterioră, supusă la compresiune devine:

$$y_C = -\frac{7 \cdot d}{16}; \quad \sigma_{max,C} = \frac{Q}{A} \cdot \left(1 + \frac{R}{e} \cdot \frac{y_C}{r_n + y_C}\right) = -\frac{13 \cdot Q}{A} \quad (5.12.)$$

Diagrama tensiunii  $\sigma$  în secțiunea periculoasă este reprezentată în figura 5.8.



**Figura 5.8.** Diagrama tensiunii  $\sigma$

Din analiza diagramei de tensiune  $\sigma$ , se observă că tensiunea maximă este în fibra interioară din secțiunea periculoasă.

Tija cârligului se calculează considerând secțiunea transversală a părții filetate (diametrul interior  $d_0$ , figura 5.7.a) sollicitată la tracțiune:

$$\sigma_{ef} = \frac{N}{A} = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot d_0^2}{4}} \leq \sigma_a \Rightarrow d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot \sigma_a}} \quad (5.13.)$$

unde:

$\sigma_{ef}$  reprezintă tensiunea efectivă la care este supusă secțiunea tijei filetate;

$A$  reprezintă aria secțiunii transversale considerate;

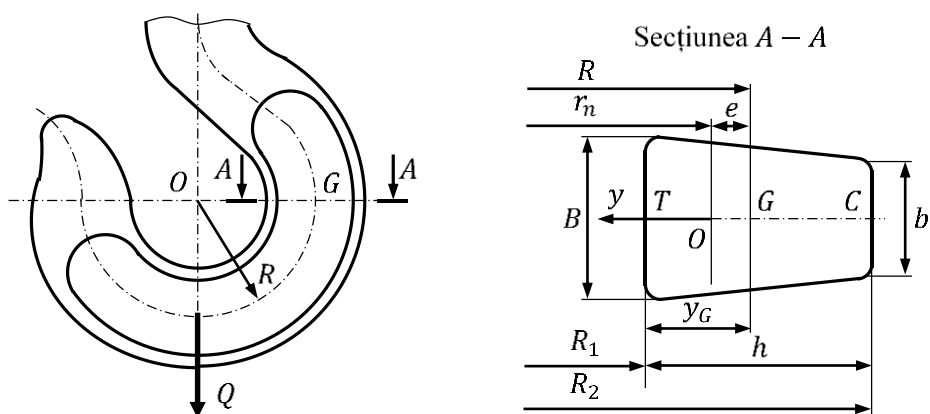
$N$  reprezintă forța axială din secțiune;

$Q$  reprezintă încărcarea de calcul;

$d_0$  reprezintă diametrul interior al tijei filetate;

$\sigma_a$  reprezintă tensiunea admisibilă la tracțiune.

**b) Calculul cârligului simplu cu secțiunea trapezoidală.** Se consideră cârligul simplu de secțiune trapezoidală din figura 5.9., folosit pentru suspendarea greutății  $Q$ .



**Figura 5.9.** Calculul cârligului simplu cu secțiunea trapezoidală

Și în acest caz, corpul cârligului se consideră ca o bară curbă plană cu raza de curbură  $R$ , pentru care tensiunile se calculează cu relația lui Winkler (5.3.).

Diagramele de eforturi  $N$  și  $M_i$  sunt aceleași ca în cazul secțiunii circulare și sunt prezentate în figurile 5.7.c și d. Secțiunea periculoasă este  $A - A$ , sollicitată la tracțiune și încovoiere de eforturile  $N = Q$  și  $M_i = -Q \cdot R$ .

Excentricitatea axei neutre  $e$  față de axa centrală se calculează cu relația:

$$e = R - r_n \quad (5.14.)$$

Raza axei neutre  $r_n$  se calculează cu relația:

$$r_n = \frac{A}{\frac{B \cdot R_2 - b \cdot R_1}{h} \cdot \ln \left[ \frac{R_2}{R_1} - (B - b) \right]} \quad (5.15.)$$

Aria suprafeței secțiunii  $A$  (trapez) se calculează cu relația:

$$A = \frac{(B + b) \cdot h}{2} \quad (5.16.)$$

Poziția centrului de greutate  $y_G$  se calculează cu relația:

$$y_G = \frac{B + 2 \cdot b}{B + b} \cdot \frac{h}{3} \quad (5.17.)$$

Ordonata fibrei în care se calculează tensiunea  $y_T$ , fibra interioară supusă la tracțiune se calculează cu relația:

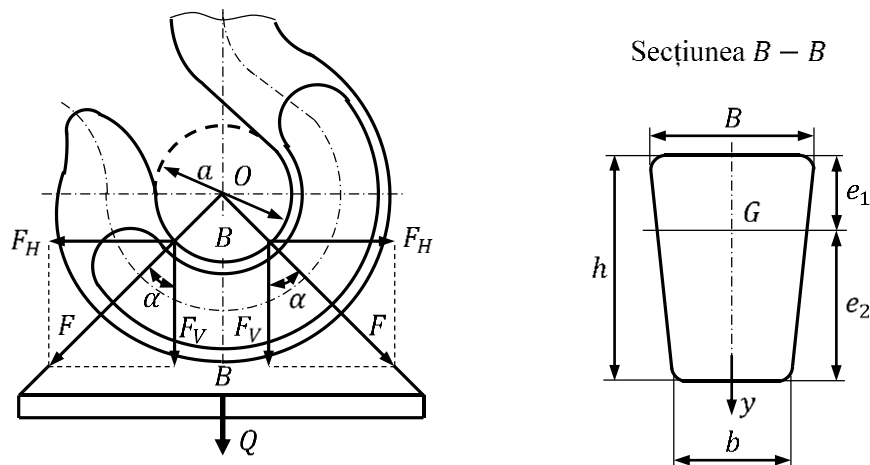
$$y_T = y_G - e \quad (5.18.)$$

Ordonata fibrei în care se calculează tensiunea  $y_C$ , fibra exterioră supusă la compresiune se calculează cu relația:

$$y_C = -(h - y_G + e) \quad (5.19.)$$

Cu aceste relații se calculează tensiunile din fibrele interioare și exterioare ale cârligului simplu cu secțiunea trapezoidală.

În cazul suspendării bifilare (cu două cabluri), forța se distribuie uniform pe cele două ramuri ale cablului, figura 5.10.



**Figura 5.10.** Cârlig simplu de secțiune trapezoidală cu suspendare bifilară

În fiecare din cele două ramuri ale organului flexibil, figura 5.10., acționează forța  $F$  dată de relația:

$$F = \frac{Q}{2 \cdot \cos \alpha} \quad (5.20.)$$

Unghiul  $\alpha$ , este jumătate din unghiul format de cele două ramuri ale cablului. Se descompune forța  $F$  într-o componentă perpendiculară și una paralelă cu planul secțiunii și se obține:

$$\begin{aligned} F_H &= F \cdot \sin \alpha = \frac{Q}{2} \cdot \tan \alpha \\ F_V &= F \cdot \cos \alpha = \frac{Q}{2} \end{aligned} \quad (5.21.)$$



Se observă că secțiunea considerată  $B - B$  este supusă la următoarele solicitări:

- tracțiune datorită forței axiale:

$$N = F_H = \frac{Q}{2} \cdot \tan \alpha \quad (5.22.)$$

- forfecare datorită forței tăietoare:

$$T = F_V = \frac{Q}{2} \quad (5.23.)$$

- încovoiere datorită momentului încovoiitor:

$$M_i = -\frac{Q}{2} \left( \frac{a}{2} + e_1 \right) \cdot \tan \alpha \quad (5.24.)$$

Neglijând forța tăietoare, cu relația lui Winkler se calculează tensiunile în fibra interioară și exterioară.

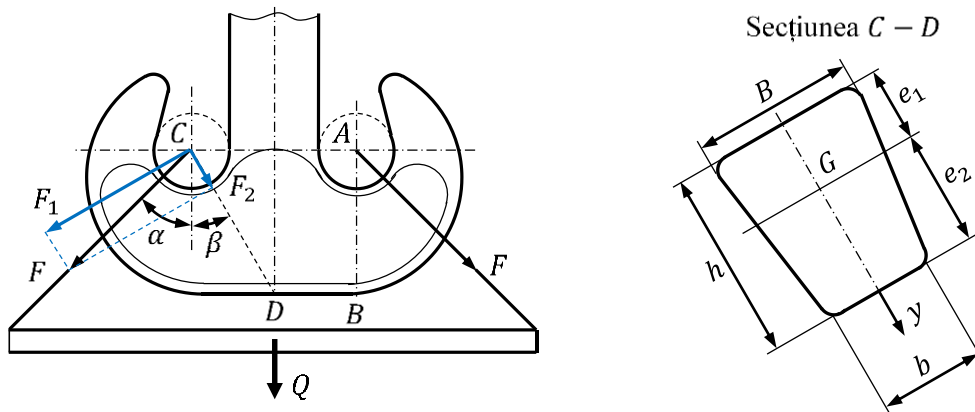
**c) Calculul cârligului dublu.** Față de cârligele simple, cele duble au avantajul simetriei constructive și de solicitare, acesta fiind motivul pentru care sunt de preferat în cazul sarcinilor mari.

Tija și filetul cârligelor duble, se calculează în același mod și cu aceleași relații ca și cârligele simple. Tensiunile maxime, în cazul cârligului dublu se calculează în două secțiuni: secțiunea  $A - B$ , secțiune normală verticală care trece prin centrul deschiderii cârligului și secțiunea  $C - D$ , secțiune normală obținută cu un plan care trece prin centrul deschiderii cârligului și punctul de intersecție al axei verticale a cârligului cu conturul inferior al acestuia, figura 5.11.

Determinarea tensiunilor în secțiunea  $A - B$ , se calculează în mod analog, cu determinarea tensiunilor în cazul cârligului simplu, relațiile obținute având aceeași formă.

În fiecare ramură a organului flexibil acționează forța:

$$F = \frac{Q}{2 \cdot \cos \alpha} \quad (5.25.)$$



**Figura 5.11.** Calculul cârligului dublu cu secțiunea trapezoidală

În secțiunea  $C - D$  forța se descompune în componentele, figura 5.11.a:

- forța perpendiculară pe planul secțiunii:

$$F_1 = F \cdot \sin(\alpha + \beta) = \frac{Q}{2} \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \alpha} \quad (5.26.)$$

- forța paralelă cu planul secțiunii:

$$F_2 = F \cdot \cos(\alpha + \beta) = \frac{Q}{2} \cdot \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \alpha} \quad (5.27.)$$

Secțiunea C-D este supusă la următoarele solicitări:

- ▶ tracțiune datorită forței  $F_1$ :

$$N = F_1 = \frac{Q}{2} \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \alpha} \quad (5.28.)$$

- forfecare datorită forței  $F_2$ :

$$T = F_2 = \frac{Q}{2} \cdot \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \alpha} \quad (5.29.)$$

► încovoiere datorită momentului  $M_i$  care tinde să mărească raza de curbură a cârligului:

$$M_i = -\frac{Q}{2} \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \alpha} \cdot \left(\frac{a}{2} + e_1\right) \quad (5.30.)$$

unde  $\beta$  este unghiul de înclinare al secțiunii față de verticală.

Neglijând forța tăietoare, cu relația lui Winkler se calculează tensiunile extreme din fibra interioară și exterioară a cârligului dublu.

## 5.2 Ochiuri de macara

### 5.2.1 Forma, clasificarea și utilizarea ochiurilor

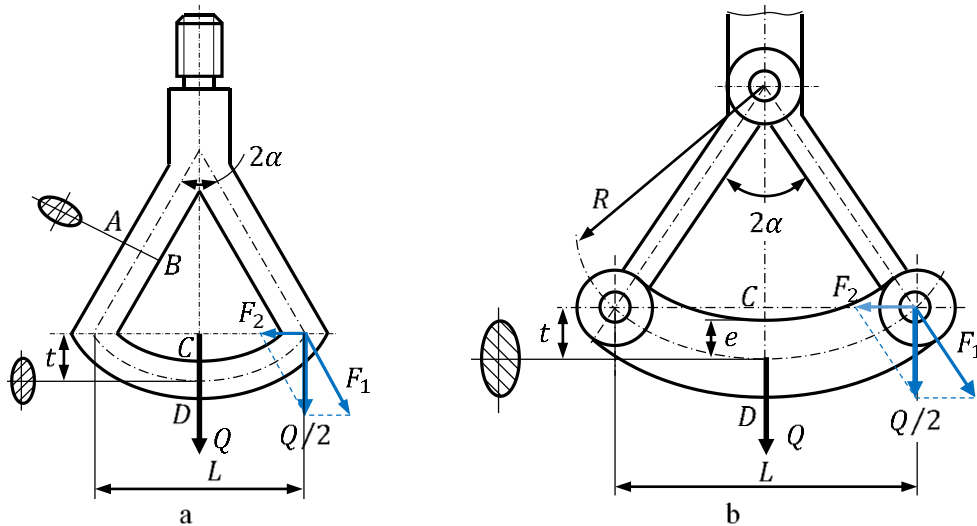
La macarale cu capacitate mare de ridicare (peste 1000 kN) pentru prinderea sarcinilor se folosesc, în locul cârligelor, ochiurile. Acestea au dezavantajul unei prinderi incomode dar, au avantajul unor solicitări favorabile din cauza conturului închis. Pentru aceeași sarcină de ridicat, au dimensiuni mult mai mici decât cârligele, deci o greutate mult mai redusă.

După modul de execuție, ochiurile pot fi:

- ochiuri rigide, figura 5.12.a, forjate dintr-o singură bucată;
- ochiuri articulate, figura 5.12.b, realizate din plăci și asamblate între ele prin bolțuri.

Ochiul rigid, se execută prin forjare liberă, dintr-o singură bucată de material. Sunt realizate din același material ca și cârligele forjate. La ochiul rigid, greutatea de ridicat supune partea inferioară la încovoiere și, deoarece face corp comun cu părțile laterale și acestea sunt supuse la încovoiere.

Ochiurile articulate se pot realiza de dimensiuni mult mai mari decât cele forjate dintr-o singură bucată. Din acest motiv ele se folosesc pentru ridicarea sarcinilor mai mari. În cazul acestor ochiuri, calculul nu mai prezintă dificultăți, deoarece este static determinat, traversa și cei doi tiranți sunt elemente separate, legate prin articulație.



**Figura 5.12.** Ochiuri de macara  
a – ochiul rigid; b – ochiul articulat

### 5.2.2 Calculul ochiului de macara

Pentru calculul și verificarea *ochiurilor rigide*, acestea se consideră sisteme static nedeterminate interior cu porțiuni drepte și curbe.

În fiecare din cele două ramuri ale ochiului rigid, figura 5.12.a, acționează forțele  $F_1$  pe partea laterală a ochiului și forța  $F_2$  pe partea inferioară a ochiului, date de relațiile:

$$F_1 = \frac{Q}{2 \cdot \cos \alpha} \quad (5.31.)$$

$$F_2 = \frac{Q}{2} \cdot \tan \alpha$$

Valoarea aproximativă a momentului încovoiator în partea inferioară a ochiului rigid este:

$$M_1 \cong \frac{Q \cdot L}{6} \quad (5.32.)$$

iar în părțile laterale ale ochiului rigid:

$$M_2 \cong \frac{Q \cdot L}{13} \quad (5.33.)$$

unde:

$Q$  reprezintă greutatea sarcinii de ridicat,

$L$  reprezintă deschiderea ochiului măsurată în axa neutră.

Considerând forțele care acționează asupra ochiului rigid, prezentate în figura 5.12.a, tensiunea maximă produsă de solicitarea de încovoiere și compresiune, în secțiunea  $CD$ , este:

$$\sigma_{max} = \frac{M_i}{W_1} + \frac{F_2}{A_1} \leq \sigma_a \quad (5.34.)$$

unde:

$M_i$  reprezintă momentul încovoiitor din secțiune, calculat cu relația:

$$M_i = \frac{Q \cdot L}{6} + F_2 \cdot t \quad (5.35.)$$

$F_2$  reprezintă forța din secțiune care produce compresiunea, calculată cu relația:

$$F_2 = \frac{Q}{2} \cdot \tan \alpha \quad (5.36.)$$

$W_1$  reprezintă modulul de rezistență al secțiunii eliptice a ochiului calculat cu relația:

$$W_1 = \frac{\pi \cdot a_1^2 \cdot b_1^2}{32} \quad (5.37.)$$

$A_1$  reprezintă aria suprafeței secțiunii considerate, calculată cu relația:

$$A_1 = \pi \cdot a_1 \cdot b_1 \quad (5.38.)$$

$a_1$  și  $b_1$  reprezintă axa mare a elipsei și respectiv axa mică a elipsei secțiunii  $CD$ .

