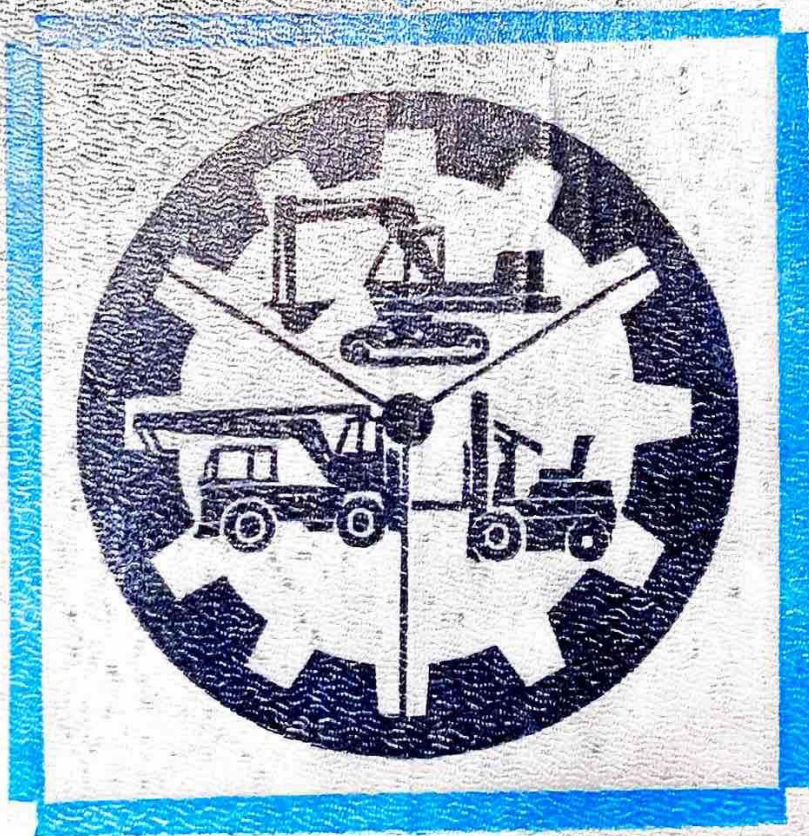


MASINI DE CONSTRUCȚII



MASINI DE CDNSTRUCTII

Recomandat pentru traducere
de Comisia de Experti Mecanica
a Ministerului Stiintei si Invatamintului
al Republicii Moldova

S 4T42
Ptbli,)t,?-:....
Nr. . iit

Cliaillail
rJniversitas
1993

o
a
a-
ta
a-
i-
lc
a
ce
ul
or
a-
ta
li-

Ui
01-
si-
o-
a-
ci-

un
a-
iei
a-
ta-
s-
de
in-
i-
bi-
{<'-
ta-
o-
si-
a-
e-
de
err-
er-

sala de lucru a mașinii apare datorită acționării forțelor laterale - cum sint forța rotitoare a excavatoarelor și macaralelor, componenta laterală a forței masice date de greutatea mașinii la deplasarea ei pe suprafețele înclinare transversale, componenta laterală dată de încărcările exterioare.

Vizibilitatea reprezintă una din cele mai importante proprietăți ale siguranței active. De aceea mașina trebuie să asigure manipulantului o vizibilitate bună a echipamentelor de lucru și a suprafețelor de lucru înconjurătoare. Pentru mașinile hidraulice care lucrează în corelare tehnologică cu alte mașini în limitele frontului de lucru, cimpul de observație trebuie să fie spațial circular. În timpul nopții cimpul de vizibilitate depinde de bună iluminare a spațiului de lucru, care trebuie să corespundă normelor stabilite. Pentru a asigura vizibilitatea și în timpul precipitațiilor sau în limitele temperaturilor de lucru se montează tergatoare de parbriz, curățătoare și dispozitive pentru eliminarea acoperirilor cu gheață sau a aburirii geamurilor.

La siguranța funcționării mașinilor contribuie dispozitivele de semnalizare sonoră și luminoasă a imperfecțiunilor în funcționarea sistemului de frinare, înălțătoarele momentului sarcinii la macarale, indicatoarele de unghi, montarea ambreiajelor cu moment limitat, a dispozitivelor de blocare și altele.

Prin *siguranța pasivă* la apariția situației de avarie trebuie să se elimine sau să se reducă traumatizarea formației de lucru. Aceasta se obține mai ales ca rezultat al creșterii durabilității și rigidității cablurilor, folosirea lor. **Forțele** alinate pentru folosirii sticlei nefragile, montării manipuletoarelor de comandă sunt date de la geamuri a zabrelor de protecție, folosirii centurilor de siguranță și aplicarea și altele.

Pentru a obține siguranța post accident în construcția mașinii se prevăd dispozitive pentru ieșirea rapidă sau evacuarea oamenilor din mașina accidentată. Pentru aceasta, în par-

tea de șHS a cabinei se „a realiza o trapa de scădere.

Proprietățile ergonomice reflectă concordanța construcției mașinii la condițiile igienice ale activității umane și capacități de muncă a omului, cu precuții ale calitatilor lor antropometrice, fiziologice și psihologice. Aceste proprietăți au influență asupra intensității muncii manipulantului și, prin urmare, asupra protecției și productivității muncii. Poziția optimă a corpului omului pe scaunul de lucru conduce la sporirea preciziei și vitezei mișcărilor manevrare, asigură posibilitatea muncii îndelungate, continue, fără oboseală. De aceea corpul trebuie să se găsească într-o poziție corespunzătoare stării de repaus funcțional, cind masa este distribuită uniform pe suprafața de sprijin, iar spătarul scaunului permite fixarea corectă a părții dorsale cu coloana vertebrală de la nivelul pieptului la talie. Manipuletoarele de comandă se amplasează în limitele zonei de lucru a mișcărilor manipulantului. Pentru a ușura odată a persoanelor cu statură diferită scaunele de lucru trebuie să fie dotate cu dispozitive de reglare pe înălțime.

Manipuletoarele de comandă se amplasează într-o ordine care să permită găsirea lor rapidă, fără un control vizual prealabil. Amplasarea și iluminarea locului de lucru pe mașină trebuie să asigure **operatorului** din poziția înșfîndă vizibilitatea tuturor obiectelor. Pentru **reducerea oboselii fizice a manipulantului**, mărirea forțelor **necesare mișcărilor manipuletoarelor de comandă**, trebuie să se evite oboseala și să se reducă simptomele oboseală, la formate pentru comandă sint date în STAS 12.2. 11-75*. Aplicarea și altele. nelor automate de comandă și a transmisiilor automate conduce la mărirea numărului de operații cu pedalele și minerele de manevrare, la rîndul lor, reduc oboseala manipulantului. Dotarea rațională a locului de lucru în cabină

cu aparate de control al stării mașinilor în timpul lucrului și de asemenea al microclimatului din interiorul mașinii determină în mare măsură gabaritul cabinei. Caracteristicile optime ale microclimatului din interiorul cabinei manipulantului sunt date în tabelul 1.1 (STAS 12.1.005-76).

Tabelul 1.1.

Anotimpul	Temperatura aerului, °C	Umiditatea, %	Viteza aerului, m/s
Rece	23...16	40...60	0,2...0,3
Cald	25...18	60...40	0,2...0,3

Cabina trebuie să fie închisă ermetic și să elimine patrunderea în interior a oxidului de carbon și a altor substanțe toxice, precum și a prafului. Conținutul de CO în cabina nu trebuie să depășească 20 mg/m iar a SiO₂ - 0,1 mg/m³.

Înfluența negativă pe care o poate avea zgomotul și vibrațiile asupra mașinistului trebuie să fie limitată. Nivelul limita admisibil al zgomotului la locul de lucru al mașinistului se ia în concordanță cu STAS 12.1.003-76 și nu trebuie să depășească 85 dB. Parametrii limita admisibili ai nivelului de vibrații la locul de lucru sunt dați în STAS. Lucrul mașinistului trebuie să excludă influența dăunătoare asupra organismului care lucrează în **apropiere și asupra mediului înconjurător**. Cantitatea de substanțe toxice care trece în atmosferă prin gazele de evacuare de la motorul mașinii trebuie să fie limitată în conformitate cu STAS 12.1.005-76. Proprietățile de design ale mașinii trebuie să conducă la formarea emoțiilor pozitive și, în consecință, la creșterea capacității de muncă a personalului de deservire.

1.2. Bazele clasificării mașinilor de construcții și a echipamentelor mecanice

Ca bază pentru clasificarea generală a mașinilor de construcții și a echipamentelor mecanice pot servi

principalele categorii de lucrări de construcții. Astfel, mașinile de construcții pot fi împartite în următoarele clase principale: de transport inclusiv încărcare - descărcare; de ridicat; mașini și utilaje pentru lucrări de terasament; utilaje de batere a piletilor; pentru preîncălzirea, sortarea și spălarea agregatelor; pentru prepararea, transportul și punerea în opera a betonului și mortarului și compactarea betonului; pentru lucrări de finisaje; unelte portabile folosite la realizarea diferitelor categorii de lucrări în construcții. Clasele de mașini, la rândul lor, se împart în grupe, grupele în tipuri, iar tipurile în tipodimensiuni în conformitate cu cerințele tehnologice, cu specificul procesului de lucru, cu soluția constructivă de bază și cu parametrii tehnici funcționali. De exemplu, mașinile pentru lucrări de terasamente se împart în funcție de caracterul procesului de lucru - în următoarele grupe: mașini de săpat (excavatoare) care săpa și transporta pământul la o departare mică ce depinde de **elementele constructive ale echipamentului de lucru; mașini de săpat și transportat (buldozere, scelere, grădare, gJ:edere elevatoare) și: J a** pământul și îl transportă la o distanță stabilită; mașini pentru lucrări de hidromecanizare (pompe de nămol, hidromonitoare); echipamente de scarificat pentru soluri dure și înghețate; mașini de compactat; mașini pentru execuția lucrărilor de foraj; mașini pentru lucrări pregătitoare (mașini de defrișat, mașini de tăiat tufișuri, mașini de îndepărtat piatră și altele).

Multe grupe de mașini se împart în tipuri, de exemplu, excavatoarele cu o cupă; cu cabluri și hidraulice. La rândul lor, majoritatea tipurilor de mașini - după parametrii principali - se împart în tipodimensiuni. Ca parametri principali pot servi de exemplu capacitatea cupei (pentru excavatoare); sarcina de ridicat (pentru macarale) sau masa mașinii, puterea instalată și altele. De exem-

plu, excavatoarele pentru constructii cu o cupa au $\square$ ase tipodimensiuni ale capacității cupei $q=0,25; 0,4; 0,63; 1,0; 1,6; 2,5$ m³.

În afara clasificării mașinilor după criteriile $\square$ i parametrii mai sus menționați, mașinile de construcții se împart - în funcție de natura procesului de lucru - în două mari clase: mașini cu funcționare continuă și mașini cu funcționare ciclică. De exemplu, la excavatoarele cu o cupă cu funcționare ciclică procesul de săpare ocupă maximum 25...30% din durata ciclului de lucru, iar în rest execută operațiile de rotire a platformei și descărcare a pământului. În același timp, excavatorul cu funcționare continuă execută continuu și simultan operațiile de săpare și transport a pământului. Însumările specifice mașinilor cu funcționare ciclică sunt universalitatea și adaptabilitatea la lucru în diferite condiții. Însumările specifice mașinilor cu funcționare continuă sunt productivitatea sporită și indicii tehnico-economici superiori în condiții speciale de lucru.

Circa 90% din mașinile folosite în construcții sunt dotate cu echipamente proprii de deplasare. După tipul sistemului de deplasare ele se împart în mașini pe chenile, pe roți cu pneuri, pe roți metalice și patinoare. Mașinile de construcții se

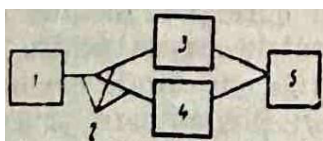


Fig. 1.1. Schema structurii de alcatuire a mașinii mobile pentru construcții

împartiri universale, care au posibilitatea schimbării rapide a echipamentului de lucru și realizarea diferitelor categorii de lucrări, și speciale, utilizate la realizarea numai a unui tip de lucrări date. Ultimele - în condiții de lucru date - asigură un nivel ridicat al parametrilor.

După tipul energiei folosite la acționare, mașinile de construcții se împart în electrice și cu motoare cu ardere internă. Prima grupă are un grad de pregătire pentru lucru superior celei de a doua. Superioritatea mașinilor de construcții acționate cu motoare cu ardere internă față de cele electrice este dată de independența față de sursa de energie. Există încă un mod de clasificare a mașinilor în funcție de diferite particularități constructive.

Toate mașinile de construcții mobile pot fi prezentate ca sisteme alcătuite din următoarele părți (fig. 1.1): echipamentul de forță 1, transmisia 2, echipamentul de lucru 3, echipamentul de deplasare 4 și sistemul de comandă 5. La rândul lor, aceste părți de obiect se compun din agregate și unități de asamblare separate, iar ultimele - din piese. În afara de schemele structurale menționate pentru mașinile de construcții s-au adoptat modalități de definire după schemele constructive și cinematice ce le însoțesc, iar pentru mașinile cu acționare hidraulică și electrică de asemenea schemele lor hidraulice și electrice.

Schemele constructive definesc alcătuirea lor principala - construcția mașinii. Schemele cinematice arată relațiile de interdependență a elementelor mecanismului de acționare. Schemele hidraulice și electrice arată relațiile de interdependență a sistemelor hidraulice și electrice ale mecanismului de acționare. La alcătuirea schemelor cinematice și hidraulice se folosesc simboluri grafice.

Partile principale ale mașinilor de construcții (cu excepția echipamentului de lucru), precum și agregatele acestora, unitățile de alcătuire și piesele prezintă multe generalități. De aceea în acest capitol se analizează aspectele generale legate de partile comune ale mașinilor de construcții și principalii parametri tehnico-economici ai acestora.

1.3. Caracteristicile generale a dispozitivelor de acționare și a echipamentului de forță ale mașinilor de construcție

Mecanismul de acționare reprezintă totalitatea echipamentului de forță, transmisiei și sistemului de comandă care asigură punerea în mișcare a mecanismelor și a organelor de lucru ale mașinii.

După modul de acționare mașinile de construcție se împart în mașini acționate de un singur grup motor și de dispozitive multimotoare. În prima grupă toate mecanismele mișcarilor de lucru sunt legate la motor prin cuplaj, frână și transmisie mecanică. În cea de a doua - fiecare mecanism este pus în mișcare de către un motor electric, hidraulic sau pneumatic laate individual.

Posibilitatea de asigurare a unui randament ridicat, a simplității și agregării construcției, automatizării, a condițiilor mai bune de exploatare și de reparație - toate acestea definesc superioritatea folosirii la mașinile de construcție a dispozitivelor de acționare individuale a mecanismelor.

Cerintele generale impuse de dispozitivele de acționare la marea majoritate a mașinilor de construcție sunt: autonomia echipamentului de forță față de sursa exterioară de energie, asigurarea unui nivel minim al gabaritelor și masei proprii, o mare siguranță și un înalt grad de prefabricare pentru lucru randament înalt, simplitate în ceea ce privește inversarea sensului de mișcare a mecanismelor și reglarea vitezelor și forțelor de lucru, asigurarea cuolarii line a mecanismelor, independența mișcarilor de lucru la o posibilă suprapunere a lor, simplitatea automatizării, sistemului de comandă, realizarea constructivă a elementelor mecanismului de acționare din blocuri și agregate.

Cerintele suplimentare sunt determinate de regimul de lucru al mașinii care în principal se caracterizează

prin raportul momentului maxim de torsiune (încarcare) și momentul mediu T_{max}/T_{med} prin raportul frecvenței maxime de rotație (viteza) și

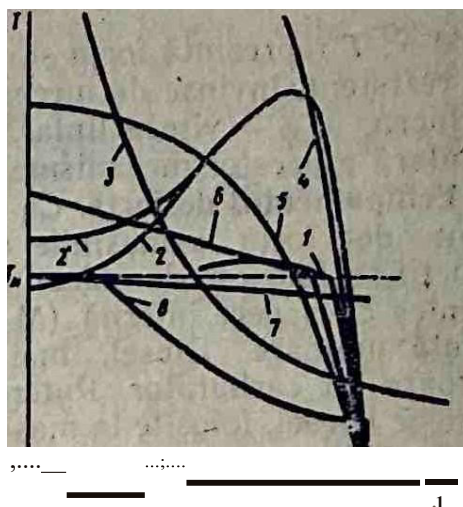


Fig. 1.2. Caracteristicile mecanice ale echipamentelor de forță:

1 - cu motor Diesel; 2 - cu motor electric de curent alternativ cu rotor fazle; 2 - cu motor electric de curent alternativ cu rotor în scurt circuit; 3 - cu motor electric de curent continuu cu excitație; 4 - cu motor electric de curent continuu cu excitație în paralel; 5 - generator-motor de curent continuu cu rețea bobine G-MT; 6 - generator-motor cu amplificator electromecanic G-M cu AEM; 7 - cu pompă hidraulică nereligioasă; 8 - cu pompă hidraulică religioasă.

cea medie W_{max}/J_{med} prin mărirea timpului de cuplare a dispozitivului de acționare (DC) în procente din durata totală de lucru a mașinii și prin numărul de conectări pe timp de

o oră (NC). În funcție de gradul de variație a acestor parametri care pentru multe mașini variază în limitele $T_{max}/T_{med} = 1,1...3,0$; DC = 15...100%; NC = 10...600, regimul de încărcare a multor mașini și a mecanismelor lor luate individual în mod convențional se împart în regim ușor, mediu, greu și foarte greu. Pornind de la aceste condiții, pentru multe mașini este necesar de a se asigura ca dispozitivele.....

acționare să aibă o capacitate suplimentară de supraîncălzire! capacitate de limitare a sarcinii maxime, și albi o caracteristică mecanică liniară, determinată..... variația efectivă a momentului de torsiune al dispozitivului de acționare, la schimbarea vitezei și a forței (curbele 3, 5, 6, 8, fig. 1.2).

Trăgând din dispozitivul de acționare trebuie să corespundă condițiilor de

tucru ale mașinilor. Puterea necesară pentru efectuarea operațiilor de Jucru,

$$P=Nv \text{ sau } P=Tr_o, \quad (1.1)$$

unde N , T reprezintă forța și momentul rezistent, învinse de mecanismele de lucru, v , r_o - viteza liniară și unghiulară a acestor mecanisme.