Părțile laterale ale ochiului sunt solicate în plus la tracțiune (secțiunea  $AB$  din figura 5.12.a). Valoarea tensiunii la tracțiune este:

$$\sigma_t = \frac{Q}{2 \cdot A \cdot \cos \alpha} \leq \sigma_a \quad (5.39.)$$

unde  $A$  reprezintă aria suprafeței secțiunii părții laterale a ochiului, calculată cu relația:

$$A = \pi \cdot a \cdot b \quad (5.40.)$$

unde  $a$  și  $b$  reprezintă axa mare a elipsei și respectiv axa mică a elipsei secțiunii  $AB$ .

În cazul *ochiurilor articulate*, calculul este mult mai simplu, deoarece acestea sunt static determinate, traversa și cei doi tiranți, fiind elemente separate, legate prin articulații (bolțuri). Traversa (secțiunea  $CD$  din figura 5.12.b) se calculează ca o grindă simplu rezemată la capete și încărcată la mijloc cu o forță concentrată egală cu greutatea sarcinii.

Forțele care acționează în elementele ochiului articulat (figura 5.12.b) sunt:

- tiranții înclinați, solicițați la întindere de forța  $F_1$ :

$$F_1 = \frac{Q}{2 \cdot \cos \alpha} \quad (5.41.)$$

- traversa orizontală solicițată de o forță axială de compresiune:

$$F_2 = F \cdot \sin \alpha = \frac{Q}{2} \cdot \tan \alpha \quad (5.42.)$$

- traversa orizontală solicițată de momentul încovoietor  $M_i$  dat de relația:

$$M_i = F_1 \cdot \frac{L}{2} + F_2 \cdot e = \frac{Q}{2} \cdot \left( \frac{L}{2} + e \cdot \tan \alpha \right) \quad (5.43.)$$

Tensiunile maxime produse de aceste eforturi, se determină considerând traversa inferioară ca o bară curbă, calculul se realizează folosind relația lui Winkler prin care se calculează tensiunile în fibra interioară și exterioră.

Urechea din barele laterale se calculează pe baza presiunii specifice, considerând urechea ca un cilindru cu pereți groși supus numai la presiune interioară, tensiunea maximă este:

$$\sigma_{max} = p \cdot \frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} \leq \sigma_a \quad (5.44.)$$

unde:

$p$  reprezintă presiunea interioară calculată cu relația:

$$p = \frac{Q}{2 \cdot b \cdot d \cdot \cos \alpha} \quad (5.45.)$$

unde:

$D$  reprezintă diametrul exterior al urechii,

$d$  reprezintă diametrul interior al urechii,

$b$  reprezintă lățimea urechii,

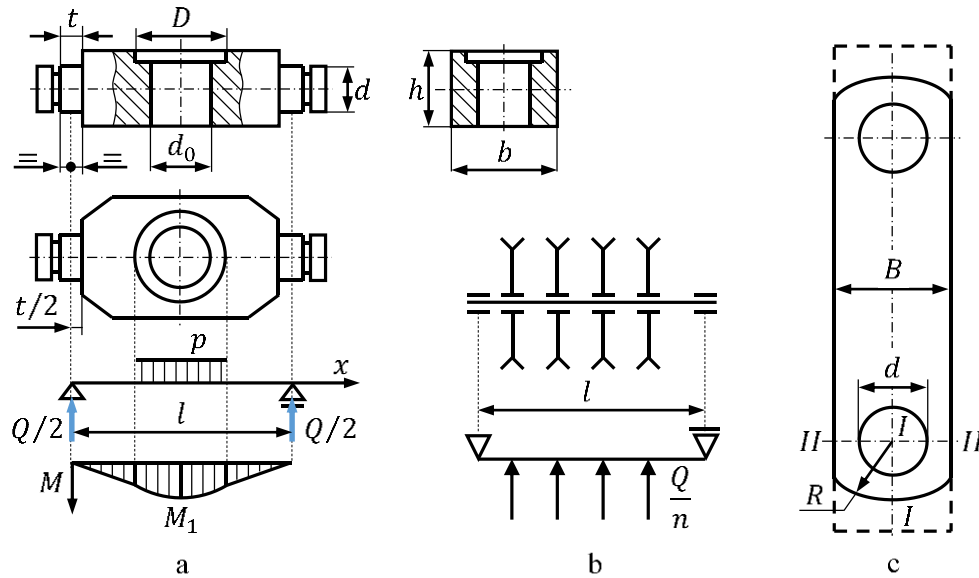
$\sigma_a$  reprezintă tensiunea admisibilă a materialului urechii.

Montajul ochiurilor (rigide sau articulate) se realizează în același mod ca și în cazul montajului cârligelor cu tija filetată.

### 5.3 Traversa pentru susținerea cârligelor și a ochiurilor

Pentru sarcini mici, cârligul sau ochiul se poate lega direct de cablu sau de lanț. În aceste cazuri, pentru a menține cablul sau lanțul întins, cârligul este prevăzut cu greutate suplimentare. Dacă sarcinile sunt mai mari, cârligul sau ochiul se suspendă cu mai multe cabluri, după mărimea sarcinii, iar suspendarea se realizează cu ajutorul unei traverse de susținere.

Forma constructivă a traversei și schema de încărcare, reprezentată ca o grindă simplu rezemată pe cei doi tiranți este prezentată în figura 5.13.a. Deci, sarcina de calcul se repartizează uniform pe suprafața de sprijin a rulmentului.



**Figura 5.13.** Schema de calcul pentru organele muflei  
a – traversa; b – osia rolor; c – tirantul muflei

Sarcina distribuită se calculează cu relația:

$$p = \frac{Q}{D} \quad (5.46.)$$

unde:

$Q$  reprezintă sarcina de ridicat,

$D$  reprezintă diametrul rulmentului.

Momentul încovoietor maxim, care apare în mijlocul secțiunii ( $x = l/2$ ) se calculează cu relația:

$$M_{max} = \frac{Q}{2} \cdot \left( \frac{l}{2} - \frac{D}{4} \right) \quad (5.47.)$$



Deschiderea  $l$  se măsoară la mijlocul tiranților. Modulul de rezistență al secțiunii periculoase  $W_z$  se calculează cu relația:

$$W_z = \frac{(b - d_0) \cdot h^2}{6} \quad (5.48.)$$

Fusurile traversei (diametrul  $d$  din figura 5.13.a) se dimensionează la solicitarea de încovoiere și se verifică la solicitarea de strivire. Momentul încovoiitor este:

$$M = \frac{Q}{2} \cdot \frac{t}{2} = \frac{Q \cdot t}{4} \quad (5.49.)$$

Modulul de rezistență al fusului se calculează cu relația:

$$W_z = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad (5.50.)$$

Tensiunea de contact (strivire) se calculează cu relația:

$$\sigma_s = \frac{Q}{2 \cdot t \cdot d} \quad (5.51.)$$

Osia rolelor, se calculează ținând cont de schema din figura 5.13.b, considerând osia ca o grindă simplu rezemată solicitată de forțele concentrate  $Q/n$  unde  $n$  este numărul rolelor de cablu.

Tirantul muflei se verifică în secțiunile periculoase  $I - I$  și  $II - II$  din figura 5.13.c. Tensiunea în secțiunea  $II - II$  este:

$$\sigma_{II} = \frac{Q}{2 \cdot (B - d) \cdot t} \cdot k_\sigma \quad (5.52.)$$

unde:

$k_\sigma$  reprezintă un coeficient de concentrare a tensiunilor, în jurul unor orificii cu diametrul  $d$ , care se poate calcula cu relația:

$$k_{\sigma} = 3 - 2 \cdot \frac{d}{B} + 0,8 \cdot \left(\frac{d}{B}\right)^2 \quad (5.53.)$$

Se recomandă să se respecte proporția  $B \geq 2 \cdot d$ , în caz contrar efectul de concentrare al găurii devine excesiv.

Secțiunea  $I - I$  se verifică considerând zona respectivă ca un tub cu pereți groși solicitat la presiune interioară uniformă, presiunea fiind dată de relația:

$$p = \frac{Q}{2 \cdot d \cdot t} \quad (5.54.)$$

Tensiunea echivalentă se calculează după teoria a II-a de rezistență.

## 5.4 Dispozitive pentru sarcini în vrac

Pentru manipularea sarcinilor în vrac cum sunt: calcar, cărbune, sare, pietriș, var, minereuri, cereale etc., se folosesc graifărele, benele, cupele, electromagneți etc.

### 5.4.1 Greifăre

Graifărele sunt cupe cu închidere și deschidere comandată, atașată la mașinile de ridicat și care sunt folosite pentru încărcarea și descărcarea automată a materialelor vărsate.

Graifărul se compune din două mecanisme importante:

- mecanismul de închidere – deschidere a cupelor,
- mecanismul de ridicare – coborâre a graifărului.

În funcție de modul de amplasare a celor două mecanisme se disting două tipuri de graifăre:

➤ graifăr monocablu, are înglobat în construcția sa mecanismul de închidere – deschidere și este suspendat prin intermediul unui cârlig;

➤ graifăr bicablu, în care sunt manevrate două mecanisme amplasate pe căruciorul de sarcină (pod rulant cu graifăr) sau în casa mașinilor (macarale portuare).

După forma cupelor, ambele graifere (monocablu și bicablu) pot fi:

► graifăr cu două cupe, pentru materiale cu granulație fină precum: nisip, pietriș, sare, ciment etc. Pentru materiale cu granulație mai mare cele două cupe sunt prevăzute cu dinți care se întrepătrund.

► graifăr cu mai multe cupe (graifăr polip), pentru materiale având granulație mai mare: piatră, lemne de formă neregulată. Acestea au un număr de 6 - 8 cupe care se pot deschide sincron, sau se pot închide (în anumite limite), independent pentru a se adapta formei materialului.

► graifăr cu cupe speciale, care sunt adaptate pentru diferite cazuri cum ar fi manevrarea de lemn rotund (bile), așezate în stive regulate.

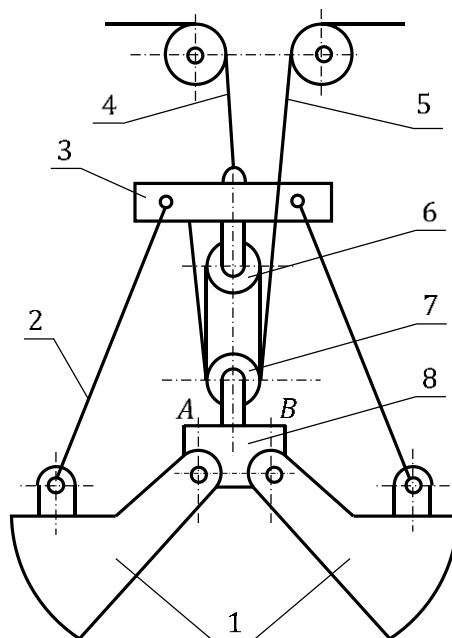
După densitatea materialului manipulat graiferele pot fi:

- graifăr de tip ușor, pentru materiale cu densitatea  $\rho \leq 1 t/m^3$ ;
- graifăr de tip mediu, pentru materiale cu densitatea  $\rho \leq 1,6 t/m^3$ ;
- graifăr de tip greu, pentru materiale cu densitatea  $\rho \leq 2,5 t/m^3$ ;
- graifăr de tip foarte greu, pentru materiale cu densitatea  $\rho \leq 4 t/m^3$ .

Un graifăr cu două cabluri, figura 5.14. se compune din două cupe 1, care sunt suspendate prin intermediul tiranților 2, la traversa superioară 3, și articulate în punctele A și B de traversa inferioară 8. Acționarea graifărului se realizează cu ajutorul unui trolie prevăzut cu două tobe: pe una din tobe, se înfășoară cablul de ridicare 4, legat la traversa superioară, iar pe cealaltă toabă se înfășoară cablul de închidere 5 (pentru graifărul cu patru cabluri, două cabluri sunt pentru ridicare și două pentru coborâre). Cablul de închidere este fixat de traversa superioară, după ce se înfășoară peste rolele 6 și 7 ale palanului fixat pe traversa inferioară și superioară. Cablul de închidere străbate liber traversa superioară, trecând peste toabă.

Din punct de vedere cinematic, graifărele cu două și cu patru cabluri sunt identice. Acționarea graifărului se poate face în orice poziție prin frânarea tobei de ridicare și rotirea într-un sens sau altul a tobei de închidere.

Modul de funcționare al graifărului bicablu este prezentat în figura 5.15. Fazele importante în funcționarea graifărului bicablu sunt:



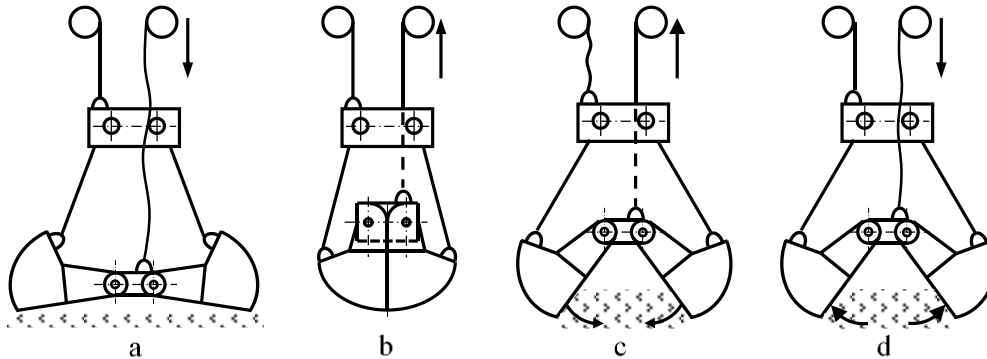
**Figura 5.14.** Graifăr cu două cabluri

- Coborâre graifăr gol deschis (figura 5.15.a), pe material sub greutatea proprie. În acest caz greutatea graifărului gol este repartizată numai pe mecanismul de coborâre-ridicare, iar cablurile de închidere - deschidere sunt libere, sau tensionate foarte puțin pentru a nu provoca închiderea cupelor.

- Ridicare graifăr (figura 5.15.b), prin pornirea mecanismului de închidere în timp ce cablurile de coborâre-ridicare sunt libere, sau tensionate foarte puțin pentru a permite graifărului să se afunde în material datorită greutatei proprii.

- Închidere graifăr (figura 5.15.c), se realizează cu graifărul afundat în material. Forța de pătrundere în material este dată de greutatea proprie, deci graifărul trebuie să fie suficient de greu pentru a intra în material și să realizeze umplerea eficientă a cupelor.

- Deschiderea graifărului plin cu material (figura 5.15.d), se realizează prin pornirea mecanismului de deschidere-închidere în timp ce mecanismul de coborâre-ridicare este liber. Pe măsură ce graifărul se deschide, materialul se golește.



**Figura 5.15.** Funcționarea greifărilor bicablu

Pentru dimensionarea graifărilor, este necesară determinarea forței de tracțiune din cablul de închidere, eforturile din tiranți, reacțiunile din articulații și forța care se dezvoltă în muchiile cupelor, la închiderea lor pentru umplerea cu material (forța de închidere). Datele inițiale pentru dimensionare sunt volumul util al graifărilor și natura materialului de ridicat și transportat.

#### 5.4.2 Bene și godeuri

Benele sunt dispozitive care servesc pentru ridicarea și manipularea materialelor fluide, granulare sau purverulente (beton, mortar, nisip etc.). Încărcarea benelor se face de regulă manual, iar descărcarea se realizează prin basculare sau prin deschiderea fundului.

Benele nu trebuie să pătrundă în material ca și graifărele, motiv pentru care sunt supuse la solicitări mai mici și sunt mult mai ușoare, ducând la creșterea volumului de material ridicat și transportat. Benele se suspendă de cârligul macaralei cu ajutorul unui etrier, iar bascularea lor se realizează în jurul axei orizontale.

Din punct de vedere constructiv benele pot fi:

- bene basculante,
- bene cu descărcare prin preții laterali sau deschiderea fundului.

Bena basculantă se poate bascula în jurul axei sale orizontale. Forma benei este astfel concepută, încât atunci când bena este goală centrul ei de greutate să fie situat sub

axa de basculare, bena goală ocupând întotdeauna o poziție verticală. Când bena este încărcată, centru de greutate se deplasează spre partea de golire, astfel că apare tendința de răsturnare a benei prin rotirea în jurul axei de basculare. Tendința de basculare este anulată cu ajutorul unui zăvor, montat pe axul benei și de care se prinde partea benei care tinde să se basculeze. Prin dezăvorâre, bena se răstoarnă și se golește singură. După revenirea benei în poziția normală, se produce automat zăvorârea ei. Dezavantajul acestor bene contă în împrăștierea materialului pe o suprafață mare la descărcare.

Bena cu descărcare prin deschiderea fundului înlătură dezavantajul benelor basculante. Ușile fundului benei se pot manevra manual cu ajutorul unei pârgii sau cu ajutorul unui cablu de deschidere.

Godeurile basculante se suspendă în cârligul macaralei și se utilizează atunci când materialul de transportat se descarcă întotdeauna la aceeași înălțime. Godeul este format dintr-un recipient care are posibilitatea de basculare în jurul axei sale. Centrul de greutate al godeului încărcat, este astfel ales încât godeul are tendința de basculare pentru golire. Ca și în cazul benei, tendința de basculare este anulată prin intermediul unui zăvor. Prin desfacerea zăvorului, godeul se golește iar centrul de greutate revine în poziția inițială (godeu gol) în care se blochează.

### **5.4.3 Dispozitive cu electromagneți**

Pentru manipularea și transportul materialelor feromagnetice de diferite forme precum: brame, table, profile laminate, șpan etc., a căror manipulare cu alte mijloace (graifăre) conduce la productivitate scăzută, se folosesc dispozitive cu electromagneți.

Pentru prinderea sarcinii, se folosesc unul sau mai mulți electromagneți, care sunt suspendați în cârligul mecanismului de ridicat sau de o traversă fixă sau rotitoare. Din cauza sistemului de prindere care se realizează prin închiderea fluxului magnetic, rezultă o serie de particularități proprii acestor tipuri de macarale.

Alimentarea electromagneților se face în curent continuu, din rețeaua de curent trifazat, comanda macaralei se face din cabina de comandă a macaralei cu ajutorul unei cutii de comandă.

Electromagnetul folosit, trebuie să îndeplinească următoarele condiții: să suporte șocurile produse de materialele atrase și să permită o demagnetizare imediată pentru coborârea sarcinii.

Pentru a preveni desprinderea sarcinii din cauza unei pene de curent, este necesar să se prevadă o baterie tampon care să asigure elimentarea electromagneților pentru un timp scurt (circa 10 min.).

#### **5.4.4 Dispozitive cu ventuze și pompe de vacuum**

Echipamentele cu ventuze și pompe de vacuum conțin un număr de 4 – 12 ventuze, pompă și filtru de vacuum, sisteme de siguranță și control, indicator de vacuum, valvă pentru amorsare și dezamorsare, rezervor de vacuum.

Cu aceste tipuri de echipamente, se poate realiza transportul pe orizontală pentru sarcini de până la 40 tone, iar pe verticală până la 20 tone.

Dispozitivele cu ventuze și pompe de vacuum, se folosesc în special în ateliere de construcții și confecții metalice, de produse laminate și țevi.

Marele avantaj al acestor sisteme este faptul că pot ridica și transporta repere deja finisate (vopsite, lustruite, lăcuite) fără a distruge suprafața de contact cu piesa respectivă. Spre deosebire de magneți, poate fi folosit și la tablă din material neferos.

Dispozitivul cu ventuze se poate folosi și pentru tablă striată deoarece ventuzele asigură etanșarea datorită rezervorului suplimentar de vacuum. Cu acest sistem, nu pot să apară deformații ale pieselor manipulate ca în cazul transportului cu lanțuri sau cu cabluri. Consumul de energie este foarte redus iar în cazul unei pene de curent nu există riscul desprinderii.

## Capitolul 6

### ORGANE PENTRU DEPLASARE

Mașinile de ridicat, pentru a deservi o suprafață de lucru cât mai mare, trebuie să aibă posibilitatea de a se deplasa. Deplasarea mașinilor de ridicat se poate face folosind roți de rulare pe șine (macarale deplasabile pe șine de rulare), roți pneumatice sau șenile (la macarale deplasabile pe căi fără șină).

#### 6.1 Roți de rulare

Roțile de rulare, sunt folosite atât pentru deplasarea macaralelor, cât și pentru deplasarea cărucioarelor, și pot avea diverse forme constructive, în funcție de construcția căii de rulare. În construcția de mașini de ridicat, se folosesc roți de rulare pentru căi normale și roți de rulare pentru căi suspendate. Roțile de rulare au rolul de a susține greutatea macaralelor, podurilor rulante și de a realiza deplasarea acestora pe calea de rulare.

##### 6.1.1 Roți de rulare pentru căi normale

Roțile de rulare pentru căi normale pot fi roți conducătoare sau roți conduse. Roțile conducătoare, spre deosebire de cele conduse (îndeplinesc doar funcția de rulare) au rolul de a transmite momentul necesar învingerii rezistenței la înaintare.

Roata de rulare conducătoare este formată din roata de rulare propriu-zisă, de care se fixează cu șuruburi o coroană dințată, care primește mișcarea de rotație de la un motor prin intermediul unui reductor. Șuruburile de fixare ale coroanei sunt prevăzute cu bușe pentru a prelua forțele de forfecare.

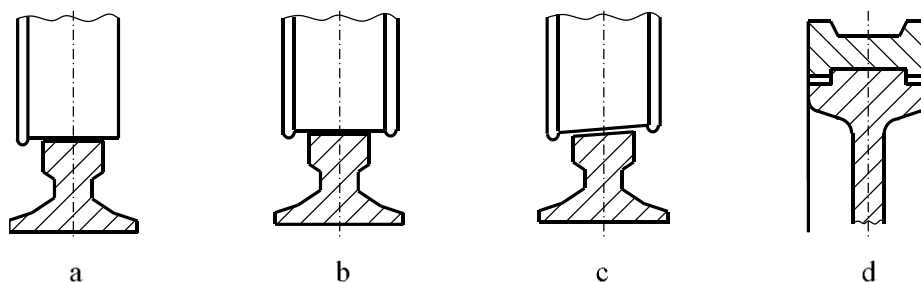
Obada roții are suprafața cilindrică și este prevăzută cu buze de ambele părți. Pentru a nu permite ridicarea buzei roții pe șina de rulare, fapt ce ar produce deraierea,



se recomandă ca suprafața interioară a buzei să aibă o înclinație de 1: 10. Tot pentru a împiedica deraierea, se recomandă rotunjirea muchiei șinei, cu o rază de rotunjire mai mare decât raza de racordare dintre suprafața de rulare cilindrică și suprafața interioară a buzei.

Roata de rulare condusă, se deosebește de cea conducătoare prin aceea că nu are coroana dințată. Ambele tipuri de roți sunt roți de rulare cu bușe, butucul roții fiind prevăzut cu câte două bușe. Se folosesc două bușe, deoarece montarea unei singure bușe egală cu lungimea butucului nu asigură reducerea presiunii, pentru că, roata este încărcată, deformația axului va face ca contactul cu bușă să se facă spre capete.

Principalele roți de rulare, utilizate pentru căi de rulare normale sunt prezentate în figura 6.1.



**Figura 6.1.** Roți de rulare pentru căi normale

► Roți de rulare cilindrice cu o buză, figura 6.1.a, au obada roții cu o buză laterală pentru a împiedica ieșirea roților de pe șina de rulare. Aceste roți se folosesc mai rar și numai pentru sarcini mici și ecartamente reduse. Nu este indicată folosirea acestor roți la cărucioarele podurilor rulante.

► Roți de rulare cilindrice cu două buze, figura 6.1.b, obada roții prezintă două buze laterale, pentru a împiedica deraierea, suprafața laterală a buzelor se execută cu o conicitate de 1: 10. Șinele de rulare trebuie să aibă coroana plată.

► Roți de rulare conice cu două buze, figura 6.1.c, obada roții are o înclinare conică de 1: 20 și se montează cu diametrul mare spre interiorul șinei pentru a evita contactul între buzele roților și coroana șinelor. Acestea se folosesc frecvent la poduri

rulante, șinele de rulare trebuie să aibă coroana rotunjită. Pentru a evita uzura rapidă a buzelor roților, precum și pentru a mări rezistența la deplasarea între buze și șină se lasă un joc de  $30 \div 40 \text{ mm}$ .

► Roți de rulare cu bandaj, figura 6.1.d, se folosesc la macarale cu regim greu de exploatare, având corpul din oțel turnat, pe care se aplică la cald (fretat) un bandaj din oțel forjat.

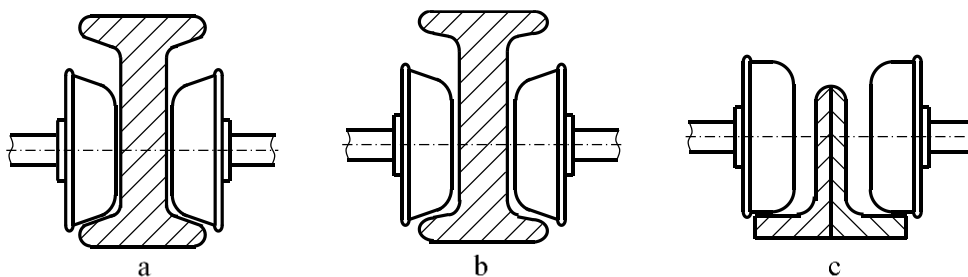
Roțile de rulare se pot monta fie libere pe un ax fix, sau fixate cu pană pe un ax care se rotește. În cazul roților montate liber pe un ax fix, butucul este prevăzut cu bușe de bronz sau cu rulmenți. Pentru a asigura ungerea bușelor, în capătul axului se indică montarea unui ungător. Între butucul roții și profilele grinzilor de capăt ale construcției metalice a mașinii, este indicată montarea unor șaibe pentru reglarea poziției roții.

Roțile de rulare se execută prin turnare din oțel, iar în cazul mașinilor de ridicat cu acționare manuală se pot folosi și roți turnate din fontă. Suprafața de rulare a roților trebuie tratată termic pentru creșterea durtății.

### 6.1.2 Roți de rulare pentru căi suspendate

Și în acest caz, roțile de rulare pentru căi suspendate, sunt conducătoare și conduse. Roțile conducătoare au o coroană dințată turnată împreună cu roata, care este angrenată de un pinion care îi transmite momentul de torsiune necesar deplasării.

Formele constructive ale roților de rulare pentru căi suspendate sunt prezentate în figura 6.2.



**Figura 6.2.** Roți de rulare pentru căi suspendate

Roțile de rulare pentru căi suspendate se deplasează pe talpa inferioară a căii de rulare formată din profile I și se montează mereu în tandem (perechi). Aceste roți se pot executa cu suprafața conică (figura 6.2.a), suprafața puțin bombată (figura 6.2.b) sau cu suprafața cilindrică (figura 6.2.c).

Conicitatea suprafeței de rulare a roților, care se deplasează pe talpa inferioară a profilului, corespunde cu înclinarea tăpii profilului pe care se deplasează. Deoarece roțile conice au diametrul variabil, vitezele periferice ale punctelor, de pe generatoarea conului sunt diferite, conducând la o alunecare continuă între șină și roată. Această alunecare, mărește rezistența la deplasare a roții, și crește uzura roții și a șinei.

Pentru eliminarea acestui dezavantaj, se folosesc roți cu suprafața de rulare puțin bombată (figura 6.2.b). Roțile cu suprafața de rulare cilindrică se folosesc atât pentru căi suspendate din profil „I”, cât și pentru căi suspendate din profil special sau cornier.

Roțile de rulare conducătoare, pot fi prevăzute cu dantură frezată chiar în buza roții, care se angrenează cu pinionul și care transmite momentul de torsiune necesar deplasării. Aceste roți se montează liber pe un ax fix, axul fiind fixat de părțile laterale ale căruciorului. Montarea roților se face pe bușe din bronz, pentru valori mici ale sarcinii pe roată și la viteze de deplasare reduse.

Roțile de rulare pentru căi suspendate se execută din fontă cenușie turnată în cochilie sau din oțel carbon de calitate.

## 6.2 Calculul roților de rulare

Alegerea roților de rulare se face în funcție de sarcina maximă pe roată, ținând cont de calea de rulare și de caracteristicile specifice mecanismului de translație.

Determinarea solicitării maxime pe roată se face după cum urmează:

- ▶ pentru cărucioarele de macara, figura 6.3.a, forța maximă este:

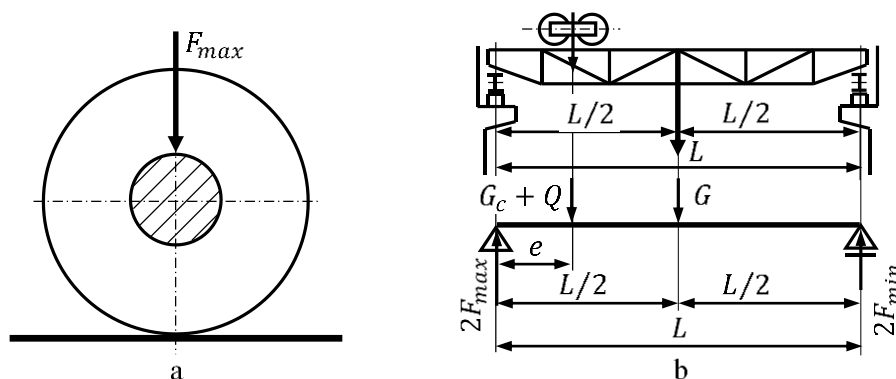
$$F_{max} \cong \frac{G_c + Q}{4} \quad (5.1.)$$

unde:

$G_c$  reprezintă greutatea căruciorului;

$Q$  reprezintă greutatea (sarcina) de ridicat.

În cazul cărucioarelor de macara, se consideră că greutatețile sunt repartizate egal pe cele patru roți ale căruciorului.



**Figura 6.3.** Solicitarea maximă pe roată  
a – cărucior de macara; b – pod rulant

► pentru poduri rulante (macarale rulante), figura 6.3.b, forța maximă este:

$$F_{max} = \frac{1}{2} \cdot \left[ \frac{G}{2} + (G_c + Q) \cdot \left( 1 - \frac{e}{L} \right) \right] \quad (5.2.)$$

unde:

$G_c$  reprezintă greutatea căruciorului;

$G$  reprezintă greutatea podului (macaralei);

$Q$  reprezintă greutatea (sarcina) de ridicat;

$e$  reprezintă distanța de la roata de rulare la centrul de greutate al căruciorului în poziția extremă;

$L$  reprezintă deschiderea podului (macaralei).

Calculul roților de rulare, se face pe baza tensiunii de contact, care apare între suprafața de rulare a roții și șină. Relațiile pentru aceste tensiuni au forme diferite, după cum contactul dintre șină și roată este liniar sau punctiform, figura 6.4.

➤ Tensiunea de contact în cazul contactului liniar (figura 6.4.a,b,c) se determină cu relația:

$$\sigma = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{F_{calc} \cdot E_c}{R_1 \cdot b}} \quad (5.3.)$$

unde:

$F_{calc}$  reprezintă încărcarea ce revine unei roți;

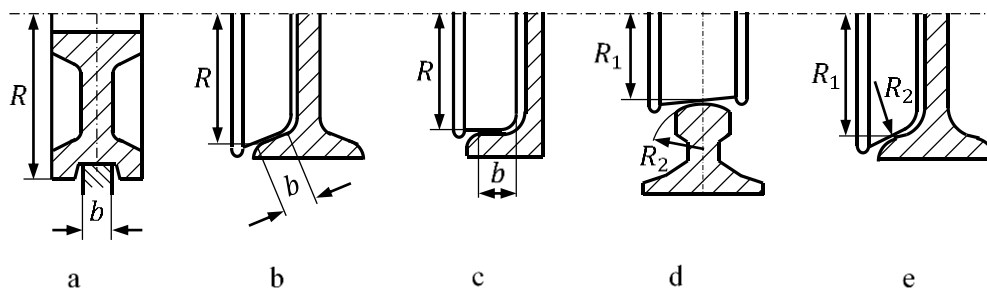
$E_c$  reprezintă modulul de elasticitate longitudinal convențional, care se determină cu relația:

$$E_c = 2 \cdot \frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \quad (5.4.)$$

$E_1, E_2$  reprezintă modulele de elasticitate longitudinale ale materialului roții și al șinei;

$R_1$  reprezintă raza roții de rulare;

$b$  reprezintă lungimea liniei de contact dintre roată și șină.



**Figura 6.4.** Dimensiunile roților de rulare

➤ Tensiunea de contact în cazul contactului liniar punctiform (figura 6.4.d,e), depinde de razele  $R_1$  și  $R_2$  astfel:

- pentru  $R_1 > R_2$  tensiunea de contact se determină cu relația:

$$\sigma = m \cdot \sqrt[3]{\frac{F_{calc} \cdot E_c}{R_1^2}} \quad (5.5.)$$

- pentru  $R_1 < R_2$  tensiunea de contact se determină cu relația:

$$\sigma = m \cdot \sqrt[3]{\frac{F_{calc} \cdot E_c}{R_2^2}} \quad (5.6.)$$

unde:

$m$  reprezintă un coeficient prezentat în tabelul 5.1. și care ține cont de raportul  $R_2/R_1$  pentru  $R_1 > R_2$  sau de raportul  $R_1/R_2$  pentru  $R_1 < R_2$ :

**Tabelul 5.1.** Valorile coeficientului  $m$

$R_2/R_1$ sau $R_1/R_2$	1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,15	0,1	0,05
$m$	0,388	0,40	0,42	0,44	0,468	0,40	0,536	0,60	0,716	0,80	0,97	1,28

$F_{calc}$  reprezintă încărcarea ce revine unei roți;

$E_c$  reprezintă modulul de elasticitate convențional, se determină cu relația (5.4.);

$R_1$  reprezintă raza roții de rulare;

$R_2$  reprezintă raza coroanei șinei (figura 6.4.d) sau raza conexității roții de rulare (figura 6.4.e).