Echipamentul de forță. Ca echipament de forță la mașinile de construcții se folosesc de obicei motoare termice cu ardere internă (MAI), de regula motoare Diesel, mai rar - motoare cu carburator. Puterea motoarelor Diesel, folosite la mașinile de sapat și transportat, atinge 1000...1200 kW. Motoarele Diesel au un randament mare (30...37%) față de o masă specifică mică (3...4 kg/k.W) și un consum de combustibil mic (0,2...0,25 kg/(kW. ora). Durata de funcționare în cazul unei exploatare corecte ajunge la 6000...8000 ore de lucru. Printre deficiențele motoarelor Diesel folosite la mașinile de construcții putem enumera: greutatea în exploatarea la temperaturi scăzute și o mare sensibilitate la supraincărări date de caracteristica mecanică rigidă a motorului. Caracteristica mecanică a motorului Diesel este determinată de variația momentului de torsiune la arbore și a forței corespunzătoare la echipamentul de lucru în funcție de frecvența lui de rotație și de viteza corespunzătoare a echipamentului de lucru caracterizată de curba 1, fig. 1.2. Curba 1 arată că în zona de lucru de bază a caracteristicii momentului de torsiune crește de la zero pînă la mărimea T_n la o modificare neînsemnată a frecvenței de rotație. Modificarea în continuare a turației arborelui pînă în momentul începerii căderii (inecării) motorului duce la o oarecare creștere a momentului de torsiune - cu 8...13%.

La mașinile care n-au nevoie de autonomie față de sursa de energie externă, în calitate de echipament de forță se folosesc motoare electrice de curent alternativ sau continuu.

Motoarele electrice de

curent alternativ - alimentate de obicei de la rețeaua electrică cu tensiunea 380...220 V și frecvență normală 50 Hz au o construcție simplă, sînt ieftine, sigure și comode, în exploatare, de aceea se folosesc în calitate de echipament de forță la mașinile de construcții. Motoarele electrice cu rotor în scurt circuit sînt cele mai simple, sigure și comode în exploatare. În timp ce funcționarii necesită un curent mare la pornire. Aceste motoare, a căror caracteristică mecanică din fig. 1.2. este dată de curba 2', nu au de asemenea posibilitatea de reglare a vitezei în funcție de sarcină. De aceea foarte des folosirea lor este limitată de puteri mici - 8...10 kW.

Motoarele electrice asincrone de curent alternativ cu rotor bobinat, a căror caracteristică mecanică este dată în fig. 1.2. curba 2, permit prin introducerea în circuitul rotorului a unor rezistențe de pornire, să se obțină o caracteristică avînd diferite grade de rigiditate, cu posibilitatea reglării vitezei în funcție de sarcină. Aceste caracteristici asigură condiții satisfăcătoare de pornire și frînare a mecanismelor. Motoarele electrice asincrone au o capacitate mare de preluare a supraincărării care se determină din raportul momentului maxim cu cel nominal, adică $\lambda = T_{\max}/T_{\text{nom}}$. Pentru motoarele de uz general $\lambda = 1,8...2,2$, iar pentru motoarele speciale utilizate la mașinile speciale $\lambda = 2,5...3,4$.

Deficiențele motoarelor asincrone au o sensibilitate sporită la variația tensiunii în rețeaua de alimentare care se întîmplă pe întîntiere.

La mașinile de ridicat, unde se cere oprirea precisă și așezarea liniară a sarcinilor, se folosesc, de asemenea, motoare electrice, asincrone cu rotor în scurt circuit cu două viteze cu raportul vitezelor 2; 8/3; 3; 10/3.

La dispozitivele de **acționare al. Q** electrice **portabile**, în scopul micșorării masei motorului, acestea se alimentează cu tensiune de înaltă

frecvență. Utilizarea motoarelor la curent cu frecvență de 400 Hz comparativ cu frecvența de 50 Hz conduce la reducerea masei de 3,5 ori. Utilizarea motoarelor de înaltă frecvență cu caracteristici rigide este favorabilă sculelor și uneltelor portabile cu rotații mari ale organelor de lucru, în care variația sarcinii nu trebuie să influențeze esențial frecvența de rotație a arborelui.

Pentru dispozitivele de acționare ale sculelor și uneltelor portabile, mai des se utilizează motoare electrice, monofazate cu colector, care au o putere specifică mai mare pe unitatea de masă și o caracteristică mecanică lină, asigură variația vitezei organului de lucru odată cu creșterea încărcării lui. Motorul este puțin sensibil la variația tensiunii din rețeaua de alimentare, lucrează în regim stabil cu multe conectări, poate fi conectat în circuit de curent continuu și de curent alternativ fără convertizoare. Deficiențele acestor motoare sunt: costul mare datorită existenței collectorului și a perii, precum și necesitatea utilizării de către un personal de înaltă calificare.

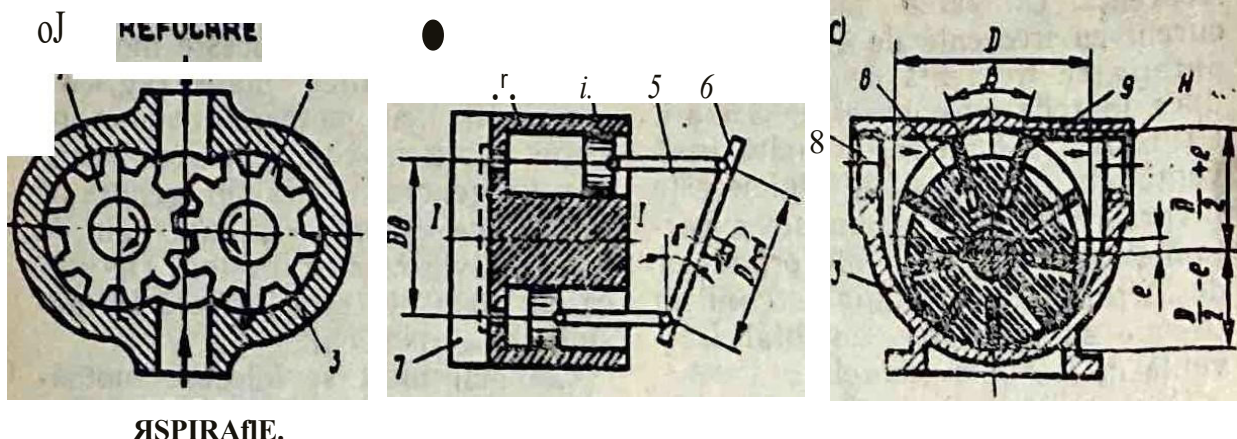
Printre diferitele tipuri de motoare electrice se evidențiază în special motorul vibrator electromagnetic monofazat. Deosebindu-se cu o construcție simplă și cu o siguranță deosebită în funcționare, electromotorul eiectuează nemijlocit transformarea energiei în energie mecanică cu următoarea alternativă: Aceasta determină domeniul de bază al utilizării lor pentru ciocane și perforatoare, precum și sub formă de excitator universal de vibrații, pentru alimentatoare vibrator, dozatoare, ciururi vibrator, pompe vibrator.

Motoarele electrice de curent continuu asigură pornire și oprire lină a mecanismelor comparativ cu motoarele de curent alternativ. Așa cum se vede în fig. 1.2. motoarele în serie au caracteristici (curba 3). cele cu excitatie ...

11-caracteristici mecanice rigide (curba 4). De altfel, aceste motoare au masă specifică mare (kg/kW) comparativ cu motoarele asincrone și pot lucra în condițiile constructive, în general de la un generator special de curent continuu, sau de la un convertizor cu tiristori. De aceea ele au o utilizare limitată la mașinile de construcție.

Cel mai mult se folosesc motoarele de curent continuu la excavatoarele de putere mijlocie și mare, cu volumul cupei de la 4 m³ și mai mare. În acest caz motoarele lucrează mai des în sistemele: generator cu trei bobine - motorul (GT-M), generator-motor cu amplificator electromecanic (G-M cu AEM) sau cu amplificator magnetic (G-M cu AM). Caracteristicile mecanice ale acestor instalații de forță (curbele 5 și 6, fig. 1.2) fac parte din caracteristicile la care vitezele organelor de lucru care le acționează variază considerabil pe măsura variației sarcinii de lucru. În regimurile tranzitorii de demarare și frinare aceste instalații asigură caracterul lin necesar. De aceea, neînrund seama de masă specifică marită a acestor instalații de forță și anume de 1,5...2,5 ori mai mare decât a altor instalații, este mai rațional să se utilizeze la excavatoarele de putere mijlocie și mare.

În arbara de motoarele cu ardere internă și electrice ca dispozitive de forță la mașinile de construcție se folosesc de asemenea instalații de forță combinate: MAI - generator electric care asigură transformarea energiei electrice a rețelei (sursă de energie electrică) în energie mecanică (hidraulică, care asigură acțiunea hidraulică a mecanismelor) (sau motor electric) - motor (instalație de forță). În aceste instalații sunt pompe hidraulice și compresoare hidraulice utilizate ca dispozitive de acționare a mașinilor de



ASPIRAȚIE.

Fig. 1.3. Scheme ale pompelor hidraulice

construcții, după modul în care are loc circulația lichidului, se împart în pompe cu roți dinate, pompe cu pistoane axiale, pompe cu palete (fig. 1.3).

Pompele cu roți dinate (fig. 1.3 a) sunt compuse din corpul 1 și roțile dinate 1 și 2. Una din roți este pusă în mișcare de la motor, a doua se rotește liber pe ax. Principiul de funcționare a pompei este bazat pe faptul că dinții intrând în angrenare absorb lichidul din camera corespunzătoare și îl împinge din golurile dintre dinți în camera de refulare. Pompele cu roți dinate au debit constant și lucrează de obicei în gama de 500...2500 min⁻¹. Randamentul lor, în funcție de numărul de rotații, presiunea și viscozitatea lichidului, este 0,65...0,85. Aceste pompe se folosesc larg mai ales pentru presiuni până la 10 MPa și puteri până la 30...40 kW.

Productivitatea (debitul) pompei cu roți dinate, în cm³/min:

$$Q = 2\pi z m^2 b n, \quad (1.2)$$

unde z este numărul dinților roții conductoare; m - modulul angrenajului; b - lățimea roții, cm; n - frecvența de rotație a roții conductoare, min⁻¹.

Pompele cu pistoane se împart în pompe cu pistoane axiale (fig. 1.3. b) și pompe cu pistoane radiale. Mai răspândite sunt primele pompe, care permit obținerea tranșelor hidraulice mai compacte. Principiul

de lucru al pompei cu pistoane axiale constă în faptul că arborele pompei rotește în jurul axei 1-1 discul înclinat 6 și, legate de el articulat, blebele 5 ale pistoanelor 4 dispuse pe diametrul D_d . Ca urmare a înclinării discului față de axa pompei rotirea acestuia conduce la deplasarea în același timp a pistoanelor în cilindri. Prin aceasta, la o jumătate de rotație a discului, fiecare piston face o cursă completă pe o direcție, iar în a doua jumătate de rotație face o cursă completă în direcția opusă. Cu ajutorul distribuitorului 7, când pistonul se deplasează în stînga, camera cilindrului comunică cu linia de refulare a sistemului hidraulic, iar la deplasarea în sens invers - cu linia de aspirație (absorbție). Debitul acestei pompei depinde de unghiul de înclinare a discului. În pompele cu debit reglabil unghiul γ se schimbă cu ajutorul unui sistem special de comandă, menținând puterea constantă a pompei.

Debitul pompei axiale cu piston, în cm³/min, va fi:

$$Q = 0,785 d^2 i D n \tan \gamma, \quad (1.3)$$

unde d este diametrul cilindrilor, cm; i - numărul de cilindri; D - diametrul cercului centrelor cilindrilor, cm; n - frecvența de rotație a arborelui pompei, min⁻¹.

Din formula (1.3) se vede că în cazul pentru $\gamma = 0$ discul 6 și blocul cilindrilor se rotesc în jurul axei 1-1 și nu transmit pistoanelor mișcarea alternativă, de aceea debitul pompei $Q = 0$.

În pompele nereglabile unghiul γ nu se schimbă. Aceste pompe sînt din punct de vedere costructiv mai simple și mai ieftine. Trebuie avut în vedere că la montarea lor pentru reglarea vitezei dispozitivelor de acționare, așezarea pompei cu roți dinate, este necesară introducerea în sistemul hidraulic a unor droseli hidraulici speciali care reduc randamentul dispozitivului de acționare.

La fig. 1.2 curbele 7 și 8 sînt prezentate spre exemplificarea caracteristicilor mecanice ale pompelor hidraulice nereglabile și reglabile. Caracteristica pompelor hidraulice reglabile 8 asigură în regim de funcționare folosirea constantă a puterii totale a motorului.

Pompele cu pistoane axiale lucrează la presiuni de 40...50 MPa, au debit până la 750 dm³/min și frecvență de rotație a arborelui de 100...3000 min⁻¹. Randamentul pompelor variază aproximativ de la 0,85 până la 0,9.

Pompa cu palete (fig. 1.3. c) este compusă din corpul 3, arborele conductor și rotorul 8 dispus excentric pe același arbore, în canalele cărora alunecă plăcile 9. Rotorul în mișcare de rotație face ca între plăcile care sînt apasate spre corp prin intermediul arcurilor și se formeze camere prin care lichidul se transportă din cavitatea de absorbție A în cavitatea de pompare P. Prin aceasta, cu cît este mai mare excentricitatea rotorului e, cu atît mai mare este volumul de lichid care se pompează. Ca rezultat al scoaterii lichidului din cavitatea de absorbție, în această se formează vid care, la rîndul lui, absoarbe lichidul din rezervor.

Debitul pompelor cu palete Q este dat de formula:

$$Q = 2\pi n B (r_2 - r_1),$$

unde n este frecvența de rotație a rotorului în min⁻¹; B -- lățimea, mm; r_2 și r_1 -- razele interioară și exterioară ale rotorului și ale corpului, mm.

Pompele cu palete funcționează

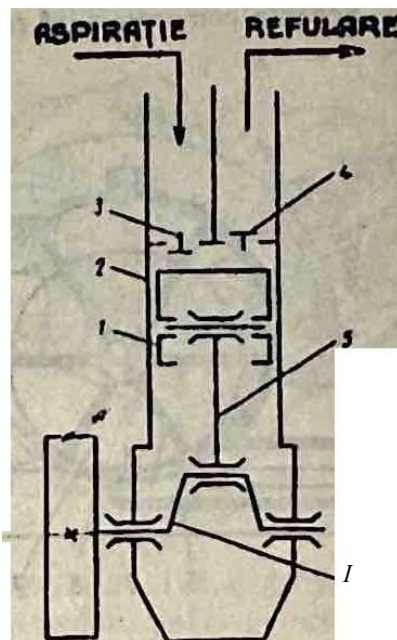


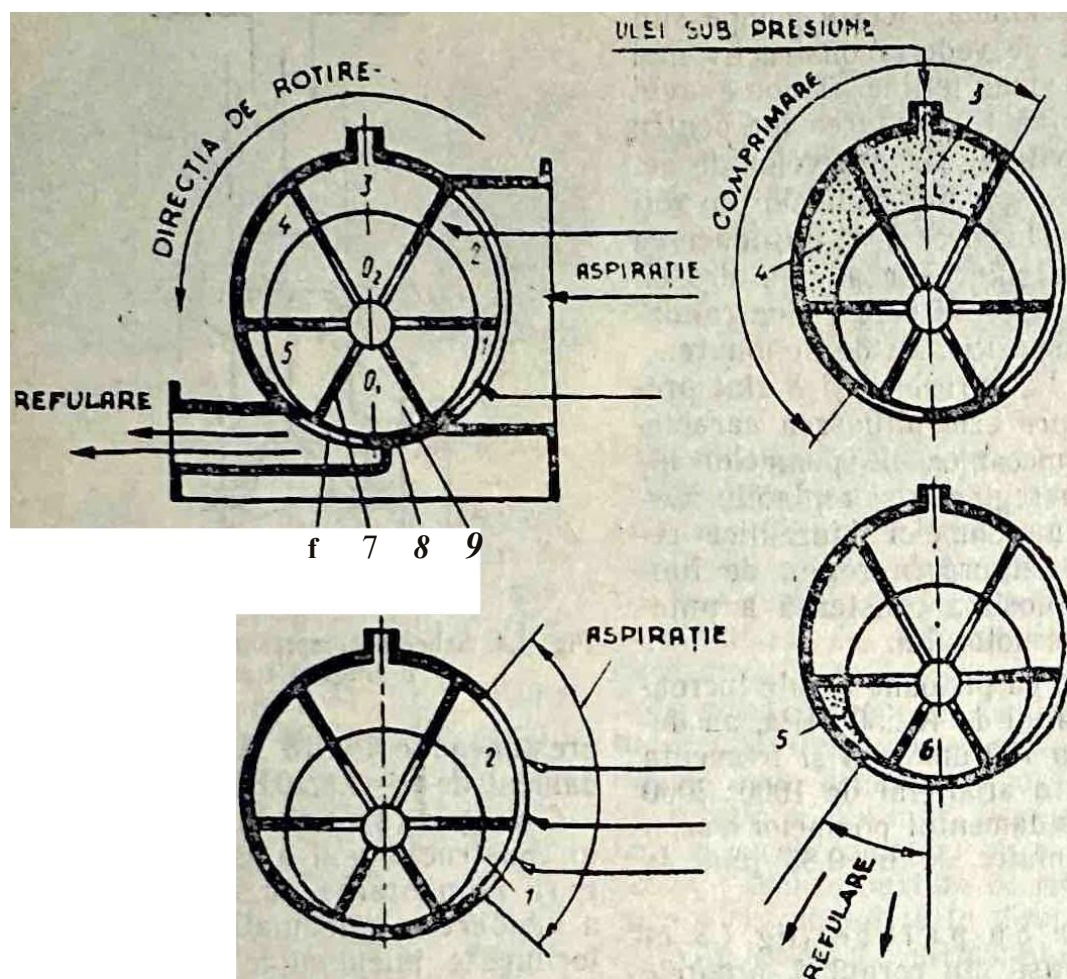
Fig. 1.4. Schema compresorului cu piston cu o singură treaptă

la presiunea de 16...18 MPa cu un randament de $\eta = 0,8...0,85$.

Compressoarele sînt folosite în construcții mai ales pentru a asigura alinierea cu aer comprimat a motoarelor pneumatice ale mașinilor-unelte pneumatice ca pulverizatoare de vopsea la lucrările de vopsire și în unele sisteme de comandă a mașinilor. De aceea, împreună cu dispozitivul de acționare și sistemul de comprimare a aerului alcătuiesc instalațiile de compresoare (stații de compresoare). Stațiile de compresoare folosite în construcții, după modul de deplasare, se împart în trei tipuri: portabile, remorcate și autopropulsate. Stațiile ușoare portabile de productivitate mică sînt montate de obicei pe o ramă cu roți, ceea ce le permite să fie transportate în limitele oantierului. Stațiile remorcate sînt montate pe un tractat cu două axe pe care se montează și dispozitivul de acționare. Stațiile autopropulsate sînt montate de obicei pe camioane.