Valoarea de calcul a încărcării  $F_{calc}$ , pe roată se determină cu relația:

$$F_{calc} = k_1 \cdot k_2 \cdot F_{max} \quad (5.7.)$$

unde:

$k_1$  reprezintă un coeficient care ține cont de felul acționării și de regimul de exploatare al mașinii astfel:

- pentru regim ușor:  $k_1 = 1,0$ ;
- pentru regim mediu:  $k_1 = 1,2$ ;
- pentru regim greu:  $k_1 = 1,4$ ;

- pentru regim foarte greu:  $k_1 = 1,6$ ;

$k_2$  reprezintă un coeficient care depinde de raportul dintre greutatea sarcinii de ridicat  $Q$  și greutatea proprie a mașinii de ridicat  $G$ , se calculează cu relația:

$$k_2 = \sqrt[3]{\frac{1}{2} \cdot \left( 1 + \frac{1}{1 + \frac{Q}{G}} \right)} \quad (5.8.)$$

$F_{max}$  reprezintă forța maximă ce revine unei roți.

Valorile tensiunilor de contact, calculate cu relațiile (5.3.), (5.5.) și (5.6.) nu trebuie să depășească tensiunile admisibile ale materialelor roților, la care se ține cont și de duritatea suprafeței de rulare.

Pentru calculul aproximativ al diametrului roților de rulare, se pot folosi și relații simplificate. În cazul roților cu contact liniar, valoarea aproximativă a diametrului roții se poate determina din condiția:

$$p = \frac{F_{max}}{D \cdot b} \leq p_a \quad (5.9.)$$

unde:

$p$  reprezintă presiunea convențională dintre roată și șină;

$F_{max}$  reprezintă forța maximă pe roată;

$D$  reprezintă diametrul roții de rulare;

$b$  reprezintă lungimea liniei de contact dintre roată și șină;

$p_a$  reprezintă presiunea convențională admisibilă dintre roată și șină.

Pe baza practicii din domeniu, s-a constatat că roțile de rulare cu suprafața cilindrică se uzează mai repede atunci când sunt folosite la mașini de ridicat (macarale) cu regim greu de exploatare. Din acest motiv, se recomandă folosirea roților cu suprafața de rulare conică, iar șinele de rulare să aibă capul rotunjit.

### 6.3 Șinele de rulare

Alegerea căilor de rulare, se face în funcție de roata de rulare și de tipul căii de rulare. Pentru căile de rulare normale ale macaralelor, se folosesc șine de diverse forme, în funcție de destinația macaralei respective. Cele mai utilizate sunt, șinele pătrate și dreptunghiulare, șinele de macara și șinele de cale ferată.

Șinele pătrate și cele dreptunghiulare, se confecționează din bare de oțel laminat cu muchiile rotunjite sau teșite sau cu suprafața bombată, figura 6.5.a, b,c. Dimensiunile principale ale șinelor de acest tip sunt: înălțimea  $h$ , lățimea  $b$  și raza de racordare  $r$ . Șinele pătrate se execută cu latura de  $40 \div 100 \text{ mm}$  iar cele dreptunghiulare, de dimensiuni  $b/h$  de  $100/85 \div 140/85$ .

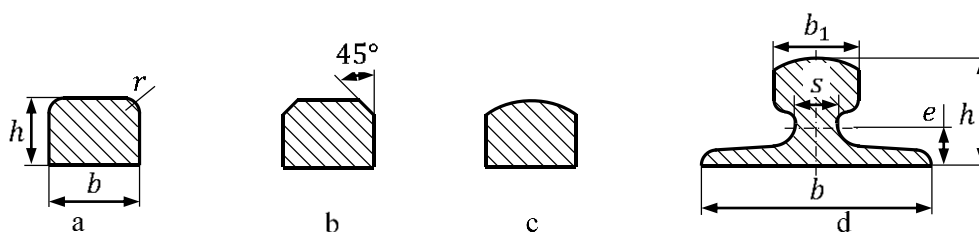


Figura 6.5. Șine pentru căi de rulare normale

Șinele de macara din figura 6.5.d, au profil special, se caracterizează prin lățimea mare a tălpilor și înălțimea redusă. Acestea, pot avea suprafața de rulare plană sau bombată. Aceste șine, se folosesc la mașinile de ridicat care lucrează în regim de exploatare greu și foarte greu.

Pentru căile de rulare suspendate, se folosesc drept șine profile laminate normale „I”, „T” sau „L”, sau profile speciale, dacă profilele normale nu îndeplinesc condițiile impuse de funcționarea mașinii de ridicat.



## Capitolul 7

### DETERMINAREA EFORTURILOR ÎN STRUCTURILE DE REZISTENȚĂ ALE MAȘINILOR DE RIDICAT

Structurile de rezistență ale mașinilor de ridicat sunt realizate sub forma grinzilor cu inimă plină sau cheson, a grinzilor cu zăbrele sau a cadrelor de tip cheson, confecționate din îmbinarea rigidă a unor grinzi.

Părțile componente ale construcției metalice se realizează din profile laminate: oțel cornier, oțel profilat U, I, oțel rotund, pătrat sau țevi. Tipul variat de profile laminate permit realizarea unei structuri de rezistență cu caracteristicile geometrice apropiate de cele rezultate din calcule, conducând la un consum minim de material.

Îmbinările se realizează prin nituire, sudare sau cu buloane. Pe structura de rezistență pot acționa atât sarcini fixe cât și sarcini mobile.

În construcția mașinilor de ridicat se folosesc și grinzi cu zăbrele, structuri de rezistență formate din bare, considerate articulate în noduri, care alcătuiesc un sistem rigid. Când toate barele, reazemele și forțele sistemului se găsesc în același plan, grinda cu zăbrele este plană.

După relația dintre numărul  $b$ , al barelor și numărul nodurilor  $n$ , grinzile cu zăbrele pot fi:

- fără bare supraabundente, dacă  $b = 2 \cdot n - 3$ ;
- cu bare supraabundente, când, prin scoaterea uneia sau a mai multor bare, grinda nu își pierde rigiditatea, având  $b > 2 \cdot n - 3$ ;
- cu bare insuficiente, care nu asigură indeformabilitatea (rigiditatea) structurii de rezistență, când  $b < 2 \cdot n - 3$ .

## 7.1. Metode de calcul ale grinzilor cu zăbrele

Pentru calculul grinzilor cu zăbrele plane, static determinate, se consideră următoarele ipoteze:

- toate barele grinzilor sunt drepte și situate în același plan;
- barele se consideră articulate în noduri;
- frecările în articulațiile din noduri se neglijează;
- sarcinile acționează în noduri și în planul grinzii;
- greutatea proprie a barelor se neglijează în prima aproximație (fiind mică în raport cu sarcinile aplicate), urmând ca apoi să se repartizeze în noduri.

Pentru determinarea eforturilor în bare se utilizează diferite metode de calcul:

**a) Metoda echilibrului nodurilor.** Se consideră că fiecare parte ce alcătuiește sistemul în echilibru, trebuie să fie în echilibru. Nodurile vor trebui să fie în echilibru sub acțiunea sarcinilor exterioare date, a forțelor de legătură și a eforturilor din bare.

Mai întâi se determină reacțiunile, folosind ecuațiile de echilibru globale, ale întregii structuri de rezistență. Însă, reacțiunile se pot calcula, în nodurile de legătură, și prin această metodă, cu condiția ca într-un nod să fie doar două necunoscute:

- un efort și o reacțiune,
- două reacțiuni, când se cunosc toate eforturile din barele nodului.

Se scriu ecuațiile de echilibru ale nodurilor (ecuații de proiecții ale forțelor), urmărind ca într-un nod, să nu fie mai mult de cele două necunoscute prezentate mai sus, pentru că, ecuațiile de echilibru, în plan sunt doar două.

**b) Metoda grafică (Cremona).** Prin această metodă se interpretează grafic metoda izolării nodurilor, considerând noduri cu maxim două necunoscute, eforturi și reacțiuni. Pentru ca un sistem de forțe să fie în echilibru, este necesar și suficient ca poligonul acestor forțe să se închidă.

Pentru a construi grafic poligonul forțelor, la o scară aleasă pentru forțe, se așează mai întâi forțele date, cunoscute. Prin extremitățile acestora se duc linii paralele cu barele ale căror eforturi sunt necunoscute, sau cu direcțiile reacțiunilor.

În continuare, se parcurge aşezarea descrisă, într-un singur sens, orar sau antiorar, după cum a fost ordinea de aşezare a forţelor date. Rezultă astfel, sensurile eforturilor căutate şi mărimea lor, la scara aleasă. Efortul dirijat de la bară către nod, este negativ, bara fiind comprimată, iar cel dirijat de la nod către bară este pozitiv, însemnând că bara este întinsă şi trage de nod.

**c) Metoda secţiunilor (Ritter).** Se „taie” (se secţionează în mod imaginar) grinda în două părţi. Pentru oricare din cele două părţi se scriu ecuaţiile de echilibru (de momente şi de proiecţii ale forţelor), din care se obţin eforturile căutate. Deoarece pentru un sistem plan nu se pot scrie mai mult de trei ecuaţii de echilibru distincte, secţiunea în grinda cu zăbrele trebuie astfel făcută, încât să nu fie „tăiate” mai mult de trei bare în care eforturile sunt necunoscute. Metoda se poate aplica şi dacă se „taie” patru bare, când trei dintre acestea sunt concurente într-un nod. Metoda Ritter are avantajul că se poate determina efortul într-o bară, dintr-o singură ecuaţie de echilibru.

Pentru a obţine ecuaţii cu o singură necunoscută se recomandă:

- dacă două sau trei bare sunt concurente, se scrie ecuaţia de momente în raport cu punctul de concurenţă, din care rezultă efortul necunoscut din bara neconcurentă;
- dacă două bare sunt paralele, se scrie ecuaţia de proiecţii pe perpendiculara comună celor două bare, obţinând astfel efortul din cea de a treia bară, neparalelă.

**Observaţii:**

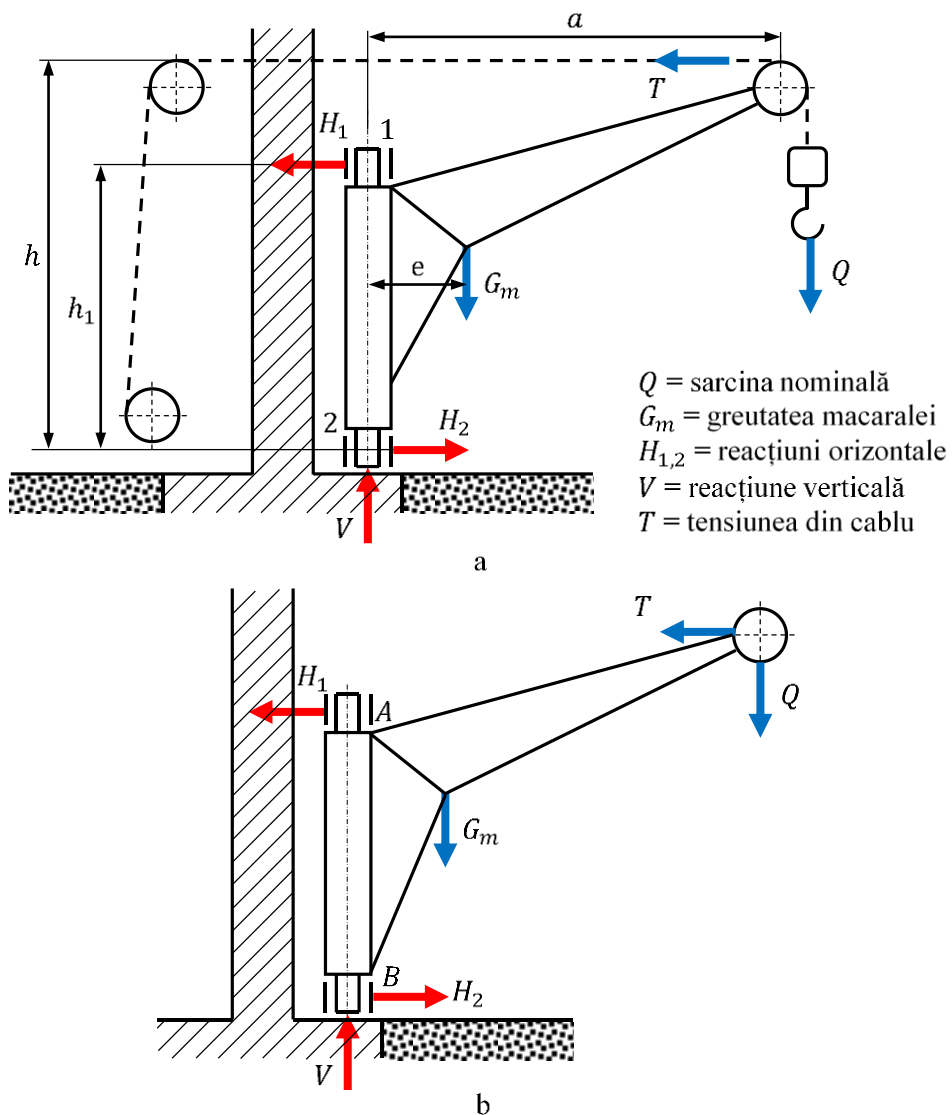
- Dacă pe barele grinzii cu zăbrele, există sarcini transversale, acestea se înlocuiesc cu un sistem echivalent de sarcini, care acţionează în noduri. Pe astfel de bare apar eforturile, forţe tăietoare şi momente încovoietoare, care se determină ulterior, considerând bara ca o grindă simplu rezemată.

- La unele grinzi cu zăbrele, combinarea metodelor conduce la o rezolvare operativă.

- Se poate aplica şi metoda celor două secţiuni succesive care intersectează unele bare comune, ale grinzii cu zăbrele.

## 7.2 Calculul eforturilor în elementele macaralei rotitoare cu braț constant

Macaraua rotitoare, prezentată în figura 7.1., are brațul cu deschiderea constantă, de lungime  $a$  și se poate roti în reazemele 1 și 2.



**Figura 7.1.** Macara rotitoare cu braț constant a schema de funcționare; b modelul de calcul

Brațul, realizat sub forma unei grinzi cu zăbrele, este fixat în punctele,  $A$  considerat fix, și  $B$ , pe un arbore vertical, care se poate roti în lagărele 1 și 2. Cele două elemente constitutive ale macaralei, arborele și brațul se vor studia în continuare separat, pentru a determina eforturile la care sunt solicitate, fiecare în parte.

### 7.2.1 Eforturile pe arborele pivotant – rotitor

Pentru a determina eforturile care solicită arborele pivotant se vor calcula mai întâi forțele de reacțiune din reazemele  $A$  și  $B$  ale brațului macaralei, care solicită arborele rotitor, fixat în lagărele 1 și 2.

a) *Forțele de reacțiune din reazemele brațului*

Grinda cu zăbrele a macaralei, se sprijină în reazemele  $A$  și  $B$  pe arborele pivotant (figura 7.1.a, b). Reacțiunile din reazemele grinzii cu zăbrele se determină din ecuațiile de echilibru static, considerând grinda un tot rigid.

Din ecuațiile de echilibru static ale grinzii cu zăbrele (figura 7.2. b):

$$\left(\sum M\right)_B = 0 ; \left(\sum M\right)_A = 0 \quad (7.1.)$$

se obțin componente ale reacțiunilor din  $A$  și  $B$ :

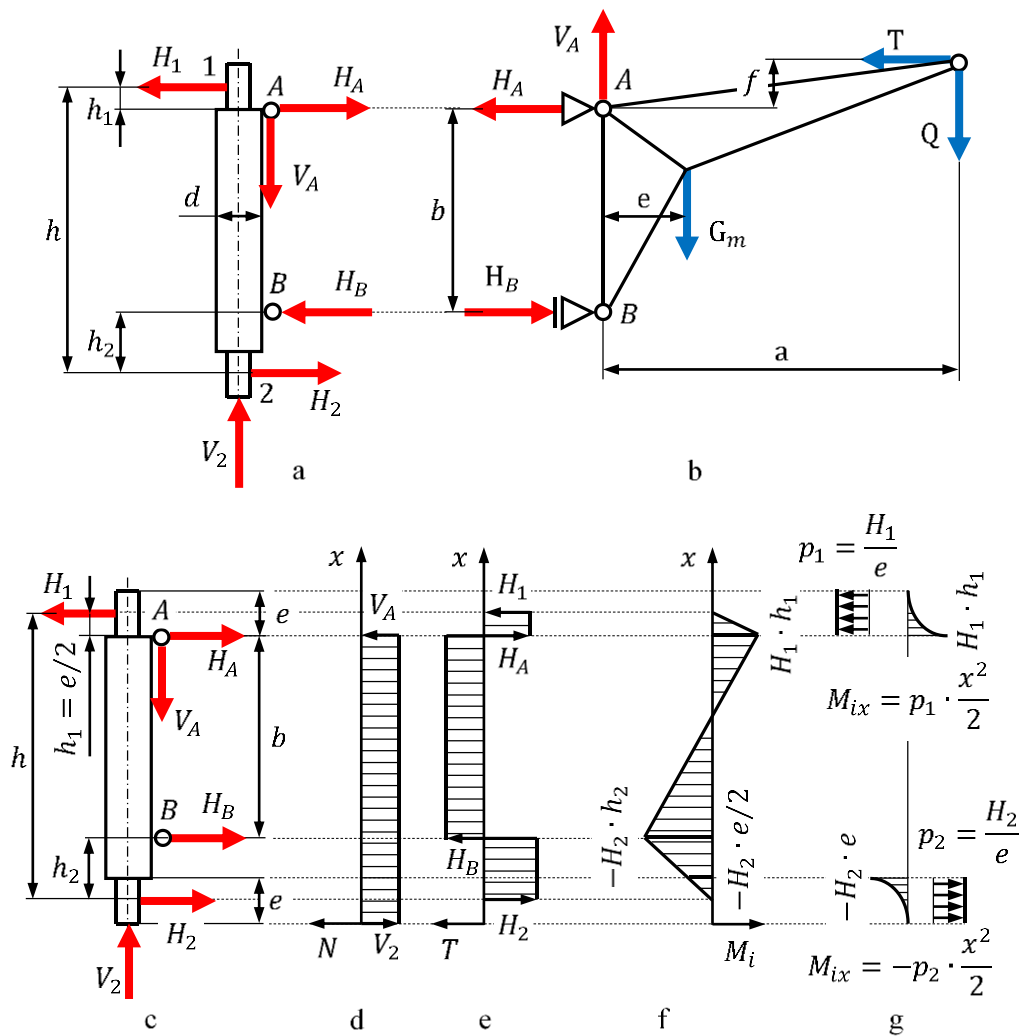
$$\begin{aligned} H'_A &= \frac{1}{b} \cdot [Q \cdot a + G_m \cdot e - T \cdot (f + b)] \\ H'_B &= \frac{1}{b} \cdot [Q \cdot a + G_m \cdot e - T \cdot f] \end{aligned} \quad (7.2.)$$

Dacă se ține cont și de forța orizontală  $T$ , reacțiunile din reazeme sunt:

$$H_A = H'_A - \frac{T}{2} ; H_B = H'_B + \frac{T}{2} \quad (7.3.)$$

Reacțiunea verticală din reazemul  $A$ , considerat fix este:

$$V_A = Q + G_m \quad (7.4.)$$



**Figura 7.2.** Forțele și diagramele eforturilor pe arborele rotitor

b) *Forțele care solicită arborele pivotant*

Considerând arborele și grinda cu zăbrele, ca un corp rigid unitar, momentul (cuplul) de răsturnare, determină în punctele de sprijin 1 și 2 ale arborelui reacțiunile (omțind dimensiunile  $d$  și  $h_1$ , neglijabile în raport cu celelalte dimensiuni), care se calculează din ecuațiile de echilibru static ale grinzii cu zăbrele (figura 7.2.a, b):

$$\left(\sum M\right)_2 = 0 ; \left(\sum M\right)_1 = 0 \quad (7.5.)$$

Se obțin componente ale reacțiunilor din lagărele 1 și 2:

$$\begin{aligned} H'_1 &= \frac{1}{h} \cdot [Q \cdot a + G_m \cdot e - T \cdot (f + h)] \\ H'_2 &= \frac{1}{h} \cdot [Q \cdot a + G_m \cdot e - T \cdot f] \end{aligned} \quad (7.6.)$$

Forța orizontală  $T$ , se consideră repartizată egal în reazemele arborelui, astfel că reacțiunile din lagărele 1 și 2 ale arborelui sunt:

$$H_1 = H'_1 - \frac{T}{2} ; H_2 = H'_2 + \frac{T}{2} \quad (7.7.)$$

Reacțiunea verticală din reazemul 2 este:

$$V_A = Q + G_m \quad (7.8.)$$

Dacă se desprinde grinda cu zăbrele de arbore, pe acesta mai acționează și forțele din reazemele  $A$  și  $B$  ale grinzii cu zăbrele determinate la punctul a), egale și de sens contrar față de cele din figura 7.2.b.

c) *Diagramele de eforturi pe arbore*

În figura 7.2.c, sunt reprezentate toate forțele și reacțiunile care solicită arborele.

**Observații.** În vederea trasării diagramei de eforturi pe arborele rotitor, se fac următoarele precizări:

- din ecuațiile de calcul ale lui  $V'_A, V'_B$  și  $H'_1, H'_2$  rezultă că  $H'_B > H'_A$  și  $H'_2 > H'_1$  din cauza momentului diferit al forței  $T$ :  $(T \cdot f)$  și  $[T \cdot (f + b)]$  sau  $[T \cdot (f + h)]$ .
- în plus, forța  $T/2$  amplifică aceste inegalități, adică  $H_B > H_A$  și  $H_2 > H_1$ .
- din cauza brațelor diferite,  $b < h$  la calculul lui  $H'_B$  și  $H'_2$  sau  $H'_A$  și  $H'_1$  rezultă că:  $H_B > H_2$  și  $H_A > H_1$ , precizări necesare la trasarea diagramei.
- în lagărele 1 și 2 acționează sarcinile distribuite:  $p_1 = H_1/e$  și  $p_2 = H_2/e$ , care determină, pe lungimea  $e$  a arborelui, diagrame cu variație parabolică, reprezentate

în figura 7.2.g., ale căror concavități depind de sensurile sarcinilor distribuite  $p_1$  și  $p_2$ , îndeplinând condiția din relația diferențială:

$$\frac{d^2 M(x)}{dx^2} = -p \quad (7.9.)$$

• toate observațiile de mai sus au fost necesare pentru evaluarea calitativă a diagramei de eforturi din figurile 7.2.d, e, f, g.

Cunoscând aceste precizări, precum și forțele și distanțele prezentate în schițe, s-au trasat diagramele de eforturi pentru:

- forța axială  $N(x)$ , care soliciță arborele la compresiune pe porțiunea  $A - 2$ , este prezentată în figura 7.2.d;

- forța tăietoare  $T(x)$ , unde apar forțele perpendiculare pe arbore, este schițată în figura 7.2.e;

- momentul încovoietor, a cărui diagramă  $M_i(x)$  este reprezentată în figura 7.2.f pe fibra întinsă.

Din diagramele  $T(x)$  și  $M_i(x)$  se constată că este îndeplinită relația diferențială, între momentul încovoietor și forța tăietoare:

$$\frac{dM(x)}{dx} = T(x) \quad (7.10.)$$

Astfel, când se parcurge arborele de la capătul 2 la  $B$  și în continuare spre capătul 1, se constată următoarele:

- pe domeniile în care forța tăietoare  $T(x)$  este negativă, momentul încovoietor  $M_i(x)$  scade de la 2 la  $B$  și de la  $A$  la 1;

- pe domeniile în care forța tăietoare  $T(x)$  este pozitivă, momentul încovoietor  $M_i(x)$  crește de la  $B$  la  $A$ .

Diagramele de eforturi permit studierea solicitărilor compuse, care apar în secțiunile transversale ale arborelui cu diametrul  $d$ .



## 7.2.2 Eforturile în barele brațului rotitor

Pentru calculul eforturilor în barele brațului rotitor, realizat sub forma grinzii cu zăbrele, se vor folosi metodele de calcul prezentate anterior:

- metoda izolării nodurilor,
- metoda Cremona,
- metoda Ritter.

### a) Calculul eforturilor prin metoda izolării nodurilor

Metoda se poate aplica în nodurile în care sunt maxim două eforturi sau reacțiuni necunoscute, pentru că, pentru un nod, considerat punct material, se pot scrie numai două ecuații de echilibru ale forțelor plane:  $\sum x = 0$  și  $\sum y = 0$ .

Într-un nod analizat, se presupune inițial că eforturile sau reacțiunile, care trebuie determinate, necunoscute, întind barele, astfel că barele întinse „*trag de nod*”, iar cele comprimate „*apasă*” nodul, așa cum sunt prezentate în figura 7.3.

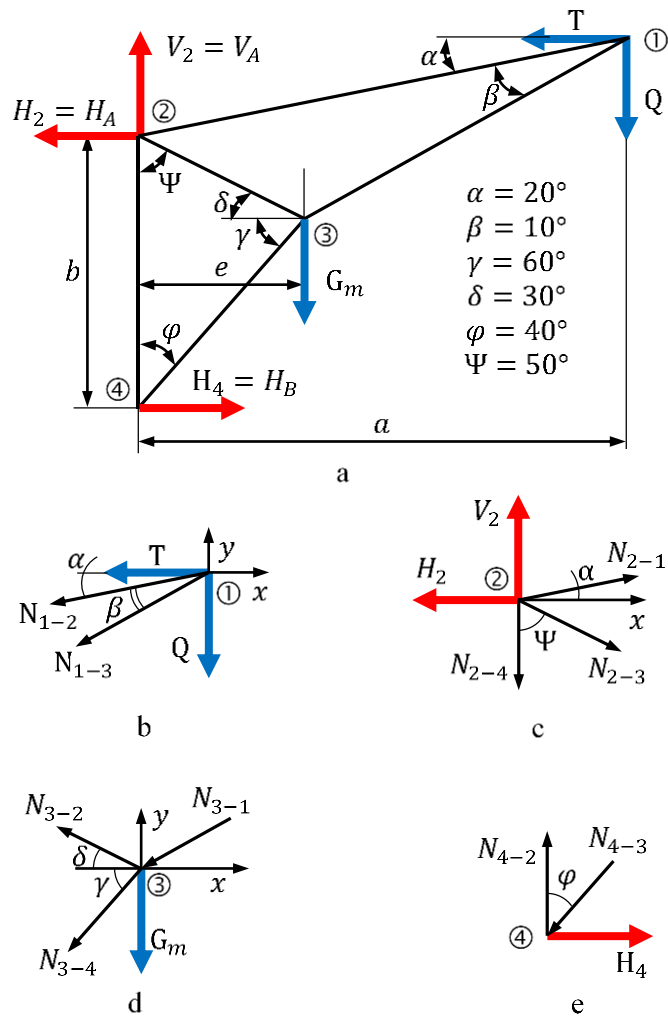


**Figura 7.3.** Sensul convențional al eforturilor în bare

Dacă din calcul, efortul se obține negativ, înseamnă că solicitarea este invers.

➤ **NODUL 1.** Se consideră izolat nodul 1, în care acționează forțele date  $Q$  și  $T$ , împreună cu eforturile necunoscute  $N_{1-2}$  și  $N_{1-3}$ , considerate pozitive. Aceste forțe, făcând parte dintr-un sistem fizic (macaraua din figura 7.4.) în echilibru, trebuie să fie în echilibru. Ecuațiile de echilibru ale forțelor și eforturilor de pe nodul 1, reprezentate în figura 7.4.b, sunt:

$$\begin{aligned} \sum X = 0 &\Rightarrow -T - N_{1-2} \cdot \cos \alpha - N_{1-3} \cdot \cos(\alpha + \beta) = 0 \\ \sum Y = 0 &\Rightarrow -Q - N_{1-2} \cdot \sin \alpha - N_{1-3} \cdot \sin(\alpha + \beta) = 0 \end{aligned} \quad (7.11.)$$



**Figura 7.4.** Calculul eforturilor din noduri

Din relațiile (7.11.) se obține:

$$-T - 0,939 \cdot N_{1-2} - 0,866 \cdot N_{1-3} = 0 \quad (7.12.)$$

$$-Q - 0,342 \cdot N_{1-2} - 0,5 \cdot N_{1-3} = 0 \quad (7.13.)$$

Din relația (7.13.) se obține:

$$N_{1-3} = -2 \cdot Q - 0,684 \cdot N_{1-2} \quad (7.14.)$$

Se introduce relația (7.14.) în ecuația (7.12.) și se obține:

$$N_{1-2} = 4,99 \cdot Q - 2,88 \cdot T \quad (7.15.)$$

Se introduce relația (7.15.) în ecuația (7.14.) și se obține:

$$N_{1-3} = -5,413 \cdot Q + 1,969 \cdot T \quad (7.16.)$$

Considerând  $T \cong Q$ , eforturile căutate devin:

$$N_{1-2} = 2,11 \cdot Q ; N_{1-3} = -3,44 \cdot Q \quad (7.17.)$$

Rezultă că, bara 1 – 2 este întinsă iar bara 1 – 3 este comprimată, sensul efortului  $N_{1-3}$  de pe bara 1 – 3 este invers față de sensul considerat în figura 7.4.b.

➤ **NODUL 3.** Acest nod 3, se află sub influența forței date  $G_m$ , a efortului de compresiune cunoscut (vezi nodul 1)  $N_{3-1} = |N_{3-1}|$ , calculat anterior și a eforturilor necunoscute din barele 3 – 4 și 3 – 2 considerate inițial pozitive (trag de nod), pentru bare întinse, reprezentate în figura 7.4.b.

Se face *precizarea* că efortul negativ  $N_{1-3}$ , calculat anterior, pentru nodul 1, pe nodul 3 se reprezintă așa cum este indicat în figura 7.4.d (cu sensul spre nod), astfel că în calculul nodului 3 se consideră fără semnul minus, în valoare absolută  $N_{3-1} = |N_{3-1}|$ .

Ecuațiile de echilibru static ale nodului 3 sunt:

$$\begin{aligned} \sum X = 0 &\Rightarrow -N_{3-1} \cdot \cos \delta - N_{3-2} \cdot \cos \delta - N_{3-4} \cdot \cos \gamma = 0 \\ \sum Y = 0 &\Rightarrow N_{3-2} \cdot \sin \delta - N_{3-4} \cdot \sin \gamma - N_{3-1} \cdot \cos \delta - G_m = 0 \end{aligned} \quad (7.18.)$$

Din relațiile (7.18.) se obține:

$$-0,866 \cdot N_{3-1} - 0,866 \cdot N_{3-2} - 0,5 \cdot N_{3-4} = 0 \quad (7.19.)$$

$$0,5 \cdot N_{3-2} - 0,866 \cdot N_{3-4} - 0,5 \cdot N_{3-1} - G_m = 0 \quad (7.20.)$$

Din relația (7.19.) rezultă:

$$N_{3-4} = -1,732 \cdot (N_{3-1} + N_{3-2}) \quad (7.21.)$$

Se introduce relația (7.21.) în relația (7.20.) și se obține:

$$N_{3-2} = 0,5 \cdot (G_m - N_{3-1}) \quad (7.22.)$$

Din relațiile (7.22.) și (7.21.) se obține:

$$N_{3-4} = -0,866 \cdot (G_m + N_{3-1}) \quad (7.23.)$$

Efortul negativ obținut, indică faptul că bara 3 – 4 este comprimată, sensul efortului  $N_{3-4}$  aferent barei 3 – 4 este invers față de sensul considerat în figura 7.4.d.

➤ **NODUL 4.** În nodul 4, reprezentat în figura 7.4.e, se cunoaște efortul  $N_{4-3}$  egal cu efortul  $N_{3-4}$ , efort de compresiune, calculat anterior. Se face *precizarea* că în nodul 4, efortul  $N_{4-3}$  se așează ca efort de compresiune, schimbând sensul și semnul efortului negativ  $N_{3-4}$ , din figura 7.4.d, astfel că  $N_{4-3} = |N_{3-4}|$ .