Uplr. priactpim de funcționare. cQmpresoarjieie. Împart în compresoare: ot piston, rotative și cu palete. Catlapresorul cu piston este alcătuit din cilindru, piston, biela și manivelă care se mișcă pistonul

Fig. 1.5. Scltema compresorulul rotativ



1. Mișcarea alternativă a pistonului este asigurată de arborele cotit 6, acționat de la motor prin bielă 5. În capacul cilindrului sunt montate supapele de aspirație 1 și de refulare 4, care funcționează automat. În timpul deplasării pistonului de la punctul «mort» superior în jos în cilindru se creează vid, supapa 3 se deschide și aerul din afară intră în cilindru. Când pistonul se mișcă în sus, supapa 3 se închide și aerul din cilindru se comprimă. Presiunea în cilindru atinge o mărime determinată (de obicei 0,8 MPa), supapa 4 se deschide și aerul comprimat trece din cilindru prin conductă de aer în colectorul acumulator de aer. În timpul unei rotații a arborelui cotit se îndeplinește un ciclu complet al compresorului - absorbția aerului, comprimarea lui și refularea.

Compresoarele cu piston sunt cu un cilindru și cu mai mulți cilindri, cu comprimare monoetajată și multieta-

jată. Pentru a obține o durată mai mare de funcționare compresorul este dotat cu un sistem de răcire cu apă sau cu aer. Compressoarele utilizate în mașinile de construcții de obicei au un sistem de răcire cu aer, simplu și ieftin.

Pentru cea mai ridicată presiune a aerului utilizată în sistemul pneumatic al mașinilor de construcții (până la 0,8 MPa) și a productivității de până la $1 \text{ m}^3/\text{min}$ compresoarele sunt fabricate cu o comprimare multietajată, ca fiind cele mai simple și mai ieftine, iar pentru productivitate mai mare - cu comprimare multietajată, care asigură compresorului un randament sporit (cu 10... 15%) și o durată de funcționare mai mare.

Stațiile mobile de compresoare cu piston se fabrică cu productivitatea de până la $10 \text{ m}^3/\text{min}$ și presiunea de până la 0,8 MPa.

Compresorul rotativ (fig.

1.5) este acatuit dintr-un cilindru 8, în care se rotește rotorul 9 montat în mod excentric. În canalele rotorului se găsesc paletetele 7, care în timpul rotației sub acțiunea forțelor centrifuge se deplasează radial și apăsă pe suprafața interioară a cilindrului. Între paletete și cilindru se formează cavitățile-celulele 1...6, în care aerul se absoarbe 1...2, se comprimă 3...4 și se împinge în colectorul de aer 5...6. În timpul comprimării în cavitatea interioară a compresorului se injectează automat ulei, care răcește aerul comprimat, unge piesele în contact și îmbunătățește compresia, formând un amestec de aer și ulei. Industria fabrică compresoare rotative mobile cu productivitatea de până la $10 \text{ m}^3/\text{min}$ și presiunea de până la $0,8 \text{ MPa}$.

Compresoarele cu urub (fig. 1.6) reprezintă două rotoare 2 și 3 în formă de urub, înglobate în corpul 1 și unite cu roți dinate 4 și 5 care sincronizează mișcarea rotoarelor. Unul din uruburi este conducător, al doilea - condus. Uruburile au secțiune transversală constantă și sunt montate în alezajele cilindrice ale corpului, care se intersectează și formează în secțiunea transversală o figură în formă de opt. Dintii, care formează urubul, în secțiunea

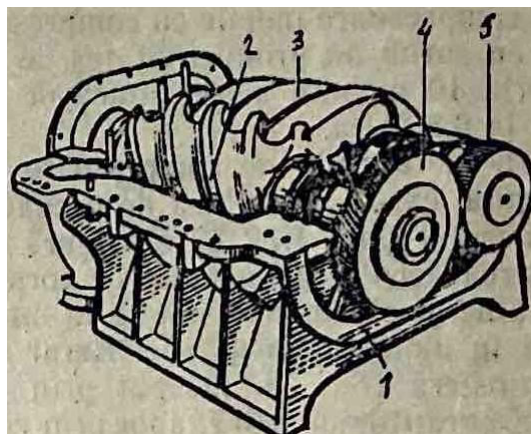


Fig. 1.6. Vedere generală a compresorului cu urub

transversală sunt conturate de curbe speciale bombate și concave și au un profil, care formează angrenaj teoretic fără spațiu înelar (fără joc). Spațiul inelar (jocul), este dat de precizia execuției. Corpul compresorului are în părțile frontale, pe direcția diagonalei, racorduri de aspirație și de refulare. La o rotație a urubului conducător în racordul de aspirație se introduc câteva porții de aer, numărul cărora este determinat de numărul dinților urubului conducător. La viteze de rotație mari numărul de porții de aer care se împing afară pe o unitate de timp este destul de mare, de aceea oscilațiile presiunii în conductă de aer devin neînsemnate. Stațiile

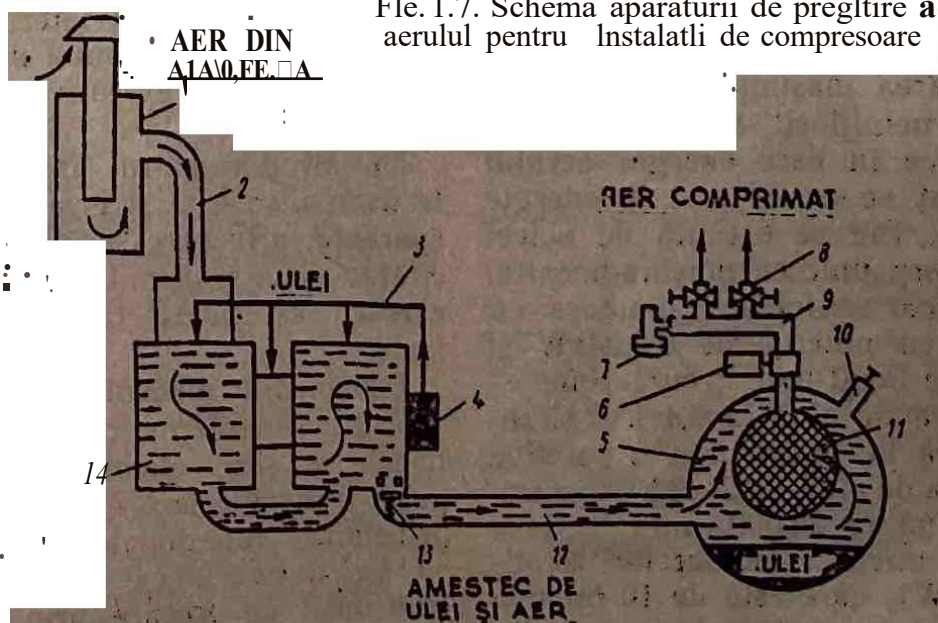


Fig. 1.7. Schema aparatului de pregătire a aerului pentru instalații de compresoare

de compresoare mobile cu compresoare cu $\square$ urub an productivitate $\square$ de pina la $10\text{ m}^3/\text{min}$ $\square$ i presiunea de pina la $0,8\text{ MPa}$.

In instalatiile de compresoare, de regula, e. "tjsta aparatura de pregatire a aerului (fig. 1.7), care asigura curatirea aerului comprimat de corpuri straine $\square$ i o presiune stabila la intrarea in motorul pneumatic. Aerul din atmosfera trece la inceput prin filtrul curatitor de aer 1. apoi prin conducta de aspiratie 2 - in compresorul 14. In aerul comprimat $\square$ i incalzit din compresor se injecteaza prin conducta 3 ulei rece cu ajutorul pompei 4. Amestecul de ulei cu aer racit, trecind prin supapa de retinere 3, prin conducta de refulare 12 intra in colectorul acumulator de aer 5. In colectorul acumulator de aer amestecul de aer cu ulei trece prin separatorul de ulei $\square$ i de umiditate 11 $\square$ i supapa 6 care regleaza presiunea minima. Dupa aceasta aerul curat intra in coloana de distributie 9 cu robinet $\square$ le 8 de alimentare cu aer comprimat $\square$ i supapa 7 pentru evacuarea aerului. Afara de aceasta, pe colectorul alimentator de aer este instalata supapa de siguranta 10. Colectorul alimentator de aer produce $\square$ i verifica in conformitate cu cerintele Regulilor de construire $\square$ i de exploatare in siguranta a recipientilor care lucreaza sub presiune, Regulile elaborate de Gosgortehnadzor din fosta URSS.

Actionarea ma $\square$ inilor-unelte se realizeaza nemijlocit de la motoarele pneumatice in care energia aerului comprimat se transforma in energie mecanica. Ele se executa de obicei intr-un corp unic cu ma $\square$ ina-uneltea. In acest caz se folosesc motoare: cu piston - cu puterea de $0,4\text{--}4\text{ kW}$ $\square$ i turatia de 3000 min^{-1} ; cu turbina - cu puterea de pina la $0,4\text{ kW}$ $\square$ i turatia pina la 15000 min^{-1} ; rotative cu puterea de pina la $2\text{--}3\text{ kW}$ $\square$ i turatia de pina la 20000 min^{-1} . Masa specifica mica a motoarelor rotative **(kg/kW)**, care este de 10 ori mai mica decit la motoarele cu piston,

precum $\square$ i simplicitatea constructiei lor $\square$ i reversibilitatea compozi $\square$ le-a asigurat o larga raspindire. O insusire pozitiva a motoarelor pneumatice pentru multe ma $\square$ ini-unelte este de asemeni caracteristica mecanica moale.

1.4. Transmisiile ma $\square$ inilor de constructii

Transmisiile sint dispozitive care asigura transmiterea mi $\square$ carii de la instalatiile de forta la mecanismele functionale $\square$ i echipamentele de lucru ale ma $\square$ inii. Ele permit reglarea vitezei dupa marime $\square$ i directie, reglarea momentului de torsiune $\square$ i a fortei. Dupa modul de transmitere a energiei transmisiile se impart in mecanice, electrice, hidraulice, pneumatice $\square$ i combinate. Cele mai raspindite sint transmisiile mecanice $\square$ i hidraulice $\square$ i combinate.

Unul din parametrii principali de eficienta privind functionarea transmisiilor este randamentul lor:

$$\eta = N_{m,e} / N_{e,f} \quad (1.5)$$

unde $N_{m,e}, N_{e,f}$ - puterea mecanismului executiv $\square$ i a sistemului de forta.

Raportul de transmisie este dat de relatia:

$$u = \omega_{e,f} / \omega_{m,e} \quad (1.6)$$

unde $\omega_{e,f}, \omega_{m,e}$ indica viteza unghiulara a rotatiei sistemului de forta $\square$ i a mecanismului executiv al organului de lucru.

Un alt parametru important al transmisiilor este $\square$ i gradul de transparenta, prin care se intelege capacitatea de a transmite oscilatiile incarcarii exterioare la sistemul de forta.

Transmisiile mecanice. In ele se includ transmisiile mecanice, cuplajele, frinele $\square$ i alte elemente care asigura transmiterea mi $\square$ carii. Dupa principiile functionale transmisiile mecanice se impart in: transmisii cu frecare prin contact direct al corpurilor (de frecare) si

cu legătura elastică (prin curele);
transmisii de angrenare prin con-
tact direct (angrenaj dinat sau mel-
cat) și cu legătura elastică (cu lant).

**Transmisii prin fric-
țiune.** Mișcarea se transmite cu
ajutorul forțelor de frecare la alu-
necare. Forța de frecare la aluneca-
re a corpului 1, (fig. 1.8) în mișcare
față de suprafața 2, cu viteza v , se
determină cu ajutorul formulei:

$$F = fQ, \quad (1.7)$$

unde f este coeficientul de frecare la
alunecare; Q - forța normală în pun-
tul de contact.

Valoarea lui f depinde de materia-
lul perechii în contact, de ungere și
de alți parametri. Valorile orienta-
tive la frecarea oțelului pe fontă fa-
ra ungere $f = 0,12 \dots 0,18$, oțel sau fon-
ta cu masă plastică de fricțiune și
piele $f = 0,25 \dots 0,45$, pentru frecarea
perechii de oțel în ulei $f = 0,03 \dots 0,05$.
Reacția R a unui corp față de altul
în timpul mișcării se abate cu un
unghi de frecare p . Intrucât $F = Q \operatorname{tg} p$,
atunci $f = \operatorname{tg} p$, de unde $p = \operatorname{arc} \operatorname{tg} f$.

Schemele celor mai simple tran-
smisii prin fricțiune cu raport de
transmisie constant sunt prezentate
în fig. 1.9. Forța necesară de apasa-
re Q a roților în contact pentru
transmiterea forței periferice utile se
determină cu formula:

$$Q = PF/f, \quad (1.8)$$

unde p este coeficientul de aderență
suplimentară, care pentru transmi-
siile de putere este egal cu $1,25 \dots 1,5$.

Datorită alunecării elastice a ro-
lei conduse, viteza periferică a ace-
steia va fi:

$$V_2 = \xi V_1, \quad (1.9)$$

unde ξ este un coeficient care line-
seama de alunecarea elastice: pentru
transmisii uscate (fără ulei) ...
 $0,995 \dots 0,99$; V_1 - viteza periferică a
rolei conducătoare, V_2 - viteza periferică a
rolei conduse.

Raportul de transmisie în ansam-
blu

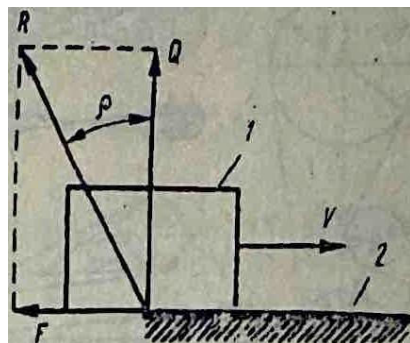


Fig. 1.8. Schema pentru determinarea forțelor de frecare la alunecare

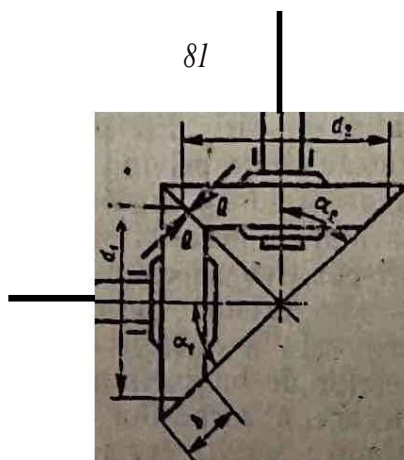
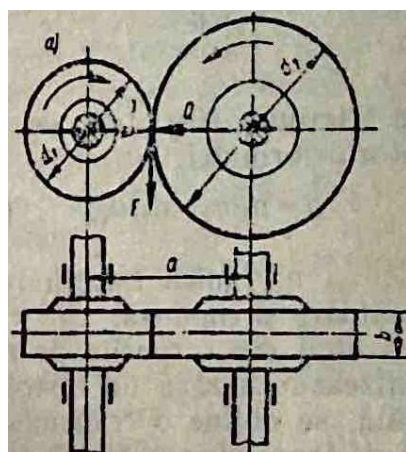


Fig. 1.9. Schemele transmisiei prin fricțiune

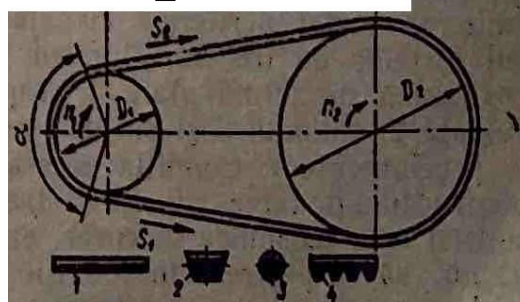


Fig. 1.10. Schemele transmisiei prin fricțiune

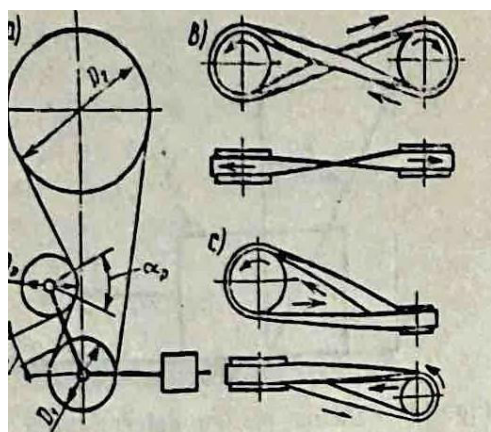


Fig. 1.11. Scheme ale transmisiilor prin curele

se obține cu fricțiune (fig. 1.9) se obține cu ajutorul formulei:

$$u = n_1 \ln 2 = d_2 / d_1 t \quad (1.10)$$

unde n_1 și n_2 indică turatia rotelor conducătoare și condusă.

Dacă unul din corpurile de rulare se realizează cu rază de rostogolire variabilă, se obține o transmisie cu raport de transmisie variabil (variator). Aceste transmisii prezintă avantaje calitative, cum sunt forma simplă a corpurilor de rulare și uniformitatea mișcării. Ele prezintă însă și dezavantaje privind acționarea asupra arborelor și lagarelor cu încărcări mari, necesitatea folosirii unor dispozitive speciale de apăsare roțile și există pericolul distrugerii și a uzurii rapide a suprafețelor de lucru, fiind vorba de o alunecare a corpurilor de rulare.

Cea mai simplă transmisie prin curele (fig. 1.10) este alcătuită din roțile de curea conducătoare și condusă și curea care se înfășoară pe aceste roți cu o anumită tensiune, ce face posibilă transmiterea forței periferice cu ajutorul forțelor de frecare. Curele se realizează de formă plată 1, trapezoidală 2, rotundă 3 și cu mai multe proeminente 4. Condiția necesară pentru funcționarea corectă a transmisiei este tensiunea în curea care trebuie să se potrivească în condiții de exploatare. Tensiunea se asigură prin deplasarea uneia din roțile de

curea, cu ajutorul roții de întindere (fig. 1.11.a), sau a unui arc, respectiv cu un dispozitiv automat care asigură reglarea tensiunii în concordanță cu încărcarea transmisiei. Transmisii prin curea de obiect se folosesc pentru transmiterea mișcării arborilor paraleli, care se rotește în același sens (transmisii deschise) .. În transmisiile închise, datorită răsucirii curelei, este posibilă transmiterea mișcării într-o arbori paraleli și în sensuri diferite (fig. 1.11.b) cblar și între arbori care se încrucișează (fig. 1.11.c).

Principalele cerințe impuse curelelor sunt: rezistența necesară la tensiuni variabile și rezistența la uzură; un nivel corespunzător al coeficientului de frecare cu roțile; rigiditate mică la încovoire. Aceste cerințe le corespunde pielea de calitate superioară, însă, datorită faptului că este un material deficitar, se folosește rar. Cele mai răspândite sunt curelele din pinză cauciucată care au capacitate mare de încărcare, durată de funcționare satisfăcătoare la viteze de până la 30 m/s. Elementul portant de bază al acestor curele este țesătura de bumbac cu durabilitate ridicată - belting. În ultimii ani se folosesc tot mai des curele din materiale sintetice, care permit o viteză în funcționare de până la 75 m/s și care au durabilitate și durabilitate de funcționare cu mult mai mari decât cele din țesătura de bumbac. În unele cazuri se folosesc transmisii prin curele cu puterea de până la 3000 kW și raportul de transmisie până la 20.

Valoarea forței periferice utile F , care se transmite prin curea, în concordanță cu formula lui Euler se determină ca diferență dintre tensiunea ramurii întinse S_1 și a celei libere S_2 (fig. 1.10):

$$P = S_1 - S_2 \quad (1.11)$$

$$S_1 / S_2 = e^{\mu \alpha} \quad (1.12)$$

unde e este baza logaritmului natural; μ - coeficientul de frecare între curea și roata de curea; α - unghiul

ne seama de regimul de lucru; $k' = 1 \dots 6$.

Pentru transmisiile cu curele **trapezoidale** se obține în mod asemănător:

$$a_{\text{opt}} = 2(D_1 + D_2); \quad (1.13)$$

$$Gm1n=0,55(D1+D2)+h; \quad (1.14)$$

unde D_1 și D_2 sunt diametrele rotilor;
 h - grosimea curelei.

Raportul-de transmisie al transmisiei prin curele cu luarea în considerare a alunecării elastice a a curelei pe roii este: ..

$$i=n1/n2=D2/(D,\square) \quad \{1.16)$$

unde $\square$ este coeficientul care lănează de aluilecare elastică relativă a curelele; $t=0,99...0,98..$

Capacitatea de funcționare a transmisiei prin curele se „determină” din capacitatea de tracțiune și durata de funcționare a curelelor. Pe baza datelor... experimentale de alu'necare a curelelor coeficientul "de" tracțiune $\mu = f / (S_1 + S_2) = \frac{1}{2} \cdot \frac{F}{(2S_0)}$ unde S_0 este valoarea tensiunii... inițiale, a curelelor. Tensiunea admisibilă, $1H, 1$ a curelelor la sarcini... utile, valoarea forței periferice utile a, rotii pe lătrul transmisiei prin curele plate:...

$$F = A \cdot a \mid c/k \quad (1.17)$$

'unde $A \cdot e \cdot \tau \cdot a_{rj} \cdot s \cdot c$ (iunii tranaver..
 sale $\cdot a \cdot \ddot{e}urele \cdot i \cdot c$ - un coeficicmt ca-
 $\cdot r \cdot$ pepinde de $\cdot ondiliile \cdot e \cdot nti \cdot t$
 a;curelet, $\cdot poziti \cdot \ddot{a}r, an \cdot mtti \cdot$ de ra-
 port, $\mu L \cdot f_{ij} D1, d \cdot \ddot{u}ngi \cdot u.1$; «J de înfăsu-
 rare $\ddot{a}$ curelei pe **roa, i**, de viteza
 curelei; k este un cOARient care $\ddot{t}i$

unde z este numărul de curele în transmisie; f_0 - încărcarea utilă pe o curea; c - coeficientul care depinde de unghiul de înfășurare a $\square$ ii de viteză curelei.

Avantajele transmisiilor prin curele sînt: simplitatea construcției, posibilitatea transmiterii mișcării la mari distanțe și protejarea mecanismelor de acționare în caz de supra-sarcină. Ca deficiențe se pot menționa: gabarite mari și durate de viață reduse pentru curelele de transmisie. În timpul funcționării transmisiile cu curele necesită supraveghere permanentă, astfel ca pe roți sau curele să nu se scurgă ulei, deoarece aceasta conduce la reducerea forței de tracțiune.

Transmisiile prin roți **dintate**. Aceste mecanisme realizate cu ajutorul roților dintate în angrenare transmit sau transformă mișcarea cu variația vitezelor unghiulare în momentelor. Transmisiile prin roți dintate cu axe paralele (fig. 1.12. a...c, g) se realizează cu roți cilindrice cu dinți drepti, cu dinți înclinați și cu dinți în sașiați. Transmisiile cu axe care se intersectează (fig. 1.12. d, e) se realizează cu roți dintate conice, iar cele cu axe care se înlocuiesc se realizează cu roți dintate elicoidale (fig. 1.12. f). Roata mai mică se numește *pinion*, iar cea mai mare se numește *roata*.

Peotnt transtMIP, mișcării de
rotație fa qm&art de translație și in-
Vel'S;□ loJ9i esc roțile cu cremalieră
(fif. h□ -,JIII.IWc-transmisiile prin roți
dintAitt□ foarte răspândite la ma-
de construcții. În comparație
e transmisii mecanice ele au
gabarite mici, randamente superioa-
re ($\eta=0,99...0,97$), o durată de fun-
cționare și eficiență mare, raport de
transmisie constant datorită lipsei

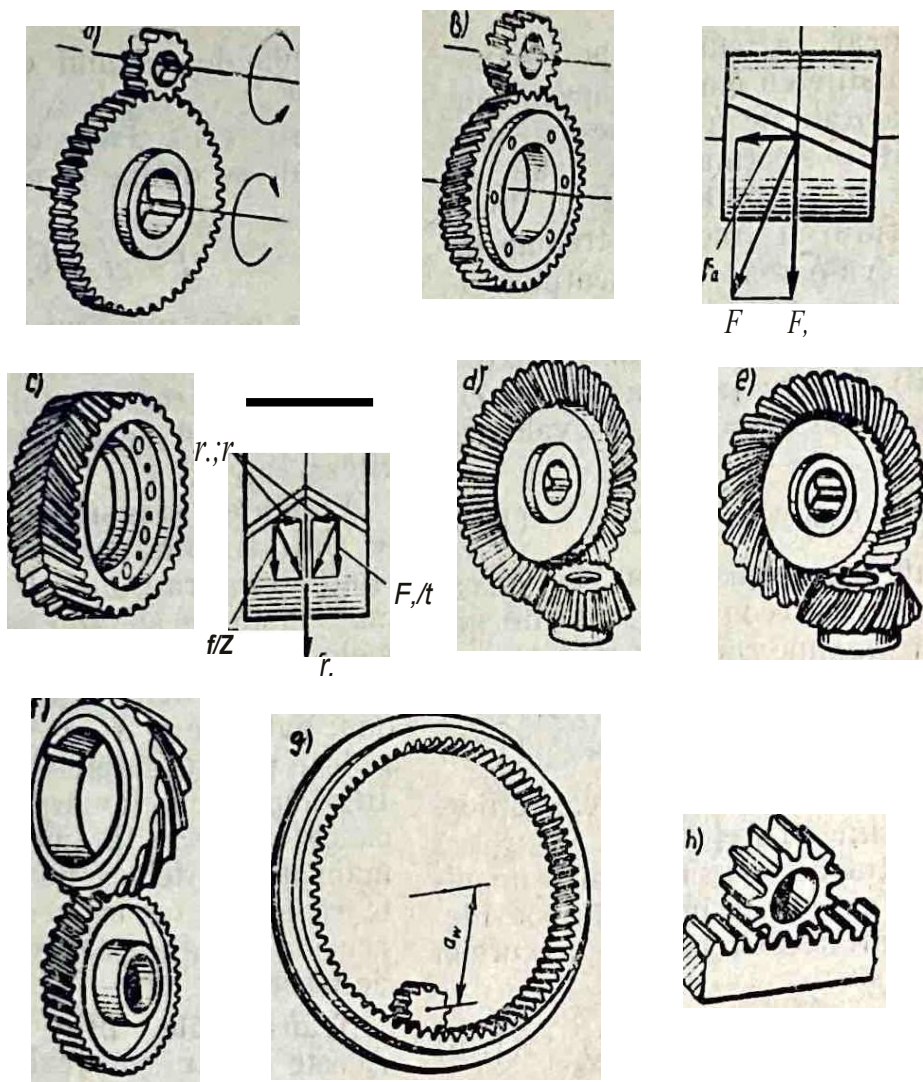


Fig. 1.12. Tipuri de roți dinate

a - cilindric cu danturi drepte; b - cilindric cu danturi înclinati; c - cilindric cu danturi înclinati; d - conic cu danturi drepte; e - conic cu danturi curbi; f - cilindric; g - cilindric cu danturi drepte; h - cilindric cu danturi drepte; i - cilindric cu danturi drepte.

alunecarilor, au posibilitatea utilizării la un diapazon larg de momente, viteze și raporturi de transmisie.

Deficiențele acestor transmisii sunt date de zgomotul obținut în timpul funcționării cu viteze mari, dar mai ales la realizarea lor la un nivel de calitate necorespunzătoare. În figura 1.13 sunt prezentați parametrii roților cu dantura în evolutivă, care este cea mai răspândită transmisie. Ele sunt simple din punct de vedere al execuției și au viteze mici de alunecare și raze de încovoiere suficiente în punctele de contact, ce asigură un randament superior, durabilitate și durată mare de funcționare a dintelui roții. Angrenajul în evol-

venta este puțin sensibil la abaterea distanței dintre axe a_w .

Angrenarea roților dinate (fig. 1.13) este echivalentă cu rostogolirea fără alunecare a circumferințelor cu diametrele d_{w1} și d_{w2} care se numesc cercuri divizare. La rostogolirea fără alunecare a dreptei MN pe cercurile de bază cu diametrele $d_{b1} = d_{w1} \cos \alpha_w$ și $d_{b2} = d_{w2} \cos \alpha_w$, (unde α_w este unghiul de angrenare) punctele acestei drepte descriu pentru fiecare din roți evolvente. De aceea mișcarea necesară roților se poate realiza din angrenarea dinților, al căror contur este o evolutivă. Elementele angrenajelor cu dinți sunt standardizate. Distanța dintre profilele de aceeași parte a dinților alăturați, măsurată pe arcu cerului inițial al roții dinate, se numește **pas frontal** p . Evident că $p = z p_1$ (unde z este numărul de dinți al roții),


$$dw = zp, /n = zm, , \quad (1.19 \square$$

- Modulul danturii este un parametru de baza. Pentru transmisiile prin roți dinate cu dinți înclinați modul normal $m_n = m_l \cos \alpha$. unde α este unghiul de înclinare al dințelui față de axa rotii.
- Valoarea modului a fost standardizată în fosta URSS în gama de la 0,05 până la 100 mm.

$=d_2+2mn$: diametrul la fundul goiurilor
 $d_{l1}=d_l-2mn-2c$; $d_{l2}=d_2-2mn-2c$; unghiul de angrenare
 $\alpha_{l11}=20^\circ$. La fimeea. rotilor dintate se
 gasesc de obicei in limitele $b=(0,315\dots0,63)_{afD}$. **ia** pentru pinioanele mobile in cutii de viteze- $b=(0,1\dots0,2)$
 α_{l11} : unghiul inclinarii dintilor rotilor
 cu dinti inclinati se ia in limitele
 $P=B''\cdot 18^\circ$; rotile dintate in sageata
 nu transmit sarcini axiale F_a (fig. 1.12)
 lagarelor si ele se folosesc in reductoare de mare putere cu $P=25\dots40^\circ$.
 Numarul minim de dinfi ai pinionului
 fara corectare se ia $z_1=J7$, iar pentru
 cele corectate - pina la $z=12$.

19

și asigură capacitate portantă superioară la contact comparativ cu dintelii cu contur în evolventa. Deficiențele acestor angrenaje sunt date de complicitatea (sculelor) pentru danturarea roților și sensibilitatea mare a angrenajului la variația distanței dintre axe.

Cauzele principale care duc la distrugerea roților dinate sunt ruperea dintelui, de regula la rădăcina dintelui, și formarea unei pete de culori pe suprafața dintelui în punctele de contact primitiv P (polul de angrenare) (fig. 1.13). Ruperea dintelui apare la: încărcări mari, uzuri datorate oboselii, care apare în locurile concentratorilor de tensiune și ca rezultat al acțiunii multiple a sarcinilor variabile. Formarea petelor de culoare pe suprafața dinților este rezultatul rezistenței insuficiente la oboseala a straturilor de la suprafața dinților, care lucrează în baie cu ulei și sunt protejate de poluare. În transmisiile cu roți dinate deschise și în cele închise, care lucrează în medii abrazive (nisip, praf etc.), una din cele mai frecvente scoateri din funcțiune a roților dinate este uzura abrazivă a acestora.

Calculul roților dinate se efectuează în primul rând de la prevenirea distrugerii suprafeței dinților (rezistența la contact) și ruperii dinților la piciorul acestora (rezistența la încovoiere).

Rezistența la contact a dinților dăți după formula lui Hertz este:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{W_H}{\rho_r} \cdot \frac{E}{2\pi(1-\nu^2)}} \quad (1.20)$$

unde W_H este sarcina teoretică uniform distribuită de-a lungul dintelui în planul de angrenare (fig. 1.13); ρ_r - raza redusă a curburilor dinților

în punctul de angrenare; E - modulul de elasticitate redus al dinților în contact; ν - coeficientul Poisson.

$$\rho_2 = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1} = \frac{u d_1 \sin \alpha_w}{2(u \pm 1)}, \quad (1.21)$$

unde ρ_1 și ρ_2 sunt razele de curbură ale dinților în contact; u - raportul de transmisie al roților dinate; d_1 - diametrul de divizare al pinionului; α_w - unghiul de angrenare (semnul $\pm$ se ia pentru roți cu angrenare exterioară, se înlocuiește cu $-$ pentru roțile cu angrenare interioară).

$$E = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2), \quad (1.22)$$

unde E_1 și E_2 sunt modulele de elasticitate ale materialului pinionului și al roții.

Calculul dinților roții după rezistența la încovoiere se efectuează pornind de la faptul că toată încărcarea se repartizează unui singur cuplu de dinți și acționează în punctul cel mai de sus al capului dintelui. Vor fi verificate punctele cele mai periculoase la încovoiere, situate în secțiunea piciorului dintelui în locul trecerii de la evolventa la circumferință.

Pentru a obține o capacitate portantă superioară a roților dinate din punct de vedere al rezistenței la contact și la încovoiere a dinților, precum și la uzura se recomandă folosirea oțelurilor de calitate până la duritatea HRC 55...62. În producția de masă și în serie mare se folosesc pentru transmisiile cu încărcare foarte mare oțelurile aliate cu conținut redus de carbon, care se cimentează, și ulterior se clesc (oțelurile 15H, 20H, J2HNZA, 18HGT, 25HGT - a.). Pentru realizarea roților dinate cu suprafețe de mare rezistență la uzuri se folosesc oțeluri aliate cu conținut mediu de carbon de tipul 38H2MJA, 38H21, 40H2NML, 4HFA, care se nitruiează. Pentru roțile dinate care se fabrică în cantități de producție mici sau individuale când nu sunt cerințe stricte față de gabarite și dimensiuni, se folosesc oțeluri de bună calitate cu duritatea de pinion HB 300...350. Finisarea în acest caz se realizează după tratament termic, ce exclude necesitatea, de

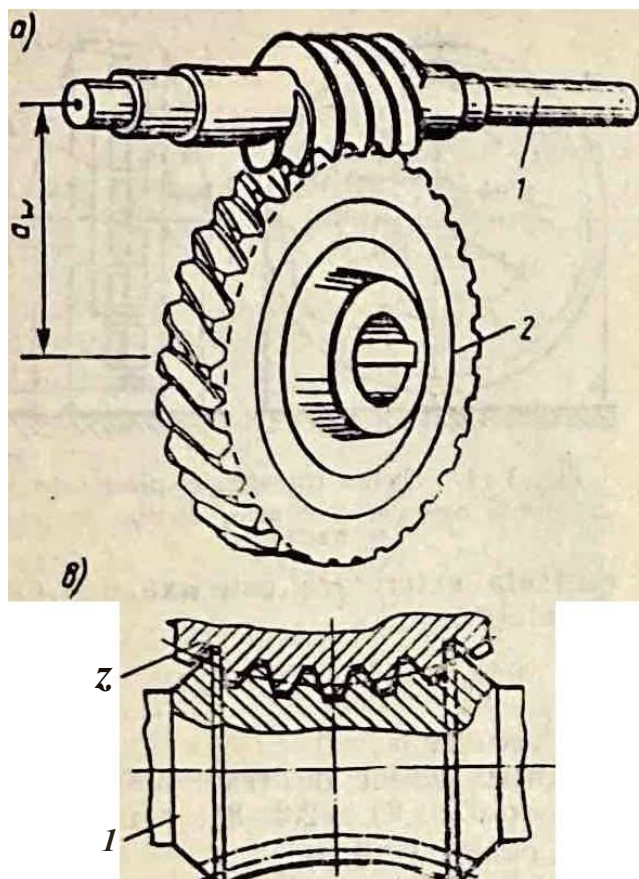


Fig. 1.15 Schema transmisiei melcate:
a - angrenare oblică; b - angrenare elipoidală,

În mașinile de construcții transmisiile melcate se folosesc la raport de transmisie $u = 5 \dots 60$ cu un număr de învecinări ale melcului de 4...1. În același timp $\eta = 0,9 \dots 0,65$. Pentru creșterea randamentului cup-

Julm melcat pe seama reducerii forțelor de frecare, dinții rotii melcate se realizează din material cu calitate ϵ și anti-frecțiune: bronz de calitate iar filetul melcului se realizează

se realizează. Datorită randamentului lor mic, transmisiile melcate se folosesc de obicei în transmisiile de putere mică - 40...50 kW și mai rar pînă la 200 kW la viteza de pînă la 15 m/s.

Principali parametri ai transmisiilor melcate sînt pasul P_t (mm) și modulul m (mm).

Distanța dintre axe a transmisiei va fi:

$$a_w = m(z_1 + z_2) \quad (1.25)$$

unde y este unghiul de ridicare a spi-
rei de filel a melcului.

Calculul distanței dintre axe și al dimensiunilor dințelului se efectuează ținînd seama de rezistența de contact și la încoavire, arotii-melc, care se execută de obicei din bronz sau fontă și au o durabilitate mai mică comparativ cu melcul fabricat din oțel.

În afară de melcul cilindric cu diferite profiluri ale spi-
rei de filet se realizează melcul concav. așă-nu-
lîlt globotdal, care cuprinde dinții
roților melcate pe un arc oarecare
(fig. 1.15. b). Astfel de transmisi-
iile melcate au o capacitate portantă mai
mare, deoarece în angrenare se află
sîmăntan un număr mare de dinți.
Însă transmisiile melcate sînt mai
complexe în realizare, montare și
reglare, mai deosebit după o oarecare
uzură a dinților rotii melcate.

Transmisiile prin lanț
sînt destinate transmiterii mișcării
între doi arbori paraleli cînd distan-
ța dintre ei este destul de mare.
Transmisia (fig. 1.16) este compo-
zată din două roți de lanț conducătoare 2 și
condusă 1 și lanțul 3 care le înfa-
șoară. În afară de aceste elemente de
baza mai sînt dispozitive de întinde-
re și de ungere, precum și 3jparatoarele.