Ecuțiile de echilibru static ale nodului 4 sunt:

$$\begin{aligned} \sum X = 0 &\Rightarrow H_4 - N_{4-3} \cdot \sin \varphi = 0 \\ \sum Y = 0 &\Rightarrow N_{4-2} - N_{4-3} \cdot \cos \varphi = 0 \end{aligned} \quad (7.24.)$$

Din relațiile (7.24.) se obțin un efort,  $N_{4-2}$  și o reacțiune,  $H_4$ :

$$H_4 = N_{4-3} \cdot \sin 40 \quad (7.25.)$$

$$N_{4-2} = N_{4-3} \cdot \cos 40 \quad (7.26.)$$

Acest nod, a prezentat **particularitatea** că s-a calculat reacțiunea orizontală din reazemul 4,  $H_4$ . Reacțiunea  $H_4$  este forță de legătură în reazem, și trebuie să fie egală, ca verificare, cu reacțiunea din reazemul B:  $H_4 = H_B$ .

➤ **NODUL 2.** Cele trei bare concurente în nodul 2 au eforturile cunoscute, calculate anterior:  $N_{2-1}$ ,  $N_{2-3}$  și  $N_{2-4}$ , toate pozitive, reprezentate în figura 7.4.c.

Din ecuațiile de echilibru ale nodului 2 se obțin reacțiunile din reazemul 2:

$$\begin{aligned} \sum X = 0 &\Rightarrow H_2 = N_{2-3} \cdot \sin \Psi + N_{2-1} \cdot \cos \alpha \\ \sum Y = 0 &\Rightarrow V_2 = N_{2-4} + N_{2-3} \cdot \cos \Psi - N_{2-1} \cdot \sin \alpha \end{aligned} \quad (7.27.)$$

Au rezultat astfel reacțiunile din nodul 2:  $V_2$  și  $H_2$ , care trebuie să fie egale, ca verificare, cu cele calculate anterior:  $V_2 = V_A$  și  $H_2 = H_A$ .

**Observație:** Pentru datele numerice concrete, reacțiunile calculate:  $V_2$ ,  $H_2$  și  $H_4$  se pot compara cu cele obținute din ecuațiile de echilibru ale întregii macarale.

### b) Calculul eforturilor prin metoda Cremona

Metoda Cremona, este un procedeu de interpretare grafică, a metodei izolării nodurilor, prin construcția poligonului funicular, pentru fiecare nod în echilibru.

Ca și la metoda izolării nodurilor, metoda Cremona se poate aplica doar în noduri unde sunt maxim două necunoscute: eforturi și reacțiuni.

Cu forțele date, reprezentate grafic la scară și direcțiile eforturilor necunoscute, se construiește grafic poligonul funicular. Acesta trebuie să se închidă pentru un nod aflat în echilibru.

Din construcția grafică rezultă:

- mărimea eforturilor necunoscute, măsurate la scara forțelor, aleasă inițial;
- sensurile eforturilor, cu condiția ca poligonul funicular să fie parcurs în același

mod: orar sau antiorar.

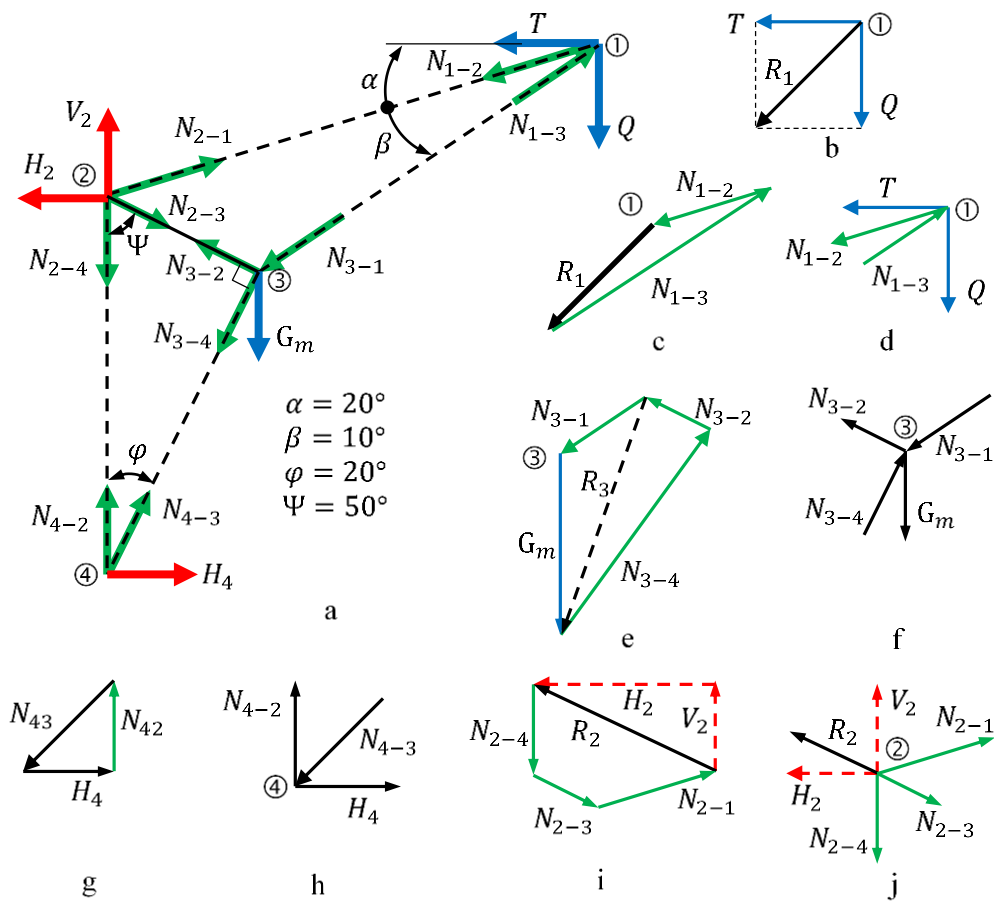
Eforturile translatate (imaginar) pe barele de proveniență pot fi:

- pozitive, dacă au sensul de la nod spre bară;
- negative, dacă au sensul de la bară spre nod.

➤ **NODUL 1.** În nodul 1, reprezentat în figura 7.5.a, acționează forțele exterioare  $Q$  și  $T$ , care dau rezultanta  $R_1$  (figura 7.5.b):

$$\vec{R}_1 = \vec{Q} + \vec{T} ; R_1 = \sqrt{Q^2 + T^2} \quad (7.28.)$$

În nodul 1 sunt articulate barele 1 – 2 și 1 – 3, în care apar eforturile necunoscute, care trebuie determinate  $N_{1-2}$  și  $N_{1-3}$ . Cu acestea și cu rezultanta  $R_1$  se construiește poligonul funicular, prin paralele atât la  $R_1$  cât și la direcțiile eforturilor necunoscute, așa cum este prezentat în figura 7.5.c.



**Figura 7.5.** Calculul eforturilor prin metoda Cremona

Efortul  $N_{1-2}$ , translatat (imaginar) peste bara 1 – 2 din figura 7.5.a, are sensul de la nodul 1 spre bară, deci este pozitiv, bara fiind întinsă, iar efortul  $N_{1-3}$  este dirijat de la bară spre nodul 1, bară fiind comprimată. În figura 7.5.d sunt reprezentate cele două eforturi din nodul 1, cu sensurile lor reale.

➤ **NODUL 3.** În nodul 3 acționează forța dată  $G_m$  și efortul calculat anterior din bara 1 – 3,  $N_{3-1} = |N_{1-3}|$ . Bara 1 – 3 fiind comprimată, efortul  $N_{3-1}$  are sensul spre nodul 3, așa cum este reprezentat în poligonul forțelor din figura 7.5.e și în figura 7.5.f.

În nodul 3, sunt articulate barele 3 – 2 și 3 – 4 ale căror eforturi se determină cu metoda grafică, pentru cele patru forțe și eforturi:  $N_{3-1}$  și  $G_m$  (care au rezultanta  $R_3$ );  $N_{3-2}$  și  $N_{3-4}$  necunoscute.

Din poligonul astfel construit în figura 7.5.e, rezultă la scară eforturile:

- efortul  $N_{3-2}$ , pozitiv, de la nod spre bara întinsă,
- efortul  $N_{3-4}$ , negativ, de la bara comprimată spre nodul 3.

Eforturile astfel obținute sunt prezentate, cu sensurile lor reale, pentru nodul 3, în figura 7.5.f.

➤ **NODUL 4.** În nodul 4 este articulată bara 4 – 3 al cărui efort a fost calculat la nodul 3, astfel că:  $N_{4-3} = N_{3-4} < 0$ , bara fiind comprimată.

În nodul 4, mai este articulată bara 4 – 2 cu efortul necunoscut și reacțiunea din reazemul 4, care se vor determina prin metoda grafică, în continuare.

Din poligonul forțelor, construit în figura 7.5.g, rezultă reacțiunea  $H_4$  și efortul  $N_{4-2} > 0$ , care sunt reprezentate pe nodul 4, în figura 7.5.h.

➤ **NODUL 2.** Acest nod, prezintă particularitatea că, pentru cele trei bare articulate în acest nod, eforturile sunt cunoscute, rezultate din construcțiile grafice de la nodurile 1, 3 și 4, rezultând astfel reacțiunile  $V_2$  și  $H_2$  din acest nod.

Astfel:  $N_{2-1} = N_{1-2} > 0$ ;  $N_{2-3} = N_{3-2} > 0$  și  $N_{2-4} = N_{4-2} > 0$ . Cu acestea, se construiește grafic, la scară, poligonul forțelor din figura 7.5.i.

#### **Concluzii:**

► prin metoda grafică, a poligonului funicular, s-au determinat, atât mărimile eforturilor necunoscute, cât și sensurile lor, din toate barele macaralei analizate;

► această metodă, a permis și calculul reacțiunilor din reazeme,  $V_2$ ,  $H_2$  și  $H_4$  care, pentru verificare, trebuie comparate cu cele calculate analitic, din ecuațiile de echilibru static ale macaralei întregi.

**c) Calculul eforturilor prin metoda Ritter.**

Metodele prezentate anterior rezolvă o serie de probleme, însă au neajunsul că, atunci când se dorește determinarea efortului într-o singură bară, pentru a ajunge la aceasta, trebuie să se parcurgă nod cu nod. Se calculează astfel, o serie de eforturi din nodurile parcurse, în mod inutil, pentru că acestea nu interesează în cazul de față.

Eventualele erori se cumulează de la nod la nod, viciind rezultatul final. Metoda Ritter, sau metoda secțiunilor, permite calculul eforturilor într-o bară, scriind o singură ecuație de echilibru.

Metoda Ritter constă în secționarea fictivă, „tăierea” ansamblului în două părți distincte, având grijă să fie secționată și bara al cărei efort se caută. În urma secționării se obțin două părți, fiecare dintre cele două părți, făcând parte dintr-un ansamblu care trebuie să fie în echilibru. Fiecare parte se află sub acțiunea forțelor date, a forțelor de legătură (reacțiuni) și a eforturilor necunoscute din barele „tăiate” (secționate).

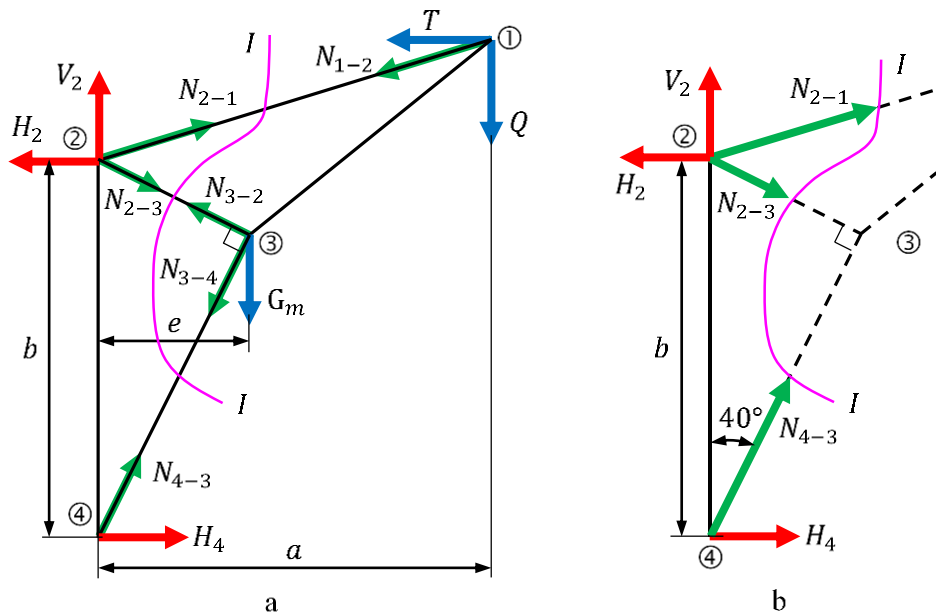
Aceste eforturi reprezintă legătura reciprocă dintre cele două părți, în echilibru. Din această cauză, procedeul de calcul se mai numește și **metoda echilibrului părților**.

În figura 7.6.a sunt prezentate forțele date,  $Q$ ,  $T$  și  $G_m$  care, considerând principiul solidificării ansamblului, determină forțele de legătură  $V_2$ ,  $H_2$  și  $H_4$ . În continuare, ca exemplu de aplicare a metodei Ritter, se va calcula efortul necunoscut din bara 4 – 3:  $N_{4-3}$ .

Se „taie” ansamblul în secțiunea  $I - I$ , care întâlnește barele 2 – 1, 2 – 3 și obligatoriu bara 4 – 3, ca în figura 7.6. În barele secționate sunt poziționate eforturile pereche, ce mențin integritatea ansamblului:  $N_{2-1} = N_{1-2}$ ,  $N_{2-3} = N_{3-2}$  și  $N_{4-3} = N_{3-4}$ . Pentru calculul efortului în bara 4 – 3, se poate analiza oricare din părțile rezultate: fie cea de la stânga sau cea de la dreapta secțiunii  $I - I$ .

Se constată că, barele 2 – 1 și 2 – 3 sunt concurente în nodul 2, nod în raport cu care se scrie ecuația de momente a eforturilor considerând partea din stânga secțiunii  $I - I$ , reprezentată în figura 7.6.b. Ecuația de echilibru a acestei părți este:





**Figura 7.6.** Calculul eforturilor prin metoda Ritter

$$\begin{aligned}
 \left(\sum M\right)_2 = 0 &\Rightarrow -(N_{4-3} \cdot \cos 50^\circ) \cdot b - H_4 \cdot b = 0 \Rightarrow \\
 &\Rightarrow N_{4-3} = -1,555 \cdot H_4
 \end{aligned}
 \tag{7.29}$$

Se observă că efortul este negativ deci, bara 4 – 3 este comprimată.

Dacă se consideră partea din dreapta secțiunii  $I - I$ , ecuația de echilibru static, suma de momente în raport cu punctul de intersecție al barelor 1 – 2 și 3 – 2, este:

$$\left(\sum M\right)_2 = 0 \Rightarrow N_{3-4} \cdot c + G_m \cdot e + Q \cdot a - T \cdot f = 0,
 \tag{7.30}$$

în care dimensiunea  $c$  reprezintă lungimea barei 3 – 2, pe care efortul  $N_{3-4}$  este perpendicular.

Din relația (7.30.) se obține:

$$N_{3-4} = \frac{1}{c} \cdot (-G_m \cdot e - Q \cdot a + T \cdot f)
 \tag{7.31}$$

Ca și în cazul anterior se obține un efort negativ, bara 3 – 4 este comprimată.

**Observație:** atât în cazul separării părții din stânga, cât și în cazul considerării părții din dreapta, rezultatul este corect dacă distanțele și unghiurile care apar în calcule sunt măsurate cu exactitate.

### 7.3 Calculul eforturilor în barele corpului macaralei turn cu braț rotitor

Macaraua turn prezentată în figura 3.6. (capitolul 3) este formată din două mari subansamble: brațul rotitor și corpul macaralei.

Pentru calculul eforturilor care solicită macaraua turn cu braț rotitor se vor analiza:

- solicitările și configurația geometrică a macaralei,
- calculul eforturilor în barele grinzii cu zăbrele.

#### 7.3.1 Solicitări și configurație geometrică

Pentru a determina solicitările și configurația geometrică a macaralei turn cu braț rotitor se vor analiza:

➤ **Forțele care solicită corpul macaralei.** Pe ansamblul macaralei acționează forțe atât pe partea rotitoare, cât și pe corpul fix al macaralei, reprezentate în figura 7.7.

a) Pe partea rotitoare acționează următoarele forțe:

- ▶ sarcina de ridicat:  $Q$ ;
- ▶ greutatea brațului și a contrabrațului:  $G_b$  și  $G_{cb}$ ;
- ▶ greutatea contragreutății:  $G_{cg}$ ;
- ▶ forțele datorate acțiunii vântului:  $F_{wQ}$ ,  $F_{wCG}$  și  $F_{wt}$ , pe sarcina, contragreutatea

și turnul macaralei.