La lîltăinile de construcții sînt
uzuale lanțurile de acționare de ti-
pul cu bușă și cu role, alcătuite din
bolțurile 4 pe care sînt montate plă-
ci externe 5 și bușe 6, care se
rotesc liber. Pe bușe sînt presate
plăcile interioare 7 și așă-nu-
lîlt rolele 8. Ca lanțuri de tracțiune
ale conveierelor organelor de lucru
ale excavatoarelor cu lanț se folo-
sesc de obicei lanțuri cu bușe și
zale lungi.

Avantajele transmisiilor prin lanț
sînt: posibilitatea transmiterii mișcării
la distanțe mari; gabarite mai
mici decît cele ale transmisiilor prin
curele; lipsa alunecărilor; randament
mare ($\eta = 0,98 \dots 0,94$); posibilitatea
schimbării ușoare a lanțului.

Deficiențele transmisiilor prin lanț
sînt: uzură rapidă a articulațiilor
care lucrează în condiții abrazive;
necesitatea unei întrețineri mai comple-

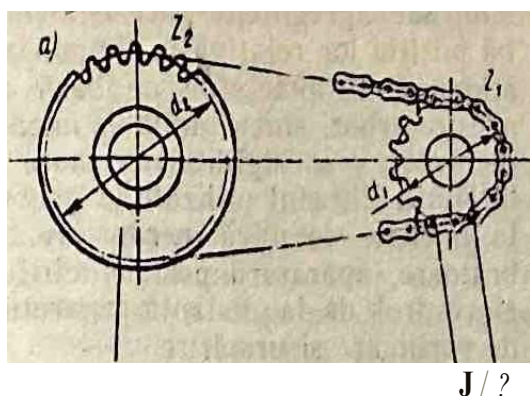


Fig. 1.16. Schema transmisiei cu lant (a) și construcția lanțului cu buci și role (b)

xa - ungere, reglare comparativ ca transmisiile prin curele trapezoidale; oscilații și zgomot mari la viteze de 30 m/s și la o precizie scăzută a elementelor constructive.

Parametrii de bază ai lanțurilor se determină din valoarea pasului t , după care sunt prezentați în Standardele de Stat.

Diametrele divizoare ale roților de lanț d_1 și d_2 (fig. 1.16) se determină cu relațiile:

$$\frac{1}{d_1} = \frac{t}{z_1 \sin \alpha}; \quad \frac{1}{d_2} = \frac{t}{z_2 \sin \alpha} \quad (1.26)$$

Raportul de transmisie se determină cu ajutorul formulei:

$$u = n_1/n_2 = z_2/z_1 \quad (1.27)$$

Distanța optimă dintre axe este dată de relația:

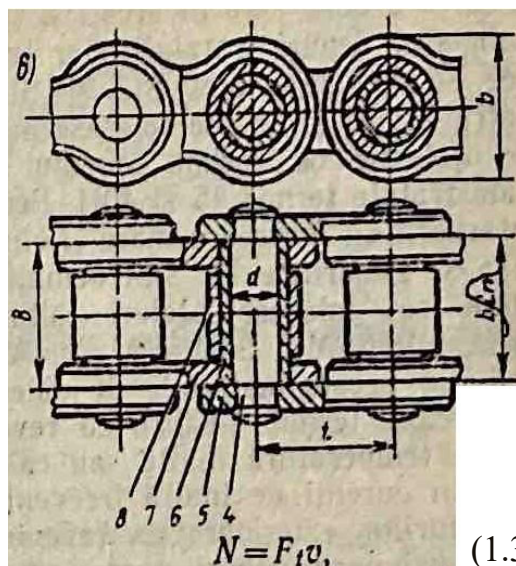
$$a = (30 \dots 50)t \quad (1.28)$$

Valoarea admisibilă a forței periferice utile va fi:

$$F_t = [k] b_{ln} d / K_e \quad (1.29)$$

unde $[k]$ este valoarea admisibilă a presiunii în articulații. Pentru lanțurile cu bucă și role, în funcție de pasul și viteza lanțului $[k] = 14 \dots 35 \text{ MPa}$; b_{ln} și d — din fig. 1.16; K_e — coeficientul care ține seama de condițiile de ungere, reglare, regimul de încărcare și alte condiții de exploatare, $K_e = 1,2 \dots 3$.

Puterea transmisă de un lanț se obține cu formula:



unde F_t este forța periferică utilă a lanțului; v — viteza lanțului.

La mașinile de construcție, în funcție de putere și viteză, se folosesc transmisiile prin lanț cu un singur rând și cu 1 până la multe rânduri.

Arborii și axele (fig. 1.17) au aceeași formă și se folosesc pentru susținerea pieselor rotitoare. Spre deosebire de axe, arborii sunt destinați transmiterii momentului de torsiune în jurul axei lor. Multe tipuri de arbori sunt supuse atât acțiunii momentelor de torsiune, cât și a forțelor transversale și axiale și a momentelor de încovoiere.

După forma axei geometrice arborii se împart în arbori drepti (fig. 1.17. c, d), cotiți (fig. 1.17. e) și flexibili cu forma variabilă a axei geometrice (fig. 1.17. f). Axele (fig. 1.17. a, b) sunt supuse în principal acțiunii momentelor de încovoiere.

Arborii se împart în axe fixe (fig. 1.17. a), de sarcină și axe mobile (fig. 1.17. b, c). Partea de susținere a arborilor se numește **axă de susținere**.

Pentru înclinarea pieselor rotitoare cu arborii se folosesc pene (de la una până la trei în jurul arborelui) sau se fac îmbinări canelate. În cele mai multe cazuri arborii se execută în trepte (fig. 1.17. d). Această formă este comodă atât la execuția, cât și la montarea arborilor, fiecare treaptă a arborilor putând prelua forțe axiale mari. Ca material de bază pentru arbori și axe se folosesc oțeluri carbon și aliate.

't11t rll :rl1orll □1nl) tnc□r<'tlf □1 cn-
r□HH :-fllt sl1p11fl trnt1111er1tC'lor trr•
111kc 8<' r\lt):-t□•c o(<'l St5 □1 SIG.
Pt'ttt rll :Htur(□1 nxc sc foloscscl 11111
,1t)' ot(1111rll' c1l r11rko11 r11ct111 □f
:11l:1tc lr:1tate lrr111k 45 □1 01r. rc11-
tr11 :1r1or1 c11 fhr□rcarc 111□1rt' □1ct,Hl
oi:i□a , i □:tl13ritt't' lor sf11t 5c111111rl-
r:lti,t\ □(' folo□rsc o(t'111ri allntc
401IN, -101IN::1\VI, 30IGSI etc. Лr-
l,urii <li11 c1c1.□tc nhlter'nlr <1<' oblcl
□e:' tr3lt'izi1 trr111ic -cnlirt' ch ΓC'V'(
11irc 1:i t<'111rc11t11rli fnalt'i s::111ci11-
rc3 priu r1rcn1i dc inalttt rrcvcn1a
11 \$(rathrilor r,terioarc c11 Γ('mirc
tk <kf1..'11□lomlrc. Лrt,orii cnrc sc rca-
Hzcz:\ f111prc1111ii c11 ro{ilc <lint::ite
(tlrl1orc-rillion) pr11tn1 tron -1nisiilc
ch inc□rc:irc fn:3lt5 □c fabrica frec-
,rllt diH otclwi cim<'11tatr dc tipt11
□tH1, 1□1INЭ.\, ISHGT s:31ldi1 otrlwi
11itrur.1tC' 3SH2,\ ciilltc pinii 1.i dt-
ritatt' in31Ui.

.Artorii Prxiblli (fi□. 1.17. f) sc
f□)0:-('sc penlru t1D1:5111i('ΓC'V' 1110111C11-
llt1ni dc tor-iunc in ansa111bL1rilc n1a-

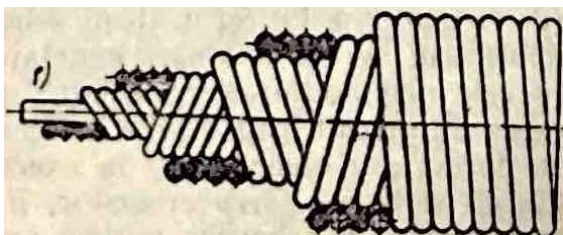
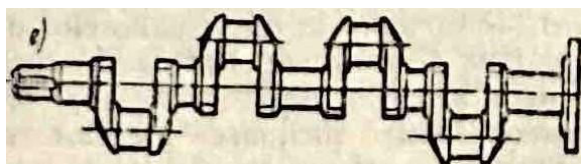
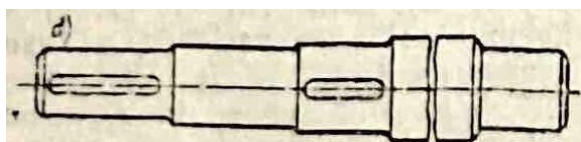
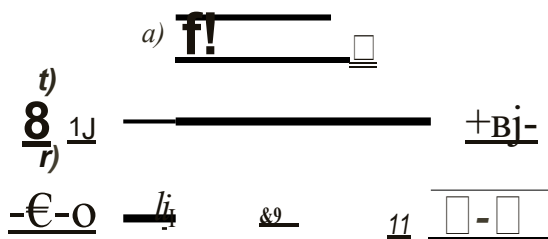


Fig. J.11. TipurHe.- dt' baza ale vrl.iorilor □1
алс:lor

slnll sntl ngrC1gotr1or cnrc f\$1 scJ1fm•
1>□ pozl\ln lor rcIntlv□ fn t/шпу1 fun•
<\01111rl . Propriet□ilr (lc \.H1z□ nlc
:H:c□tnr orl>orl sint rlu|<Jitotra 1111cl1 Ja
f11covolt'ΓC' :;1 rigldltat<'o 111are la
torsl1111C', Γ:lt' &fr1t t1111zotc f11 gcnrcnl
lll 111H\trlc tlc 111ir□ 111<.'C□rtizurc, vl-
l1rol.0111-t', nrort11rri rr11tn1 <lirljnrc
□/ ro11trol <lr la <listo11ta, api.Hntura
tl□ vcrificorc □1t1r111irrc.

Лrborii flexibill contin LJП 111icz (IC
otrl □i cftcvn \$tr:1tt1ri cle sfrm□ **fnfa-**
:,t1rate stri11□. l 11 felt1 accst3 **arborfl**
fkxibl\ prez11Ui orct11-i clicoidalc **dc**
tor -i1111c ch 111111tr trot111-! si **multc**
inccpnt11ri. Strat11rile ol5lt1rate **se**
f11fu□o:irii fn clircctii opt1-C. **Grosf"**
111c::1 sfrJ11ri str□tt1rilor cxtfrioare **este**
111ni 111nr clccit a\c cclor **Interioare,**
:3rborii flexibili 8c fnglol>caza **tntr-o**
:ir11alt1r1 dc 111ctal ы1u c□1щ.□it1c **care**
protejcзh ar1iorelc flexibil etc **dcte"**
riornre, coroclal-c □i pastreaia **pe el**
'Vasclin:3. Arm1Hh1a ni1 sc **rotc□tc** □i
protejc:3za astfel persow.1lul **de ser-**
viciu 11npotrivn prinderii **arborclul.**
rentru c:3lcu1, ar1orii □1 **3xe1e drep-**
tc se considera ca grinzi **dispuce** **pe**
rcaze111c artic11ntc, Ca **reazc1ne** pot
fi 111cn(io11::1tc lagarele dc rostogoli-
rc s:3u de al111ecarc, **Sarcinile** exte-
rioare sint prelua(e dc la **rotl** din-
t:3tc, rop dc \ant, roti dc **cur.ca**, scri-
pc\i, ta111\Juri etc.

D11pa tras,hca cpm1lor 1n omente-
lor dc incovuicre 1n **planurt** le verti-
cu! (J.111) □i orizontal (**M□**), se deter-
1111115 mol11cl1tul rczultant maxim:

$$M1=iM□+M□ \quad (1.31)$$

In caz11 ('Xistc11tei 1n sccliunea pe-
riculoasa a **momentu**l de torsiune
T se calculeaza **valo**rea **momentu-**
lui redus la **incovoier**:

$$M_r=\sqrt{M_{\tau}^2+T^2} \quad (1.32)$$

Dial11etrul arborelui 1n sccliunea
pr.ricl1loasi 1n prima aproximat1e
estc dat **de rel**at1a:

$$d \approx \sqrt{M_r/(0,1|\sigma|)} \quad (1.33)$$

unde **laJ** este tensiunea admisibil1;
sc ia loJ= (0,1...0,15) σ_n unde σ este

rezistența la rupere a materialului arborelui.

Pentru calculul axelor în joc de M , se ia valoarea momentului M , calculul precis al arborilor și axelor conștient în aprecierea duratei de funcționare în funcție de rezistența la oboseală, în același timp se ia în considerare și regimul de încărcare al arborelui, rezistența de rupere la oboseală, coeficienții concentratoarelor de tensiuni și factorul dimensional.

Se efectuează de asemenea și calculul de verificare a arborilor și axelor la rigiditatea de încovoiere. Săzimea maximă de obicei se limitează la valoarea de 0,0003 din distanța dintre reazeme, iar în locul asamblării roților dinate - ce) mult 0,03 din modulul de angrenare.

Lăgărele sunt destinate susținerii arborilor și axelor rotitoare și preluării încărcării ce acționează asupra lor. În afară de acestea și arborii, lașărul pot fi și piese care se rostogolesc în jurul axelor și arborilor, de exemplu role, roți etc., toate acestea.

După modul de frecare lăgărele se împart în lăgăre de alunecare și de rostogolire. Lăgărele de alunecare sunt reazeme ale pieselor rotitoare care lucrează în condiții de alunecare relativă (fig. 1.8.) a suprafeței fuzului pe suprafața lăgărului separată de un strat de ulei. Lăgărele de rostogolire sunt reazeme ale pieselor rotitoare care folosesc elemente de rulare (bile sau role) și care funcționează pe principiul frecării de rostogolire.

După legea lui Coulomb forța de frecare la rostogolire (fig. 1.18. b) este dată de relația:

$$F_r = f_r N / r, \quad (1.34)$$

unde f_r este coeficientul de frecare la rostogolire care are ca dimensiune lungimea și caracterizează deviația componentei normale a reacțiunii N față de axa corpului de rostogolire; r — raza corpului de rostogolire; pentru o roată din oțel care rulează pe

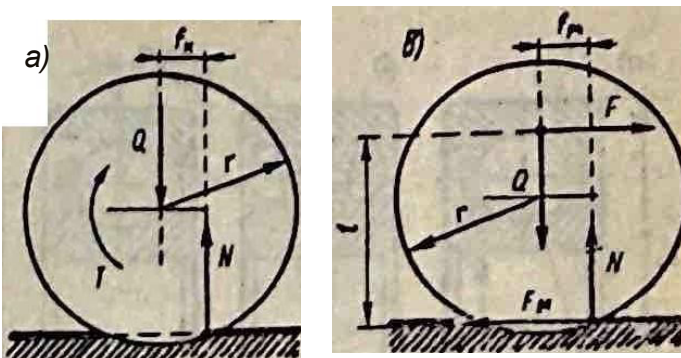


Fig. 1.18. Scheme de acțiune a forțelor de frecare la rostogolire

și în $f_r = 0,005 \text{ cm}$, pentru role sau bile care se rostogolesc pe calea de rulare cunoscută a lăgărului de rostogolire $f_r = 0,0005 \dots 0,001 \text{ cm}$.

Corpul se poate mișca sub acțiunea momentului $T = f_r N$ sau a forței $F = f_r N / l$, unde l este brațul de acțiune a forței (fig. 1.18. b).

Lăgărele de rostogolire sunt principalele tipuri de reazeme ale mașinilor. Ele sunt standardizate pe plan mondial. Din punct de vedere constructiv principalele tipuri de lăgăre de rostogolire (fig. 1.19) se compun din inelul interior 2 cu diametrul d , inelul exterior cu diametrul D , corpurile de rulare 3 (bile sau role),

și 4 care dispun și mențin pe direcție corpurile de rulare. Lăgărele de rostogolire se clasifică după direcția de preluare a încărcăturii (radiale, axiale); după numărul de rînduri ale corpurilor de rostogolire (cu un rînd și cu două rînduri); după capacitatea de a se autoaranja; după forma corpurilor de rostogolire (cu bile și cu role) și după dimensiunile de gabarit.

Lăgărele radiale sunt destinate pentru preluarea forțelor radiale (fig. 1.19. a, b, d, f, g). Cel mai răspîndit dintre acestea este lăgărul cu bile pe un rînd (fig. 1.19. a). Lăgărele radial-axiale (fig. 1.19. c, e) se folosesc la încărcături compuse cu forța radială F_r și forța axială F_a . Capacitatea de a prelua forțe axiale ale acestor lăgăre depinde de unghiul α . Lăgărele axial-radiale (fig. 1.19.

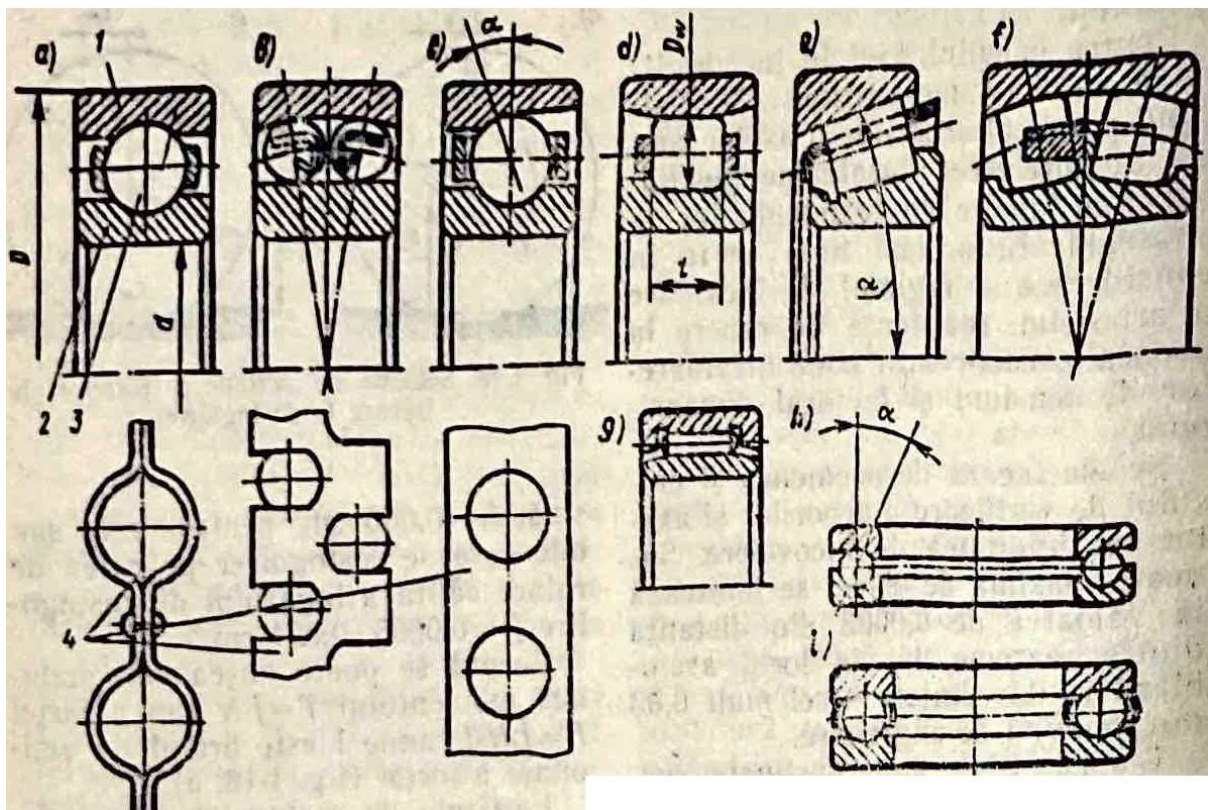


Fig. J.19. Tipurile de hiza ale lăgăturilor de rostogolire

h) sunt destinate pentru arcarea completă a F_{ax} și anume când $F_{ax}/F_{a\theta} \approx 1$. Lagăre axiale (fig. 1.19. i) pretau numai încărcări axiale. Din categoria lagărelor cu aut fixare fac parte lagărele sferice (fig. 1.19. b, f) care permit devierca în orice direcție cu un unghi de $2 \dots 3^\circ$.

După dimensiunile de gărit la diametru, interior dat, lagărele se împart în serii (fig. J.20): 1 - ultra-ușoara, 2 - deosebit de ușoară, 3 - ușoară, 4 - medie, 5 - grea, 6 - medie-lă, 7 - ușoară lă.

Principalele avantaje ale lagărilor de rostogolire comparativ cu lagărele

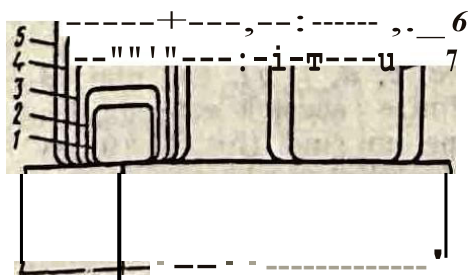


fig. 1.20. Scriile lagărilor:

1 - ultra-ușoară; 2 - deosebit de ușoară; 3 - moară; 4 - medie; 5 - grea; 6 - medie-lă; 7 - moară lă.

de alunecare se referă la: momente mai mici ale forțelor de frecare și o mică degajare de căldură (de $5 \dots 10$ ori); momente de pornire mai mici; cerințe considerabile pentru rădăcină de întreținere; consum mai mic de lubrifianti; consum mai redus de metale aliate și cerințe reduse pentru materialul arborilor și tratamentul lor termic. Dezavantajele lor sunt: gabarite diametrice mari; cost ridicat la producția de serie mică a lagărelor cu marimi omice.

Materialele de bază ale roților și corpurilor de rulare ale lagărelor sunt oțelurile cromate cu conținut mare de carbon, pentru lagărele cu bile H15 și H15SG (conținutul mediu de carbon este de $1 \dots 1,1\%$). Purițate, jnele și a corpurilor de rulare de oțel este HRC 60...66. Rugozitatea admisibilă a suprafețelor corpurilor de rulare și a căii de rulare se stabilește conform clasei 11 de rugozitate. Cauzele principale de ieșire din funcțiune a lagărelor de rostogolire sunt: uzura datorată de obosala suprafețelor de lucru ca rezultat al tranzițiilor alternante; distrugerea irlor și a corpurilor de rulare; uzura lor abrazivă; formarea

urmelor de deformare pe suprafețele rlor $V=1,2$; K_b - coeficientul, de slăbire la rulare ale corpurilor de rostogolire la încărcări statice și dinamice cîrcii exterioare; K_t - coeficientul mari; distrugerea separatorilor corpurilor de rostogolire. • Durata de funcționare a lagarului

Principalele elemente de calcul ale in ore de lucru se calculează la lagarele de rostogolire constau în $L_h = L_{ioe}/60 n$, unde n este frecvența verificarea duratei de funcționare de rotație a lagarului.

De obicei lagarele de rostogolire ale mașinilor de construcții în funcție de construcția lor și de condițiile de funcționare se calculează pentru un termen de lucru de la 500 pînă la 10.000 ore.

Ior de uzura de oboseală.

$$(C/P)a=L, \quad (1.35)$$

unde, pentru lagarele cu bile $a=3$, pentru lagărele cu role $a=3,33$; C - capacitatea de încărcare dinamică - încărcarea radială constantă (pentru lagarele axiale și axial-radiale - încărcarea axială), pe care lagarul o poate menține timp de 10^8 rotații la rolirea inelului interior.

Regimurile de încărcare a lagarelor sunt utilizate cel mai des. La folosirea lor se simplifică montarea arborilor și reglarea jocului.

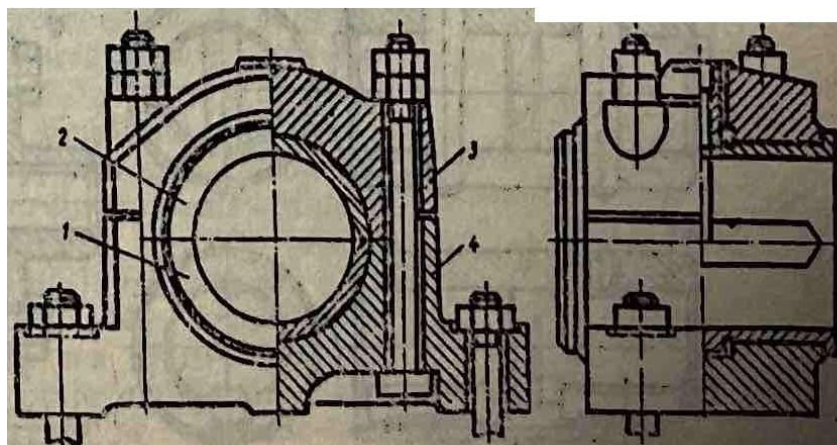
$$P = (XV F_r + Y F_a) K_b K_1, \quad (1.36)$$

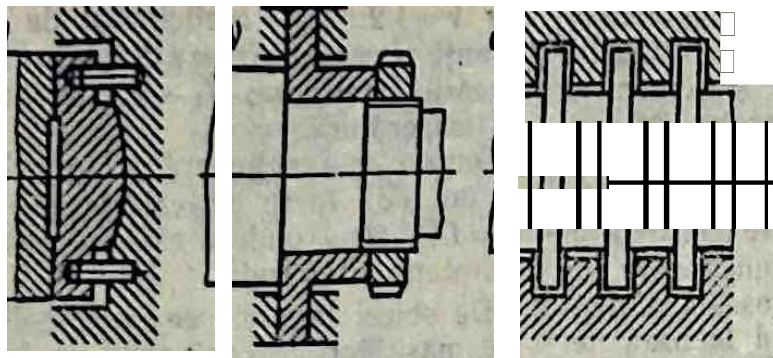
unde F_r și F_a sunt componentele radială și axială ale încărcării, care acționează asupra lagarului; X și Y - coeficienți ce caracterizează influența încărcării, axiale și radiale; V - coeficientul, de rotație; prin rotirea inelului interior față de direcția încărcării $V=1$, prin rotirea inelului, exterior.

1.21. Lagaru de alunecare cu corpul demontabil

Lagarele de alunecare (fig. 1.21) sunt alcătuite din corpul 4, capacul 3 și cuzinetii 2 și 1 pe care se sprijină arborele, precum și dispozitive de gresare. Corpurile lagarelor se execută dintr-o bucată sau demontabile. Corpurile dintr-o bucată, deși sunt mai ușor de executat decît cele demontabile, necesită o montare axială care este dificil de realizat pentru arborii grei. Corpurile demontabile se utilizează cel mai des. La folosirea lor se simplifică montarea arborilor și reglarea jocului.

Pentru preluarea încărcării axiale care acționează asupra arborilor axelor se folosesc lagare axiale (fig. 1.22). Lagărul axial cu un singur inel (fig. 1.22. a) are construcția cea mai simplă. Arborele se sprijină pe inelul lagărului axial cu partea frontală sau printr-un pivot de adaos. Lagarele axiale bifrontale (fig. 1.22. b) se execută de obicei cu flanșă axială de sprijin. La încărcări axiale mari, pentru măririle suprafeței de reazem este posibilă folosirea laga-





1-l'g. J.22. Schemele Js,rJrelor de alunecare a.xiale •

relor axiale in forni de pieptene demontabile pe direcția planului axial (Cigc 1.22. c). Netinând seama de fosele reduse a lagarelor de alunecare pe mai puține dornenii comparativ cu lagarele de rostogolire, totuși se roșiesc destul de mult în acele cazuri, când după cerințele de montaj trebuie să fie demontabile, de exemplu, la arborii cotiți ai motoarelor, compresoarelor și a. m. d.; pentru arborii cu turații mari sau cu direcția foarte precisă; pentru arborii foarte grei; pentru încărcări dinamice mari; când este necesară funcționarea la viteză înalte, medii agresive, când uleiul este murdar.

Elementele de lucru principale ale lagarelor de alunecare sunt cuzineții. **Lucrarea se execută** din materiale de aliaj (fontă, bronz, materiale plastice, nictaloceramă, fontă, grafit). Cuzineții se calculează în condiția de presiune specifică admisibilă p_J :

$$p = \frac{F}{d \cdot l} \leq [p_J] \quad (1.37)$$

unde F este încărcarea pe suport; d și l - diametrul și lungimea cuzine-

tului de lagar; raportul l/d se ia de obicei 0,8...1,2. Valoarea $[p_J]$ de obicei nu depășește 20 MPa.

Lagarele de alunecare importante se calculează la frecare umedă, când corpurile de îmbinare sunt complet despartite de o peliculă de ulei:

Cupajele de acționare sunt destinate transmiterii momentului de torsiune de la un arbore la al-

sau de la arbore la piesele asamblate pe acesta (roți dintate, roți de curea, roți de lanț). Din condițiile tehnologiei de fabricare și montare sau de transport, arborii lungi se fabrică din mai multe elemente. Elementele acestui arbore se unesc prin legături nedecuplabile (fixe) (fig. 1.23). Din acestea fac parte cupajele cu manșon (fig. 1.23. a, b) și cupajele cu disc (fig. 1.23. c). Dimensiunile cușajelor nedecuplabile sunt standardizate după diametrele arborilor. Cele mai utilizate sunt cupajele cu disc. Când în aceste cupaje buloanele sunt montate cu joc, se calculează la strângere din condiția asigurării momentului de frecare necesar între discurile cupajului:

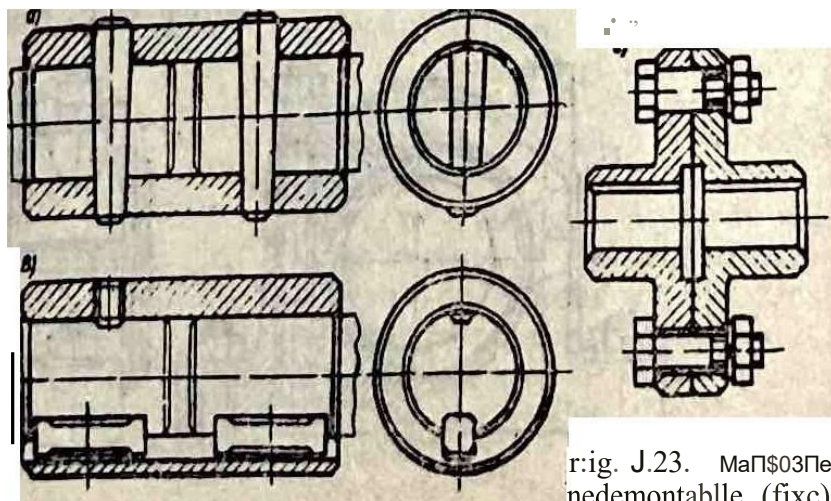


Fig. J.23. Mașini de montare nedecuplabile (fixe)

$$F_{alr} = 2TPf(dmzf), \quad (1.38) \quad , \quad tj$$

unde F_{stre} este forța de stringere a unui bulon; T - momentul; ϕ - coeficient de siguranță, egal cu 1,2...1,5; dm - diametrul mediu al suprafeței de frecare înelare, care se ia egal cu diametrul circumferinței de situare a buloanelor; z - numărul buloanelor; f - coeficientul de frecare, $f = 0,15 \dots 0,2$. Când se montează buloane prelucrate fără joc, momentul de torsiune este receptat de buloane, care lucrează la forfecare.

Forța de forfecare a unui bulon este dată de relația:

$$F_d = 2T / (z d_m), \quad (1.39)$$

Pentru cuplarea arborilor cu axe care nu coincid exact se folosesc cuplaje compensatoare, care compensează deplasările radiale, axiale și unghiulare și combină de marime mică, în fig. 1.24, *a* este prezentat un cuplaj cu dinți, iar în fig. 1.24, *b* - cuplajul compensator cu lant. Pentru compensarea erorii liniare și unghiulare de situare a arborilor asamblați angrenajul are un joc lateral, dintele are forma sferică, coroanele dintate sunt amplasate la o distanță considerabilă una față de alta pe direcție axială.

Cuplajele cu dinți sunt standardizate pentru diametrele arborilor de 40...560 mm și momentul de torsiune pînă la 10^6 N·m.

Cuplajul cu lant (Hg. 1.24. *b*) conține două roți de lant, montate pe arborii asamblați și au un număr egal de dinți, lantul care le înfășoară în carcasa. Aceste cuplaje admit înclinarea arborilor pînă la 1° și deplasări radiale pînă la 1,2 mm. Le este caracteristică simplitatea construcției, montării și demontării. Cuplajele sunt standardizate pentru diametrele arborilor de 18...125 mm și momente de pînă la 6300 N·m.

Pentru asamblarea arborilor cu deplasare reciprocă față de axe se folosesc cuplaje mobile. În construcțiile se folosesc mai

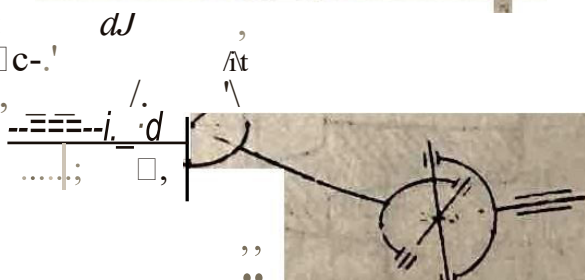
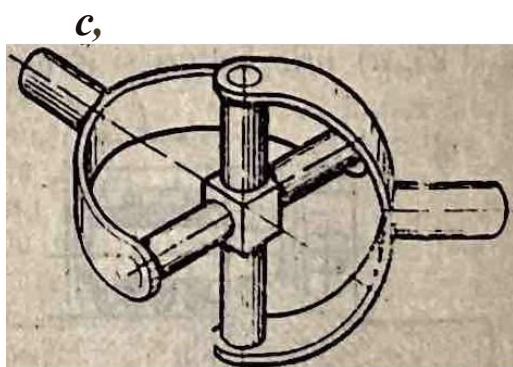
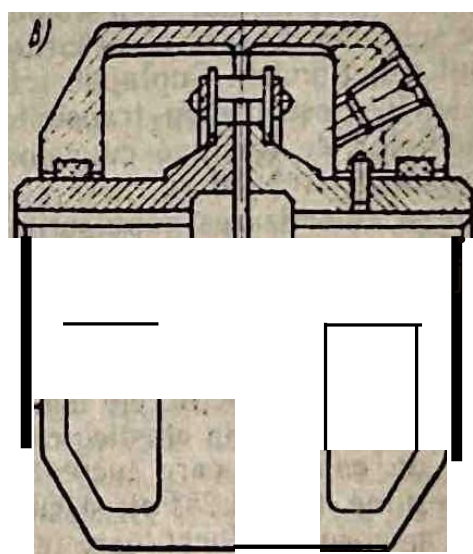
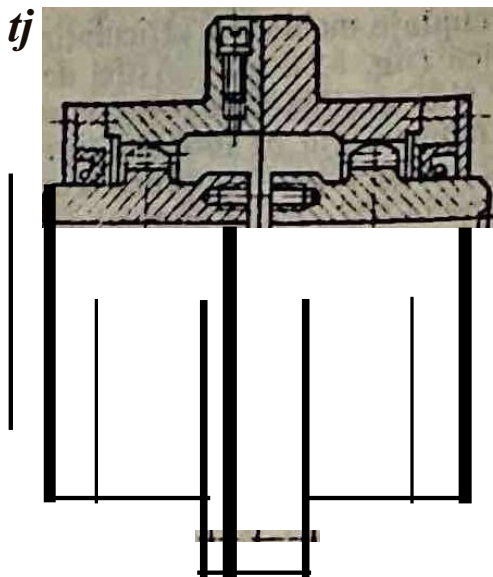


Fig. 1.24, Cuplaje compensatoare, 1 mobil

des cuplaje mobile cu articulație car-
danică (fig. 1.24. c, d). Astfel de cup-

laje sunt destinate pentru transmitere-
rea momentului de torsiune între ar-
borii cu înclinare reciprocă a axelor
de până la $40...45^\circ$, iar unghiul de încli-
nare a axelor poate varia. Rotatia
poate fi transmisă sub unghiuri așă de

mari, deoarece cuplajul are două
articulații cu două axe reciproc per-
pendiculare (fig. 1.24. c). Impere-
chind două cuplaje, se poate dubla
unghiul limită între arborele conduc-
tor și cel condus și se poate trans-
mite încărcarea între arbori paraleli,
într-o deplasare (fig. 1.24. d). Folosind
arborele intermediar telescopic, se
poate schimba deplasarea arborilor în
timpul funcționării. Cuplajele articu-
late se folosesc pentru transmiterea
momentelor de torsiune cu valoarea
≤ la $3 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{m}$.

Pentru amortizarea impulsurilor și
loviturilor și în vederea evitării osci-
lațiilor periculoase se folosesc cupla-
je elastice care îndeplinesc concomi-
tent rolul celor compensatoare. În ma-
șinile de construcții cele mai răspin-
dite sunt cuplaje elastice cu ele-
mente de cauciuc, care lucrează la compresie
(fig. 1.25, a) și cu elemente de cord
cauciucat, care lucrează la torsiune
(fig. 1.25. b).

Momentul se transmite în cuplaj
(fig. 1.25, a) prin boluri și ele-
men-

te elastice de cauciuc în forma de inel,
asamblate pe acestea, sau prin tuburi
gofrate. Aceste cuplaje se produc
pentru arborii cu diametrul de $16...150 \text{ mm}$ și momente până la $15000 \text{ N}\cdot\text{m}$. Cuplajele cu bandaj elastic de
tip toroidal (fig. 1.25. b), sunt
compuse din bandajul elastic de tip
anvelopă, două semicuple și două
inele care fixează cu ajutorul uru-
burilor bandajul pe semicuple. Acest
cuplaj are calități de amortizare bu-
ne, compensează imprecizii mai mari
ale arborilor instalați și garantează
montarea, demontarea și schimbul
unor elemente elastice. Aceste
cuplaje transmit momente de la 20
până la $25000 \text{ N}\cdot\text{m}$.