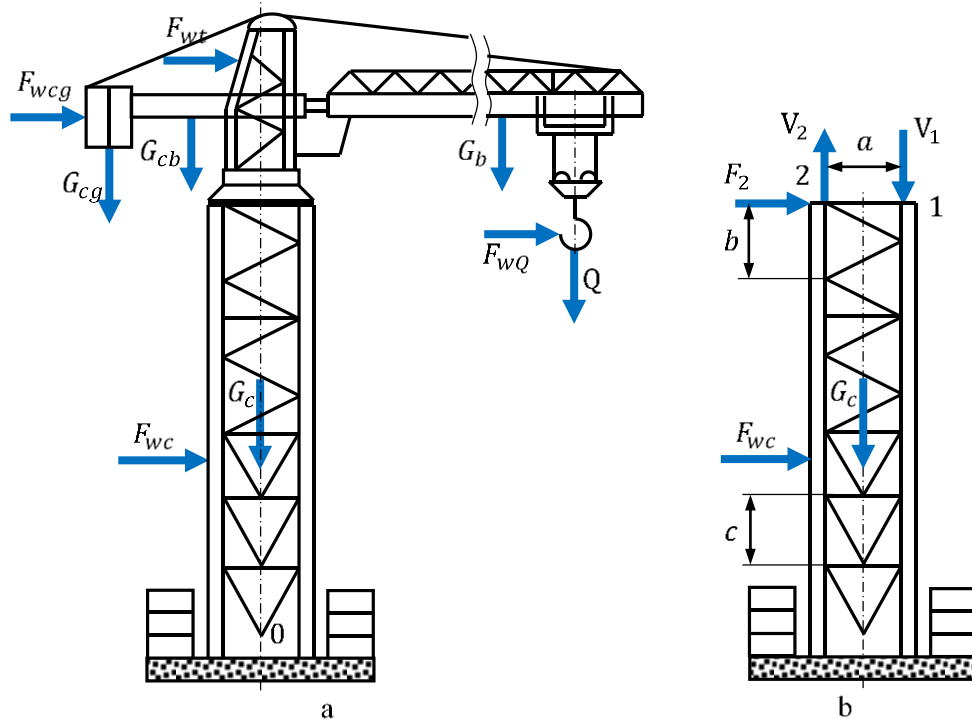
Aceste forțe, sunt reduse pe corpul fix al macaralei și produc reacțiunile  $V_1$  și  $V_2$  din figura 7.7.b. Forțele orizontale solicită corpul macaralei cu forța:

$$F = F_{wQ} + F_{wcg} + F_{wt} \quad (7.32.)$$

b) Pe corpul macaralei acționează forțele reprezentate în figura 7.7.a.:

- ▶ greutatea corpului macaralei:  $G_c$ ;
- ▶ forța produsă de vântul lateral:  $F_{wc}$ .

Aceste cinci forțe:  $V_1$ ,  $V_2$ ,  $F$ ,  $G_c$  și  $F_{wc}$ , reprezentate în figura 7.7.b, solicită corpul macaralei.



**Figura 7.7.** Ansamblu macara cu braț rotitor  
a-faza stabilizată a macaralei; b-modelul de calcul al corpului macaralei

➤ **Configurația geometrică.** Corpul macaralei reprezintă o structură spațială realizată sub forma grinzilor cu zăbrele. În exemplul de calcul care urmează se consideră o față laterală plană a corpului, solicitată de componente ale celor cinci forțe prezentate anterior.

O față a corpului macaralei, reprezentată în figura 7.8.a, este caracterizată prin:

- numărul de noduri:  $n = 21$ ,

- numărul de bare:  $b = 39$ .

Astfel este îndeplinită condiția de stabilitate:

$$b = 2 \cdot n - 3 \quad (7.33.)$$

### 7.3.2 Calculul eforturilor în barele grinzii cu zăbrele

Pentru calculul eforturilor din barele grinzii cu zăbrele se va folosi metoda Ritter, prin secționarea a trei și respectiv patru bare.

➤ **Metoda Ritter prin secționarea a trei bare.** Determinarea eforturilor se face utilizând metoda secțiunilor Ritter, considerând echilibrul părților.

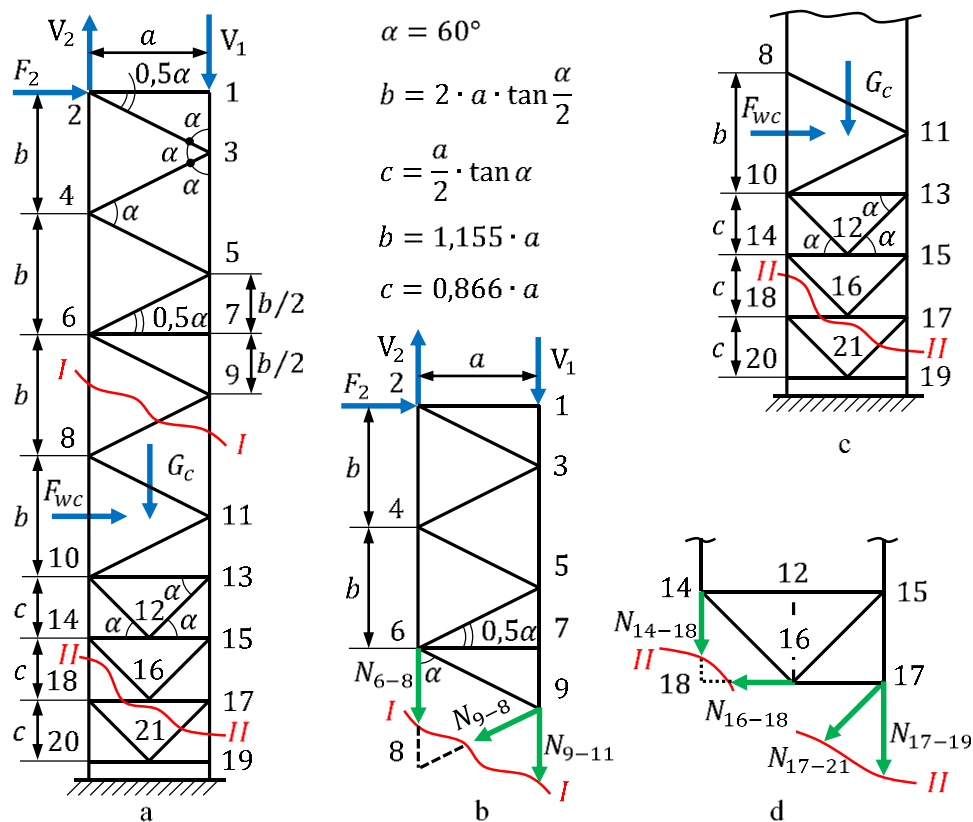
Se efectuează secțiunea fictivă  $I - I$ , prin care se pun în evidență eforturile din nodul 9,  $N_{9-8}$  și  $N_{9-11}$ , precum și efortul din nodul 6:  $N_{6-8}$ , ca în figura 7.8.b.

Se constată că eforturile  $N_{6-8}$  și  $N_{9-8}$  sunt concurente în nodul 8. Se va scrie o ecuație de echilibru a momentelor în raport cu acest nod pentru partea de deasupra secțiunii fictive. Eforturile  $N_{9-8}$  și  $N_{6-8}$  nu apar în relația de calcul, fiind concurente în punctul (nodul) 8:

$$\begin{aligned} \left( \sum M \right)_8 = 0 &\Rightarrow N_{9-11} \cdot a + V_2 \cdot a + F_2 \cdot 3 \cdot b = 0 \Rightarrow \\ &\Rightarrow N_{9-11} = -V_2 - F_2 \cdot \frac{3b}{a} \end{aligned} \quad (7.34.)$$

Celelalte două eforturi se pot calcula cu ecuații de echilibru ale părții de sus, făcând observația că eforturile  $N_{9-11}$  și  $N_{6-8}$  sunt verticale și paralele. Scriind în acest caz o ecuație de proiecții pe direcția orizontală, aceste eforturi nu apar în relația de calcul la fel ca și forțele  $V_1$  și  $V_2$ :

$$\sum X = 0 \Rightarrow -N_{9-8} \cdot \cos 30 + F_2 = 0 \Rightarrow N_{9-8} = 1,155 \cdot F_2 \quad (7.35.)$$



**Figura 7.8.** Calculul eforturilor la o macara turn cu braț rotitor

Se constată că bara 9 – 8 este întinsă. Două dintre cele trei eforturi fiind determinate, pentru calculul celui de al treilea efort se folosește ecuația de echilibru a forțelor și eforturilor din figura 7.8. b, pe direcție verticală:

$$\begin{aligned}
 \sum Y = 0 &\Rightarrow -N_{9-11} - N_{9-8} \cdot \cos 60 - N_{6-8} + V_2 + V_1 = 0 \Rightarrow \\
 &\Rightarrow N_{6-8} = V_2 + V_1 - N_{9-11} - 0,5 \cdot N_{9-8}
 \end{aligned}
 \tag{7.36.}$$

**Concluzie:** Aplicând metoda separării părților Ritter, și scriind ecuațiile de echilibru ale uneia dintre părți, s-au calculat eforturile din cele trei bare „tăiate”.

➤ **Metoda Ritter prin secționarea a patru bare.** Metoda Ritter se poate aplica și în cazul în care secțiunea fictivă „taie” mai mult de trei bare.

În continuare este prezentat calculul, prin metoda izolării părților, când secțiunea fictivă „taie” 4 bare ale grinzii cu zăbrele.

Barele grinzii cu zăbrele de sub nivelul nodurilor 10 – 13 sunt dispuse sub forma literei „K”, răsturnată, cu barele în sus.

Se efectuează secțiunea fictivă  $II - II$ , prin care se pun în evidență patru eforturi prezentate în figurile 7.8.c și d.:  $N_{17-19}$ ,  $N_{17-21}$ ,  $N_{16-18}$  și  $N_{14-18}$  (pentru o reprezentare și notare mai clare a celor patru eforturi, partea corpului macaralei din proximitatea secțiunilor  $II - II$  s-a reprezentat la o scară mărită, figura 7.8.d).

Dintre cele patru eforturi necunoscute, primele trei sunt concurente în nodul 17. Scriind ecuația de echilibru a momentelor în raport cu acest nod, pentru partea de sus a corpului macaralei, (vezi figura 7.8.a, c, d) se obține:

$$\begin{aligned} \left(\sum M\right)_{17} = 0 &\Rightarrow -N_{14-18} \cdot a - G_c \cdot \frac{a}{2} + F_{wc} \cdot \left(\frac{b}{2} + 2 \cdot c\right) + \\ &+ F_2 \cdot (4 \cdot b + 2 \cdot c) + V_1 \cdot a = 0 \Rightarrow \\ N_{14-18} &= V_1 - \frac{1}{2} \cdot G_c + \frac{1}{a} \cdot \left[ F_2 \cdot (4 \cdot b + 2 \cdot c) + F_{wc} \cdot \left(\frac{b}{2} + 2 \cdot c\right) \right] \end{aligned} \quad (7.37.)$$

Pentru a calcula și celelalte trei eforturi, se scriu ecuațiile de echilibru ale părții superioare secțiunii  $II - II$ :

$$\begin{aligned} \left(\sum M\right)_{18} = 0 &\Rightarrow N_{17-19} \cdot a + N_{17-21} \cdot \cos 30 \cdot a + \\ &+ F_{wc} \cdot \left(\frac{b}{2} + 2 \cdot c\right) + G_c \cdot \frac{a}{2} + V_2 \cdot a = 0 \end{aligned} \quad (7.38.)$$

$$\sum X = 0 \Rightarrow -N_{16-18} - N_{17-21} \cdot \cos 60 + F_{wc} + F_2 = 0 \quad (7.39.)$$

$$\sum Y = 0 \Rightarrow -N_{14-18} - N_{17-19} - N_{17-21} \cdot \cos 30 - G_c + V_1 + V_2 = 0 \quad (7.40.)$$

Se obține un sistem de trei ecuații cu trei necunoscute din care se calculează cele trei eforturi din barele: 17 – 19, 17 – 21 și 16 – 18.

În total se pot calcula cele patru eforturi:  $N_{14-18}$ ,  $N_{17-19}$ ,  $N_{16-18}$ , și  $N_{17-21}$ .

#### 7.4 Calculul eforturilor în structura de rezistență a unui pod rulant

Grinda din structura de rezistență a unui pod rulant, reprezentată în figura 7.9.a este realizată sub forma unei grinzi cu zăbrele plane.

Pentru determinarea eforturilor în barele constitutive ale grinzii, se aplică, în continuare, ca exemplu de calcul, toate cele trei metode descrise la începutul capitolului.

##### 7.4.1 Solicitări și configurația geometrică

Structura de rezistență, pe toată deschiderea podului rulant, este realizată din bare orizontale, și bare înclinate față de acestea cu unghiurile  $\alpha$ , figura 7.9.

Grinda cu zăbrele este formată din:

- bare în număr de:  $b = 15$ .
- număr de noduri,  $n = 9$ ;

Este satisfăcută deci, condiția de stabilitate a grinzii cu zăbrele:  $b = 2 \cdot n - 3$ .

Între dimensiuni există relația, pentru unghiul  $\alpha = 60^\circ$ :

$$\frac{a}{2} = h \cdot \tan \frac{\alpha}{2} ; a = 1,155 \cdot h \quad (7.41.)$$

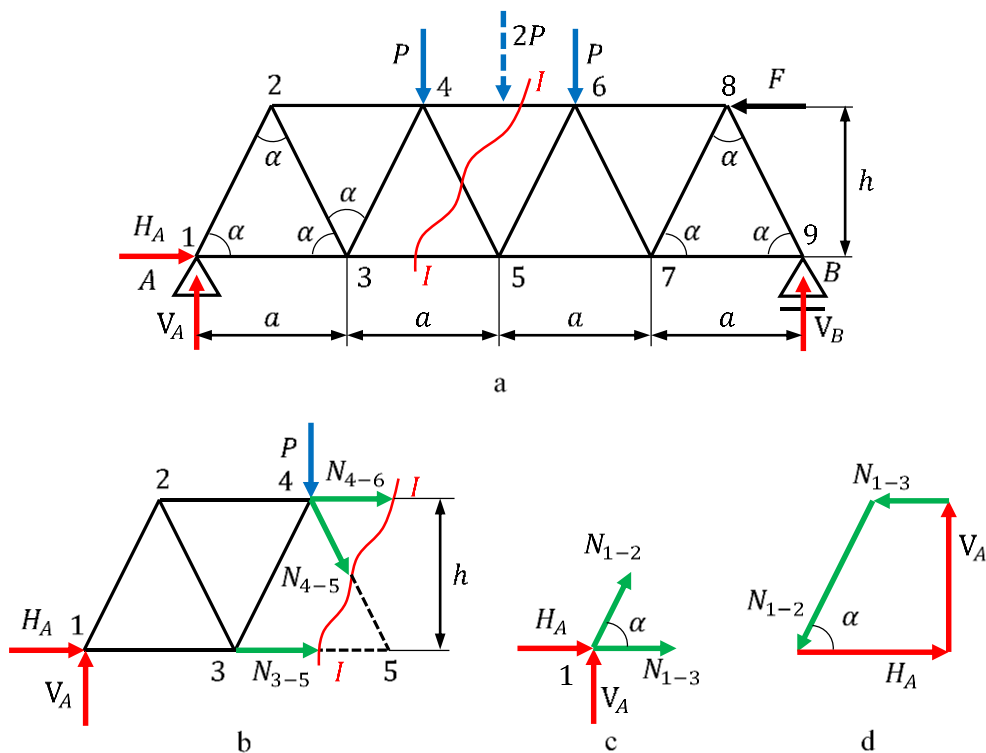
Pe grindă acționează forțele  $F$  și  $2P$ . Forța  $2P$ , care nu acționează în nodurile grinzii, are componentele sale în nodurile 4 și 6, în conformitate cu ipoteza forțelor care acționează pe mijlocul barei.

În calcule, intervin forțele de legătură, care se vor determina în continuare.

Reacțiunile din reazemele grinzii:  $V_A$ ,  $H_A$  și  $V_B$  se calculează din ecuațiile de echilibru static, aplicând metoda solidificării, prin care întreaga structură de rezistență se consideră ca un solid rigid.

Ecuțiile de echilibru, aplicate pentru schița din figura 7.9.a, sunt:

$$\sum X = 0 \Rightarrow H_A = F \quad (7.42.)$$



**Figura 7.9.** Eforturi în grinda cu zăbrele a unui pod rulant

$$\begin{aligned} \left(\sum M\right)_A = 0 &\Rightarrow -V_B \cdot 4 \cdot a - F \cdot h + P \cdot \frac{3 \cdot a}{2} + P \cdot \frac{5 \cdot a}{2} = 0 \Rightarrow \\ &\Rightarrow V_B = P - F \cdot \frac{h}{4 \cdot a} \end{aligned} \quad (7.43.)$$

$$\begin{aligned} \left(\sum M\right)_B = 0 &\Rightarrow V_A \cdot 4 \cdot a - F \cdot h - P \cdot \frac{3 \cdot a}{2} - P \cdot \frac{5 \cdot a}{2} = 0 \Rightarrow \\ &\Rightarrow V_A = P + F \cdot \frac{h}{4 \cdot a} \end{aligned} \quad (7.44.)$$

Reacțiunile determinate verifică ecuația de proiecții pe verticală:



$$\sum Y = 0 \Rightarrow V_A + V_B - 2 \cdot P = 0 \quad (7.45.)$$

#### 7.4.2 Calculul eforturilor în barele structurii de rezistență

a) *Calculul eforturilor prin metoda secționării Ritter.* Se alege secțiunea fictivă  $I - I$ , ca în figurile 7.9.a și b, obținându-se două părți ale grinzii cu zăbrele. Fiecare parte este în echilibru, fiind componente ale unui întreg în echilibru.

Alegând pentru studiu partea din stânga secțiunii  $I - I$ , se pun în evidență eforturile din barele „tăiate” fictiv:  $N_{4-6}$ ,  $N_{4-5}$  și  $N_{3-5}$ .

Aceste eforturi sunt câte două concurente în nodurile 4 și respectiv 5, eforturile concurente neavând momente în raport cu punctele de concurență.

Se scriu ecuațiile de echilibru ale forțelor și eforturilor din stânga secțiunii  $I - I$ :

$$\begin{aligned} \left(\sum M\right)_4 = 0 &\Rightarrow -N_{3-5} \cdot h - H_A \cdot h + V_A \cdot \frac{3 \cdot a}{2} = 0 \Rightarrow \\ &\Rightarrow N_{3-5} = V_A \cdot \frac{3 \cdot a}{2 \cdot h} - H_A \end{aligned} \quad (7.46.)$$

$$\begin{aligned} \left(\sum M\right)_5 = 0 &\Rightarrow N_{4-6} \cdot h + V_A \cdot 2 \cdot a - P \cdot \frac{a}{2} = 0 \Rightarrow \\ &\Rightarrow N_{4-6} = -V_A \cdot \frac{2 \cdot a}{h} + P \cdot \frac{a}{2 \cdot h} \end{aligned} \quad (7.47.)$$

Pentru calculul efortului  $N_{4-5}$  se face observația că, două din cele trei eforturi,  $N_{4-6}$  și  $N_{3-5}$ , sunt paralele, pe direcția orizontală. În această situație se scrie ecuația de echilibru a părții din stânga secțiunii  $I - I$ , pe direcția perpendiculară verticală:

$$\begin{aligned} \sum Y = 0 &\Rightarrow V_A - N_{4-5} \cdot \cos \frac{\alpha}{2} - P = 0 \Rightarrow \\ \Rightarrow N_{4-5} &= \frac{1}{\cos 30} \cdot (V_A - P) = 1,155 \cdot F \cdot \frac{h}{4 \cdot a} \end{aligned} \quad (7.48.)$$

**b) Calculul eforturilor prin metoda izolării nodurilor.** Ca exemplu, se alege un nod în care se găsesc două eforturi necunoscute. Pentru nodul 1 sunt necunoscute următoarele eforturi:  $N_{1-3}$  și  $N_{1-2}$ , reprezentate în figura 7.9.c. Scriind condițiile de echilibru pentru nodul 1, se obțin ecuațiile:

$$\sum Y = 0 \Rightarrow V_A + N_{1-2} \cdot \sin \alpha = 0 \Rightarrow N_{1-2} = -1,155 \cdot V_A \quad (7.49.)$$

$$\begin{aligned} \sum X = 0 &\Rightarrow H_A + N_{1-2} \cdot \cos \alpha + N_{1-3} = 0 \Rightarrow \\ &\Rightarrow N_{1-3} = -H_A - 0,5 \cdot N_{1-2} \end{aligned} \quad (7.50.)$$

**c) Metoda Cremona pentru determinarea grafică a eforturilor.** Se consideră nodul 1, pentru care se realizează grafic poligonul forțelor din figura 7.9.d. Se așează la scară forțele cunoscute  $H_A$  (orizontal) și în continuare  $V_A$  (vertical).

Din vârful lui  $V_A$  se duce o linie paralelă cu bara 1 – 3 (orizontală), iar din originea lui  $H_A$ , se trasează o linie paralelă cu bara 1 – 2 (înclinată cu unghiul  $\alpha$ ), până întâlnește linia orizontală a barei 1 – 3.

Parcurgând poligonul astfel format, în sensul în care s-a construit (în sens antiorar) rezultă grafic, la scară, eforturile  $N_{1-3}$  și  $N_{1-2}$ . Deoarece ambele eforturi sunt orientate spre nodul 1, acestea sunt negative, barele 1 – 3 și 1 – 2 fiind, astfel comprimate, rezultat obținut și prin metoda izolării nodurilor. În mod similar se determina eforturile și în celelalte bare.

## BIBLIOGRAFIE

1. Alămoreanu M., Coman L., Nicolescu Ș., „*Mașini de ridicat – Vol. I*”, Editura Tehnică, București, 1996.
2. Alămoreanu M., Tisea T., „*Mașini de ridicat – Vol. II*”, Editura Tehnică, București, 1996.
3. Boleanțu L., Babeu T., „*Probleme de mașini de ridicat*”, Lito I.P. Timișoara, 1969.
4. Boleanțu L., Babeu T., „*Culegere de materiale pentru documentare la mașini de ridicat*”, Lito I.P. Timișoara, 1969.
5. Boleanțu L., Babeu T., „*Îndrumător de proiectare la mașini de ridicat*”, Lito I.P. Timișoara, 1976.
6. Dragoș D., Antonov P., Cîrlan V., Coman L., Davidescu N., Goția R., Mang I., Rimbețiu Gh. „*Macarale și mecanisme de ridicat - Îndrumător pentru construcție, exploatare și verificare*”, Editura Tehnică, București, 1977.
7. Ghita E., „*Sisteme și mijloace uzinale de transportat și manipulare*”, Editura Eurostampa, Timișoara, 2004.
8. Ghita E. „*Rezistența la solicitări de contact șină - roată*”, Editura Mirton, Timișoara, 1998.
9. Neguț N., „*Mașini de ridicat*”, Lito I.P. Timișoara, 1995.
10. Neguț N., „*Mașini și instalații de transport continuu – Vol.I*”, Editura Politehnica, Timișoara, 2008.
11. Neguț N., Neguț I.A., „*Mașini și instalații de transport continuu – Vol.II*”, Editura Politehnica, Timișoara, 2009.
12. Sava M., „*Mașini de ridicat și transportat*”, Editura Eurostampa, Timișoara, 2013.
13. Segal H., Linde C., Purcariu I. „*Mașini de ridicat și transportat*”, Editura Tehnică, București, 1960.
14. Solschi A. „*Graifăre*”, Buletinul ICPEHR 4/1970.

15. Stoicescu E., Antoniu A., „*Mașini de ridicat și de transportat*”, Editura Didactică și Pedagogică, București 1966.
16. Turbuț Ghe., „*Sisteme de transport*”, Editura Tehnică, București, 1978.
17. \*\*\* Prescripția tehnică PT R1-2010, „*Mașini de ridicat-Partea I*” Monitorul Oficial al României, Partea I, Nr. 634 bis/09.IX.2010.
18. \*\*\*, SR EN 818-1+A1:2008, „*Lanțuri cu zale scurte pentru ridicat. Securitate. Partea 1: Condiții generale de recepție*”.
19. \*\*\*, SR EN 1261:2001, „*Frânghii pentru uz general. Cânepă*”.
20. \*\*\*, SR EN 1677-2+A1:2008, „*Accesorii pentru cabluri de legare. Securitate. Partea 2: Cârlige de oțel forjat, cu siguranță, clasa 8*”.
21. \*\*\*, SR EN 1944-1:1999, „*Instalații de ridicat. Cârlige simple forjate, cu tijă. Partea 1: Condiții tehnice pentru materiale, execuție și livrare*”.
22. \*\*\*, SR EN 1944-2:1999, „*Instalații de ridicat. Cârlige simple forjate, cu tijă. Partea 2: Cârlige cu tijă neprelucrată*”.
23. \*\*\*, SR EN 1944-3:2000, „*Instalații de ridicat. Cârlige simple forjate, cu tijă. Partea 3: Cârlige cu tijă filetată*”.
24. \*\*\*, SR EN 1990:2004, „*Eurocod: Bazele proiectării structurilor*”.
25. \*\*\*, SR EN 1991-3:2007, „*Eurocod1: Acțiuni asupra structurilor. Partea 3: Acțiuni induse de poduri rulante și mașini*”.
26. \*\*\*, SR EN 1991-1-4:2006, „*Eurocod1: Acțiuni asupra structurilor. Partea 1-4: Acțiuni generale - Acțiuni ale vântului*”.
27. \*\*\*, SR EN 1991-3:2007/NA:2009, „*Eurocod1: Acțiuni asupra structurilor. Partea 3: Acțiuni induse de poduri rulante și mașini. Anexa națională*”.
28. \*\*\*, SR EN 1993-1-8:2006, „*Eurocod3: Proiectarea structurilor de oțel. Partea 1-8: Proiectarea îmbinărilor*”.
29. \*\*\*, SR EN 1993-1-8:2008, „*Eurocod3: Proiectarea structurilor de oțel. Partea 1-8: Proiectarea îmbinărilor. Anexa națională*”.
30. \*\*\*, SR ISO 4301-4:1997, „*Instalații de ridicat. Clasificare. Partea 4: Macarale cu braț*”.

31. \*\*\*, SR ISO 4301-5:1994, „*Instalații de ridicat. Clasificare. Partea 5: Poduri rulante și macarale portal*”.
32. \*\*\*, SR ISO 7363:1998, „*Instalații de ridicat. Caracteristici tehnice și documentare de acceptare*”.
33. \*\*\*, SR EN 12385-1+A1:2009, „*Cabluri de oțel. Securitate. Partea 1: Condiții generale*”.
34. \*\*\*, SR EN 12385-2+A1:2008, „*Cabluri de oțel. Securitate. Partea 2: Definiții, notare și clasificare*”.
35. \*\*\*, SR EN 12385-3:2021, „*Cabluri de oțel. Securitate. Partea 3: Informații pentru utilizare și pentru mentenanță*”.
36. \*\*\*, SR EN 13000+A1:2014, „*Instalații de ridicat. Macarale mobile*”.
37. \*\*\*, SR EN 13411-1+A1:2009, „*Accesorii de capăt pentru cabluri din sârmă de oțel. Securitate. Partea 1: Rodanțe pentru cabluri de legare de oțel*”.
38. \*\*\*, SR EN 13411-2+A1:2009, „*Accesorii de capăt pentru cabluri din sârmă de oțel. Securitate. Partea 2: Matisarea ochetilor cablurilor de legare*”.
39. \*\*\*, SR EN 13411-3+A1:2009, „*Accesorii de capăt pentru cabluri din sârmă de oțel. Securitate. Partea 3: Manșoane și ocheti manșonați*”.
40. \*\*\*, BS EN 13411-4:2011, „*Terminations for steel wire ropes - Safety. Part 4: Metal and resin socketing*”.

## CUPRINS

<b>PREFAȚĂ.....</b>	<b>2</b>
<b>Capitolul 1.....</b>	<b>3</b>
<b>INTRODUCERE ÎN MAȘINI DE RIDICAT ȘI TRANSPORTAT .....</b>	<b>3</b>
1.1 Noțiuni introductive.....	3
1.2 Mașini de ridicat .....	4
1.3 Parametrii mașinilor de ridicat.....	9
1.4 Structura mașinilor de ridicat.....	11
1.5 Condiții de funcționare și ipoteze de încărcare.....	13
<b>Capitolul 2.....</b>	<b>17</b>
<b>MACARALE ȘI PODURI RULANTE .....</b>	<b>17</b>
2.1 Macarale .....	17
2.1.1 Macarale rotitoare staționare .....	17
2.1.2 Macarale turn cu braț rotitor .....	20
2.1.3 Macarale pe șenile .....	22
2.1.4 Macarale capră.....	23
2.1.5 Macarale pe cablu.....	24
2.1.6 Macarale cu braț basculant .....	25
2.1.7 Macarale portal .....	26
2.1.8 Macarale plutitoare .....	26
2.2 Poduri rulante.....	27
2.2.1 Poduri rulante de uz general .....	31
2.2.2 Poduri rulante speciale.....	33

<b>Capitolul 3.....</b>	<b>36</b>
<b>CONSTRUCȚIA METALICĂ A MACARALELOR.....</b>	<b>36</b>
3.1 Noțiuni generale.....	36
3.2 Calculul mașinilor de ridicat.....	38
3.3 Ciclul de solicitare .....	39
3.4 Construcția metalică a macaralelor staționare .....	41
3.5 Construcția metalică a macaralelor cu coloană și braț rotitor .....	43
3.6 Construcția macaralei turn nedeplasabilă cu braț rotitor .....	46
3.7 Construcția podurilor rulante .....	50
3.8 Construcția macaralelor pe șine.....	55
<b>Capitolul 4.....</b>	<b>58</b>
<b>ELEMENTE SPECIFICE MAȘINILOR DE RIDICAT .....</b>	<b>58</b>
4.1. Organe flexibile pentru ridicare.....	60
4.1.1 Cabluri din oțel.....	60
4.1.1.1 Construcția și clasificarea cablurilor .....	60
4.1.1.2 Calculul cablurilor .....	64
4.1.1.3 Înădirea și fixarea capetelor cablului.....	69
4.1.2 Lanțuri .....	72
4.1.2.1 Lanțuri sudate .....	72
4.1.2.2 Lanțuri articulate cu eclise și bolțuri .....	74
4.1.2.3 Calculul lanțurilor.....	76
4.1.3 Frânghia de cânepă .....	79
4.2 Role pentru frânghii și cabluri .....	81
4.3 Role pentru lanț.....	84
4.4 Tamburi pentru frânghii, cabluri și lanțuri.....	85
4.4.1 Clasificare și principiul constructiv .....	85
4.4.2 Tamburi pentru frânghii.....	88
4.4.3 Tamburi pentru cabluri .....	89

4.4.4 Tamburi pentru lanțuri.....	94
4.5 Palane cu cablu .....	96
<b>Capitolul 5.....</b>	<b>101</b>
<b>ORGANE PENTRU PRINDEREA SAU APUCAREA SARCINII.....</b>	<b>101</b>
5.1 Cârlige de macara .....	101
5.1.1 Forma, clasificarea și utilizarea cârligelor.....	101
5.1.2 Calculul cârligelor .....	106
5.2 Ochiuri de macara.....	115
5.2.1 Forma, clasificarea și utilizarea ochiurilor .....	115
5.2.2 Calculul ochiului de macara .....	116
5.3 Traverse pentru susținerea cârligelor și a ochiurilor.....	119
5.4 Dispozitive pentru sarcini în vrac .....	122
5.4.1 Greifăre.....	122
5.4.2 Bene și godeuri .....	125
5.4.3 Dispozitive cu electromagneți .....	126
5.4.4 Dispozitive cu ventuze și pompe de vacuum.....	127
<b>Capitolul 6.....</b>	<b>128</b>
<b>ORGANE PENTRU DEPLASARE .....</b>	<b>128</b>
6.1 Roți de rulare .....	128
6.1.1 Roți de rulare pentru căi normale .....	128
6.1.2 Roți de rulare pentru căi suspendate.....	130
6.2 Calculul roților de rulare.....	131
6.3 Șinele de rulare .....	136
<b>Capitolul 7.....</b>	<b>137</b>
<b>DETERMINAREA EFORTURILOR ÎN STRUCTURILE</b>	
<b>DE REZISTENȚĂ ALE MAȘINILOR DE RIDICAT.....</b>	<b>137</b>



7.1. Metode de calcul ale grinzilor cu zăbrele .....	138
7.2 Calculul eforturilor în elementele macaralei rotitoare	
cu braț constant .....	140
7.2.1 Eforturile pe arborele pivotant – rotitor .....	141
7.2.2 Eforturile în barele brațului rotitor .....	145
7.3 Calculul eforturilor în barele corpului macaralei	
turn cu braț rotitor .....	154
7.3.1 Solicitări și configurație geometrică .....	154
7.3.2 Calculul eforturilor în barele grinzii cu zăbrele.....	156
7.4 Calculul eforturilor în structura de rezistență a unui pod rulant .....	159
7.4.1 Solicitări și configurația geometrică.....	159
7.4.2 Calculul eforturilor în barele structurii de rezistență .....	161
<b>BIBLIOGRAFIE.....</b>	<b>163</b>
<b>CUPRINS.....</b>	<b>166</b>