Ambreiajele cu fricțiune
transmit momentul de torsiune ca re-
zultat al acționării forțelor de freca-
re pe suprafețele de lucru în forma
de disc (fig. 1.26, a, b), con (fig.
1.26, c) sau cilindru (fig. 1.26, d).
Ambreiajele pot funcționa alit în con-
diții uscate, cit și cu ulei. Presiunea
 F_n pe suprafețele de fricțiune este
creată cu ajutorul diverselor meca-
nisme cu pârghie și arc, hidraulice,
pneumatice sau electromagnetice..

În ambreiajul de camera pneu-
matică (fig. 1.26. d) forța de pornire
este realizată de către camera pneu-
matică 2, care se dilată cind este
alimentată cu aer comprimat de la

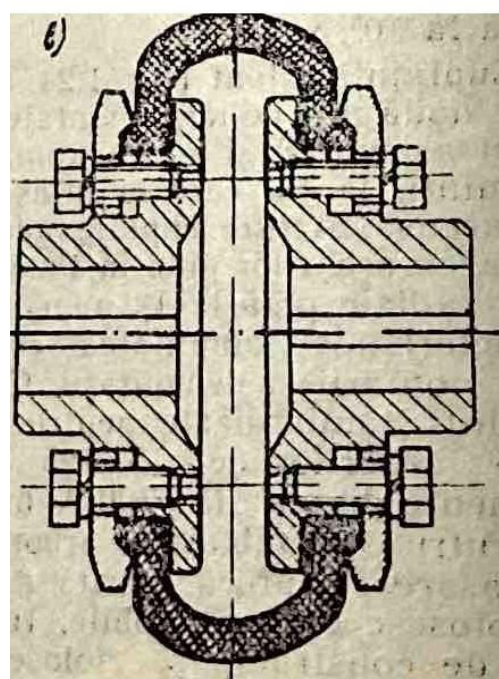
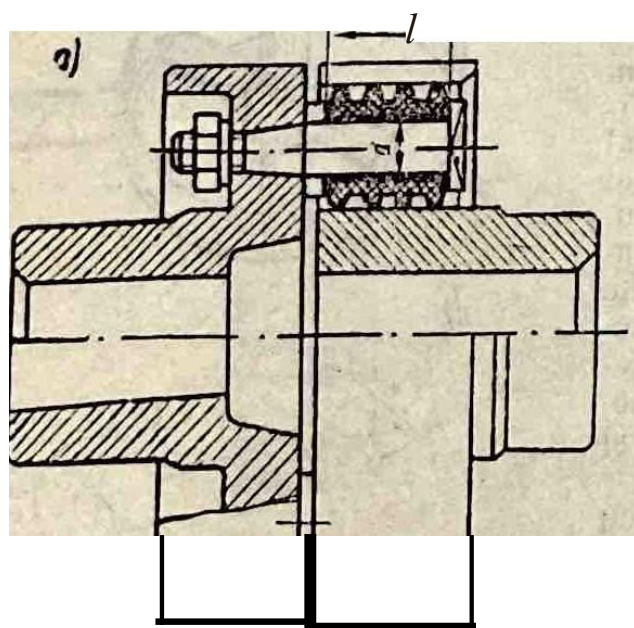


Fig. 1.25

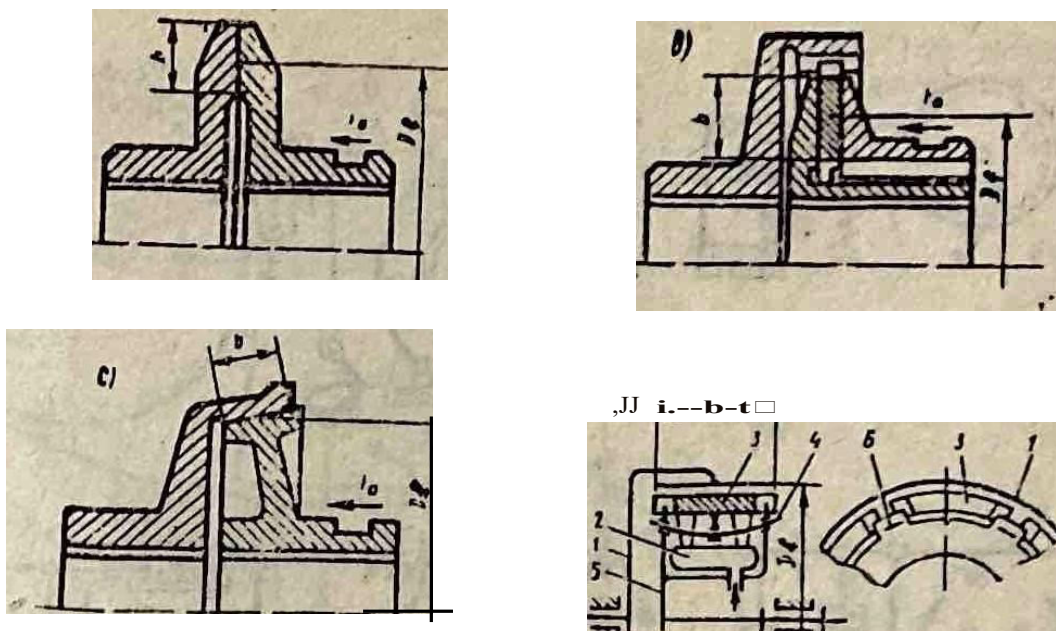


Fig. 1.26. Cuplaje de legatură cu fricțiune

compresor și împing-e sabotul de frinare 3 în interiorul ieșirilor 6 ale elementului conducător 5. Sabotii 3 apăsă pe suprafața cilindrică a elementului condus 1 și îl pun în mișcare prin acționarea forfelor de frecare; Arcurile 4 sunt destinate pentru a readuce sabotii 3 în poziția inițială cînd ambreiajul este decuplat.

Momentul de torsiune, transmis de ambreiajele cu fricțiune, este:

$$T = 0,5 f' \pi f J z / K a \quad (1A0)$$

unde I_n este efortul normal între suprafețele de frecare; f - coeficientul de frecare pe suprafețele de lucru ale ambreiajului; D - diametrul mediu de frecare; z - numărul de plăci de frecare; K - coeficientul de siguranță al aderentelor.

Coeficientul de frecare uscată pentru diferitele cuple de frecare variază: $f = 0,25 \dots 0,4$ pentru masele plastice pe baza de azbest cu oțel sau fontă; $f = 0,35 \dots 0,45$ pentru materialele metaloceramice cu oțelul calit; $f = 0,14 \dots 0,18$ pentru fonta cu fontă ori cu oțel calit; $f = 0,06 \dots 0,08$ pentru oțelul calit cu oțelul calit sau cu fonta la frecare cu gresaj; $f = 0,08 \dots 0,12$ pentru materialele metaloceramice cu oțelul calit cu gresaj.

Frinele servesc pentru reținerea rotirii arborelui, tamburului troliului.

platformei rotative, roților mecanice, mului de deplasare al mașinilor de construcții. Frinele cu bandă (Fig. 1.27, a) și cu saboti (fig. 1.27. b-e) sînt cele mai utilizate; mai rar se folosesc cele cu discuri și con. Frîna se cuplează de obiect cu ajutorul arcurilor sau al greutăților, cînd sistemul de alimentare al echipamentului de forță este deconectat. Frinele se decuplează (sabotii se desfac, banda se deschide) la conectarea sistemului de alimentare al echipamentului de forță. Cînd frinei se efectuează cu ajutorul electromagnetelor 5 (fig. 1.27, a, d, e), al cilindrului hidraulic 14 (fig. 1.27. b, c), al împingătorului central și cu alte dispozitive. Banda 2 (fig. 1.27, a) înfășoară tamburul de frînă 8 prin pîrghiile 3 și 7 ca este asamblată cu balansierul 4 care interacționează cu magnetul 5. Elementele 3, 4 și 7 formează mecanismul cu două balansiere. Elementele 3 și 7 sînt asamblate cu arcul 6. Pîrghia și arcul 1 trag banda de pe tamburul de frînă, cînd frîna se decuplează.

Pe schema 1.27, b sabotii sînt strînși pe tambura 18 și 17 de frînă 8. Acești saboți sînt articulați respectiv cu balansierele 19 și 16, asamblate cu arcul 12 și elementele 11 și 13. Arcul se reglează cu piulița 15.

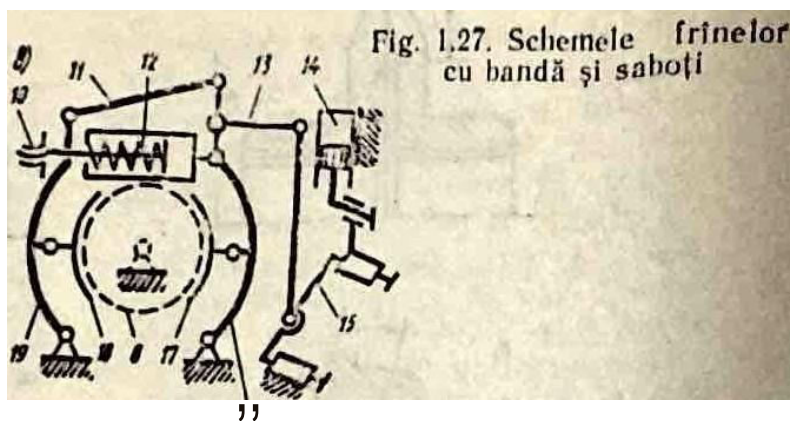
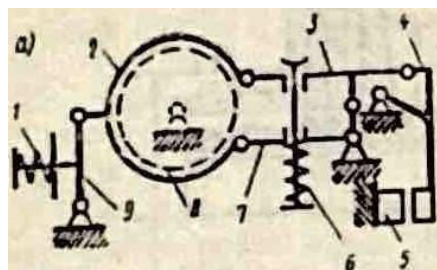
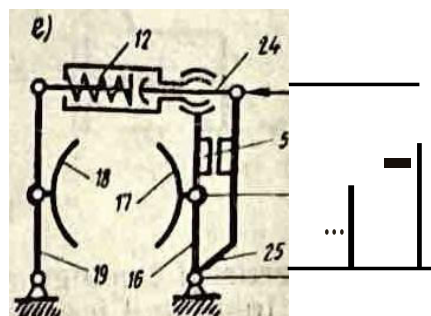
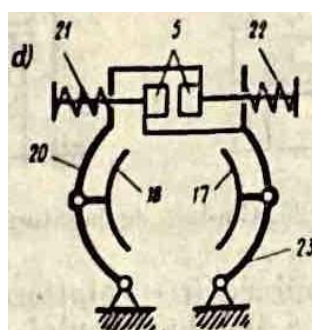
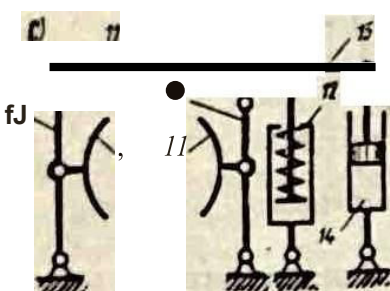


Fig. 1.27. Schemele frinelor cu bandă și saboți



Legatuta articulata a elementelor 18, 19, 17 și 16. precum și a elementelor 19 și 16 cu elementul fix da posibilitate sabotilor 18 și 17 să se așeze automat în funcție de poziția așezării tamburului de frână 8. Prină este comandată de la cilindru hidraulic 14 prin mecanismul 15. Acționând pe pârghia 13, se distanțiază sabotii 18 și 17.

(în comparație cu schema (fig. 1.27, b) arcurile și cilindru hidraulic pe schema (fig. 1.27, c) o altă acțiune. Ele sunt montate între pârghia 15 și elementul fix. Pe schema 1.27, d elementele electromagnetului 5 acționează nemijlocit pe pârghiile 20 și 2a și, presind arcurile 21, 22, distanțiază sabotii 18 și 17.

Pe schema 1.27, e electromagnetul 5 este montat între balansierul 16 și 5. Când electromagnetul se conectează, balansierul 25 este atras spre balansierul 16, acționând asupra impulsorului 24 pe arcul 12 și distanțiază sabotii.

Cuplele de frecare și coeficientul de frecare se fac la calculul frinelor aceleași ca și pentru altele de frecare.

Vom analiza calculul frinei cu sabot pe baza exemplului din schema

1.27, e. Momentul de frinare T este asigurat de forțele de fricțiune ale arcurilor saboți:

$$T = F_n f D / 2, \quad (1.41)$$

unde F_n este forța de presiune nominală pe saboți; F_n se poate determina prin intermediul forței de strângere a arcului S :

$$f = S b / c, \quad (1.42)$$

$$S = T c / (D f b). \quad (1.43)$$

Vom analiza calculul frinei cu bandă pe schema 1.28. Momentul de frinare M , asigurat de frina cu bandă, se determină pornind de la formula lui Euler:

$$T = f D / 2 = (S_1 - S_2) D / 2 = \frac{D m}{2(e^{\mu} - 1)}, \quad (1.44)$$

unde f este forța necesară a arcurilor de comandă (comandate) și fricțiune:

$$S_2 = 2 T / D (e^{\mu} - 1), \quad (1.45)$$

unde e este baza logaritmului natural, μ - unghiul de înfășurare al tamburului de frână cu bandă f - coeficientul de frecare la alunecare.

Forța de gravitație a greutății P pe pârghia de comandă necesară pentru frinare se determină pornind de la

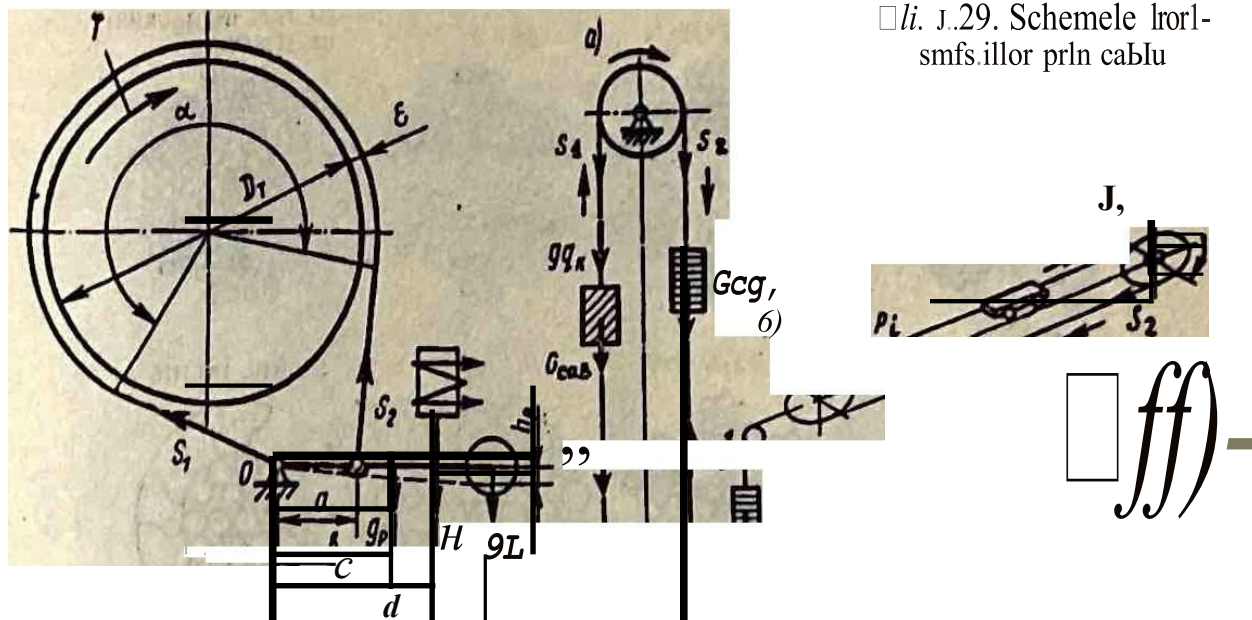


Fig. 1.28. Scheme de calcul a frnel cu banda

echatia momentelor rata de punctul O:

$$g \cdot (S_2 a - g_p b - g_l c) / d. \quad (1.46)$$

: Cursa ptrghiei de comanda in interstlii ul radial dintre banda si tam-
15urul de frina e se determina in felul urmator:

$$h_p = d a / a, \quad (1.47)$$

$$D = n(D_T + 2e) - \tau D - \square = \& a \quad (1.48)$$

Presiunea maxima pe ramura intinsa a benzii:

$$P_{max} = 2S_1 / (bD_T) = 2S_2 e^l / (bD_T), \quad (1.49)$$

unde b este latimea benzii.

Transmisia prin cablu pune in mi care sarcina cu ajutorul rotitot de cablu con,ducatoare sau al tamburilor cu cabluri. Roata de cablu col lducatoare se folose te la mecanismul de actionare a cabinei de ascensor (fig. 1.29, a) si a transportului cu cablu (fig. 1.29, b). Cet mai raspindit mecanism de actionare al transmisiilor prin cablu la ma i-nile de constructi este mecanismul de actionare cu tambur (fig. 1.29. c). Pentru actionarea cu roata cu cablu forta periferica utila de tractiune se

d te mina dupA formula lui Euler (fig. 1.29, a, b):

$$F = S_1 - S_2 = S_1 (e^f - 1), \quad (1.50)$$

unde f este coeficientul de frecare a roii cu cablu.

Elementele principale ale transmisiilor prin cablu sint cablurile din sirma de otel cu o mare flexibilitate (fig. 1.30, a). Cablurile se folosesc la ridicarea si la deplasarea sarcinii, in calitate de cabluri portante cind pe ele se deplaseaza carucioare de transport, pentru agatarea incarcaturilor. Cablurile de otel se fabrica din sirma de otel de inalta rezistenfa, obtinuta prin trefilarea la rece a sirmci. Cablurile se confectioneaza cu cablare simpla, nemijlocit din sirme si cablare dubla, cind sirmele sint impletite in prelabl in toroane, iar toroanele in cablu. Cablurile se executa cu rasucire paraleli (fig. 1.30, b): sirmele in toroane si toroanele in cablu sint rasucite in aceeati directie. Daca acestea se infloarl in directii opuse, atunci ele se numesc cabluri cu cablaj tncrudfat (fig. 1.30, c). Acestea din urma sta mai bine la tractiune (5... 10%). Cablurile pot fi rlsucite la diametru sau cu diametre ferite. Ultimele au un grad de umplere a sectiunii cablului cu metal mai mare

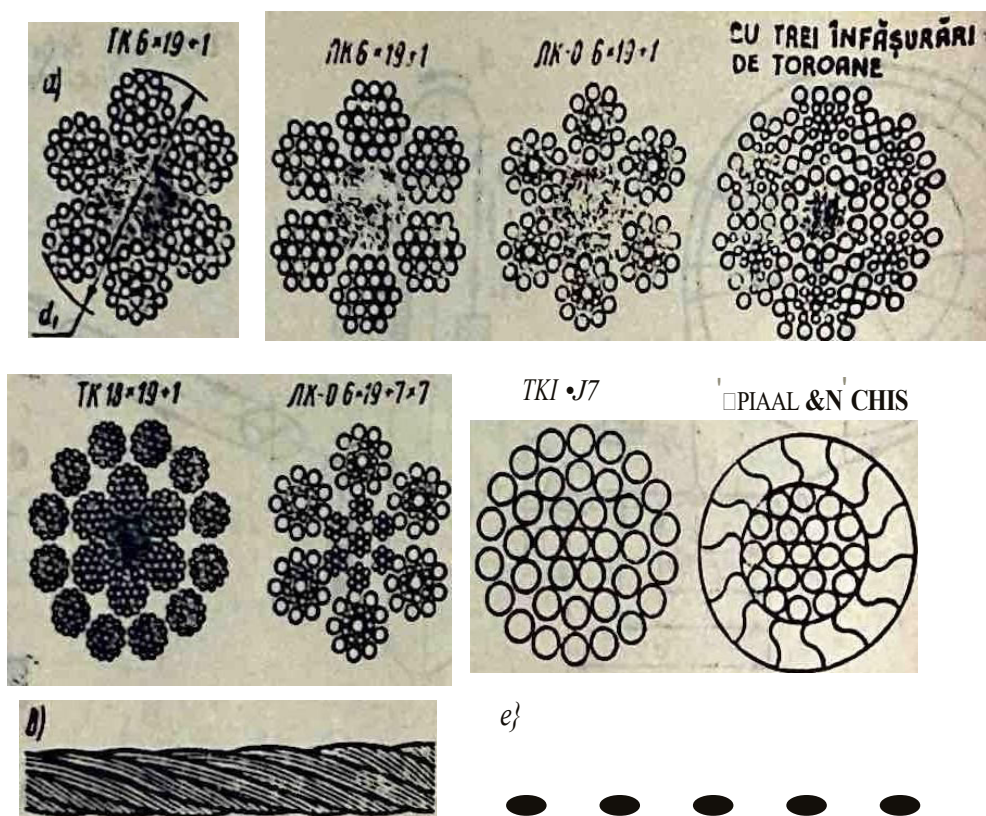


Fig. 1.30. Cabluri de tractiune din oțel

și respectiv o rezistență mai mare. După tipul cablurilor, cablurile se execută cu contacte punctiforme (CP) a sirmelor între straturile toroanelor, cu contactare liniară (CL) a sirmelor în toroane, precum și cu contactare punctiform liniară (CPL). Contactarea liniară, în cazul care la timpul de contactare este. Într-un caz decît la contactarea punctiformă, se obține mai ușor, dacă se folosesc sîrme de diametre diferite.

În centrul cablului se introduce de obicei un miez de fibre organice (cîniș - a. m. d), îmbibate cu un ulei special.

În mecanismele macinătoare de construcții se folosesc cu precădere cabluri cu țese toroane cu răsucire dublă în cruce, cu miez organic cu numărul de sîrme $6 \times 19 = 144$ sau $6 \times 37 = 222$. Se folosesc de asemenea cabluri cu țese toroane și cu un toron central de metal, care au o durabilitate cu aproximativ 15% mai mare decît cele cu țese toroane, la întinderea cablurilor se determină pornind de la căderea în

dere. Sarcina de rupere a cablului

$$R > F n, \quad (1.51)$$

unde F este sarcina teoretică preluată de cablu; n - coeficientul de securitate: pentru macaralele de construcții și trolii, în funcție de regimul de funcționare $n = 5 \dots 6$ respectiv pentru regimul ușor și greu de funcționare; pentru excavatoare $n = 9$.

Durata de funcționare a cablurilor depinde în mare măsură de: raportul dintre diametrul tamburului sau scripetelui pe care se înfășoară cablul și diametrul cablului (D/d); numărul de curburile a cablului pe scripete în timpul de un an; materialul scripetelui și alți factori. În funcție de regimul de încărcare:

$$D/d = 16 \dots 40.$$

Pentru fixarea capetelor libere ale cablurilor de elemente constructive ale macinării se folosesc diferite ocheti și protecție și cîleme (fig. 1.31). Pe fig. 1.31. a este reprezentată fixarea în buclă fasonată închișă cu papă; pe fig. 1.31, b - fixarea în buclă conică cu îndoirea capetelor și umplerea

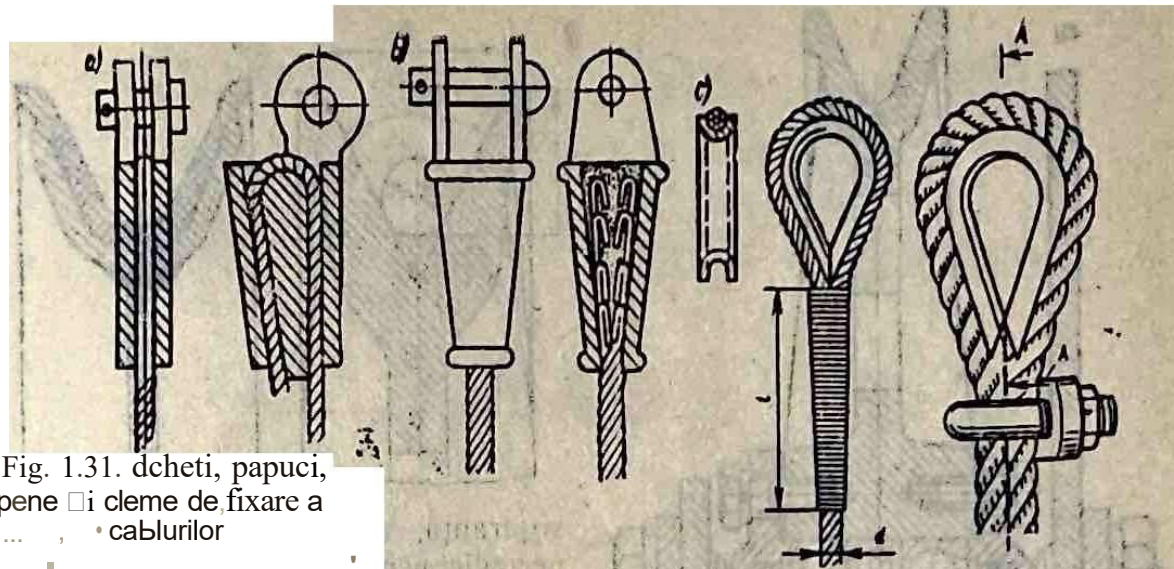


Fig. 1.31. dcheti, papuci,
pene și cleme de fixare a
... cablurilor

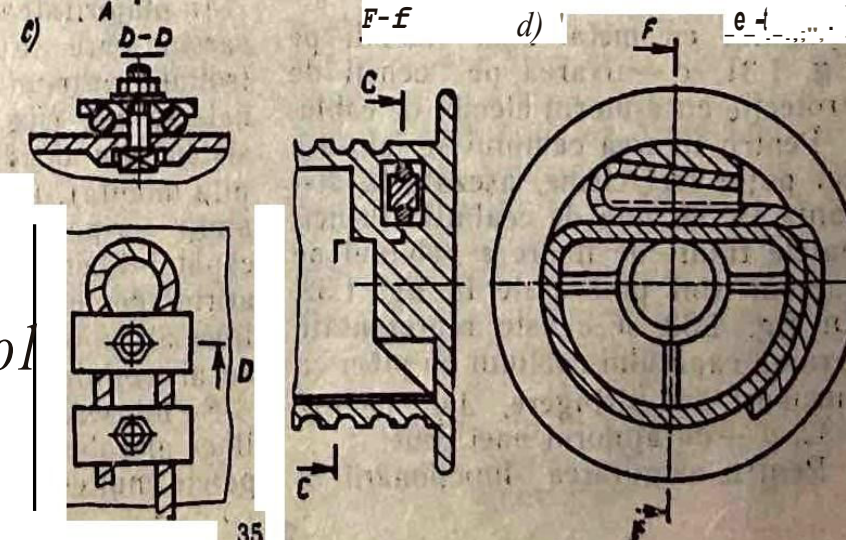
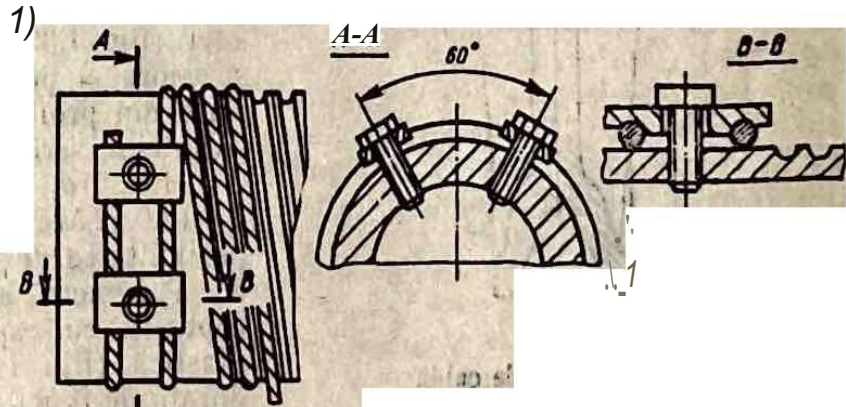
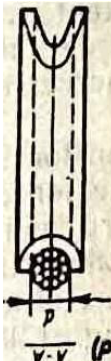
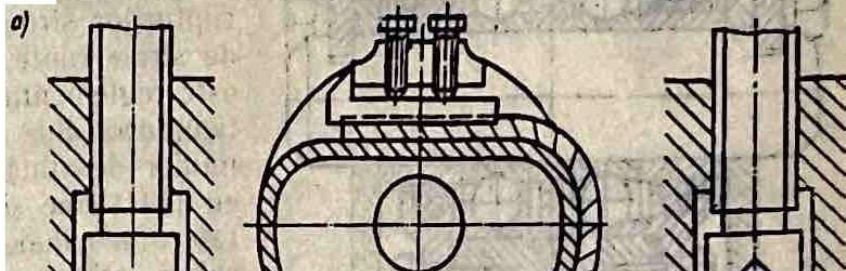


Fig. 1.32. fixarea cablurilor
pe tobe

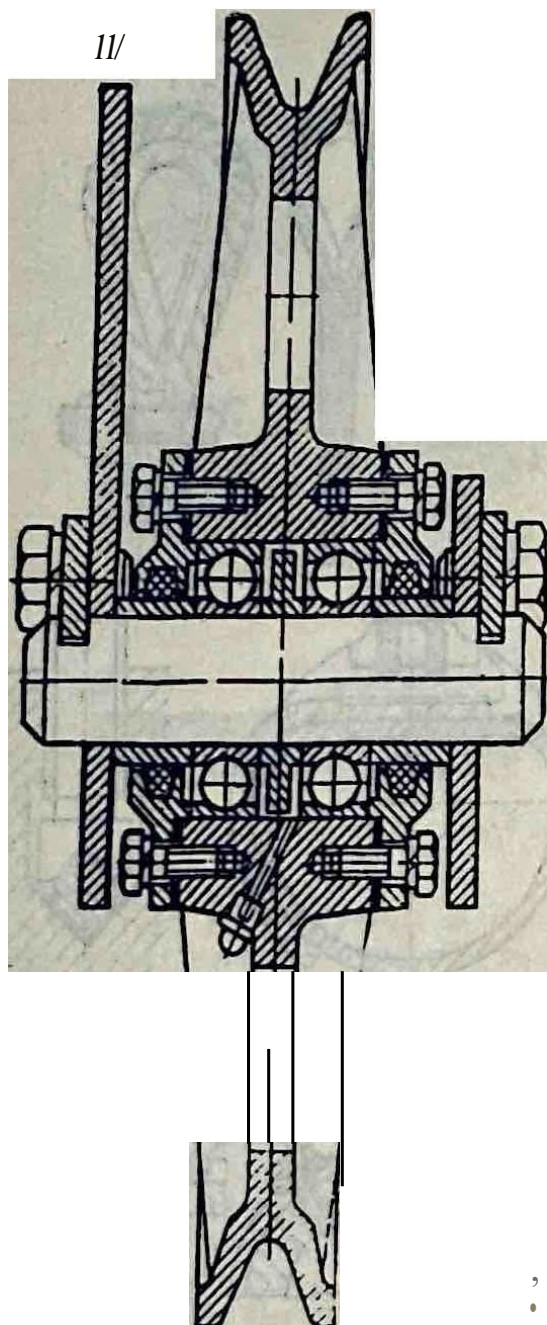


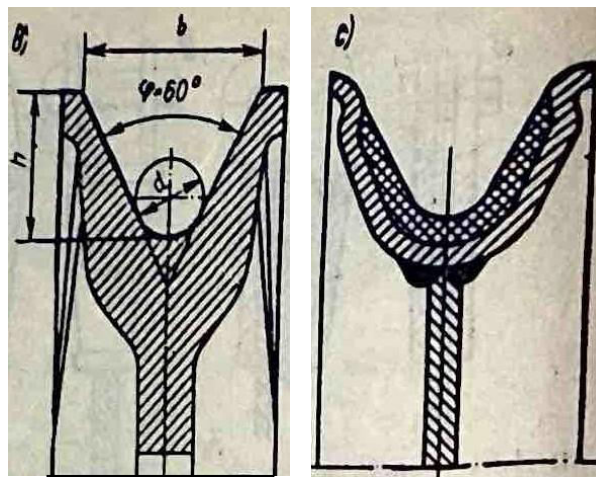
Fig. J.33. Role de cablu

spatiului cu metal uor fuzibil; pe fig. J.31, c- fixarea pe ocheti de

Pentru fixarea cablului se folosesc cel puțin trei clemme, aezate la dis- tanta $l = 5dc$ una de cealaltă. Principiile tipuri de fixare a cablului pe tambur sunt prezentate în fig. 1.32, în fig. 1.32, a...c, este reprezentată fixarea capatului cablului cu plăci c-

uruburi de strigare, iar pe fig. 1.32, d- cu ajutorul unei pene.

Pentru asigurarea funcționării în



siguranță, cablurile se inspectează periodic pentru a constata existența rupturilor sîrmei. Numărul admisibil de sîrme rupte la un pas de cablare este reglementat de normele Gosgortehnadzorului (Inspectoratul tehnic minier de stat). De exemplu, cablul cu 114 sîrme și rezerva de durabilitate 6 sau mai mică, cu răsucire paralelă, rebutează la existența rupturii a 6 sîrme la un pas de cablare, iar la cele cu răsucire încrucișată - la 12 sîrme.

Pentru orientarea cablurilor se folosesc scripeti canelați de fontă sau otel (fig. 1.33, a). Pentru ușurarea acestora ei pot fi fabricați prin sudare din profile cantate. Adîncimea canalului scripetelui (fig. 1.33, b) $h = (1,5 \dots 2)d$, deschiderea canalului $b = (2,0 \dots 5)d$, $\varphi \geq 60^\circ$, ceea ce asigură posibilitatea devierii cablului prin $1 \dots 6^\circ$. Parametri analogi au scripetii captați cu capron sau altă materie plastică (fig. 1.33, c), care măresc durata de funcționare a cablului.

În majoritatea mașinilor de ridicat,

sarcina care se ridică se leagă cu trolul printr-un palan simplu. Palanele simple (fig. 1.34) reprezintă un

sistem din două mufle (una fixă și una mobilă), formate fiecare din mai

multe scripete, pe care se înfașoară capatul liber al cablului. Sarcina se ridică de la tambur mobil, iar capatul liber al cablului se înfașoară pe tamburul trolului de ridicare.

Se folosesc palane la care: capatul liber al cablului coboară de pe scripetul mufei fixe, iar celălalt ca- pat

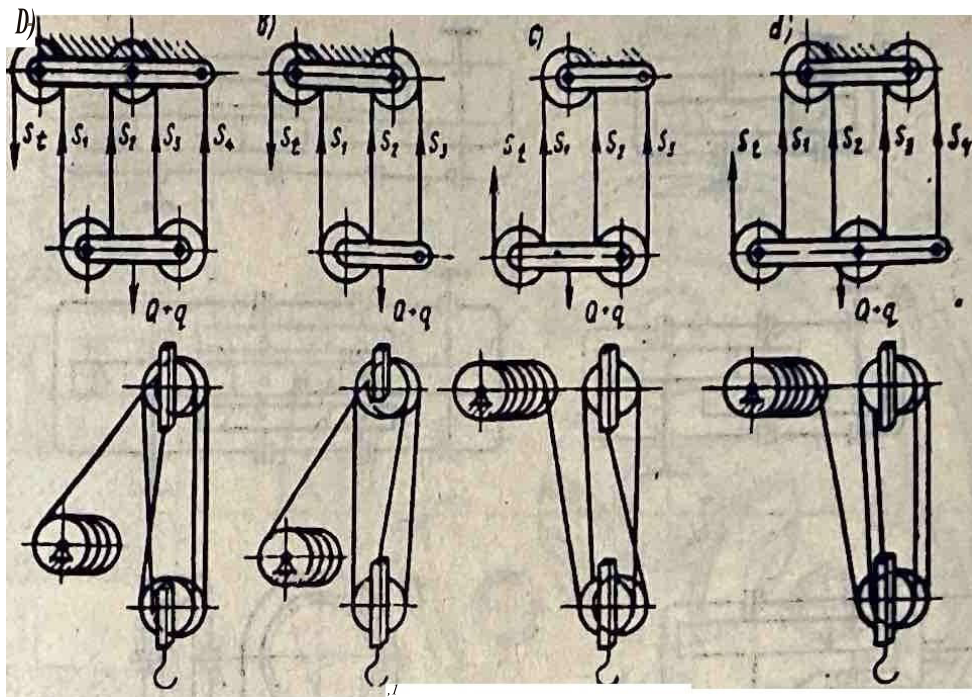


Fig. 1.34. Schemele de alcatuire a palanelor de cablu

este fixat de mufla fixa (fig. 1.34, a); capatul liber al cablului coboara de pe scripetele mufilei fixe, iar celalalt capat este fixat pe mufla mobila (fig. 1.34, b); capatul liber al cablului coboara de pe scripetele mufilei mobile, iar celalalt capat este fixat de mufla fixa (fig. 1.34, c) și capatul liber al cablului coboara de pe scripetele mufilei libere, iar celalalt capat al cablului este fixat de mufla mobila (fig. 1.34, d).

În timpul ridicării sarcinii cu ajutorul palanului tensiunea în ramura cablului, înfășurată pe tambur, este:

$$S_t = (Q+q)/(ip \cdot flp), \quad (1.52)$$

unde Q este forța de greutate a sarcinii; q - forța de greutate a mufilei mobile a palanului; ip - numărul de ramuri (raportul) palanului; flp - randamentul palanului.

$$\eta_{ps} = \frac{1}{1 + \frac{1}{ip} \cdot \frac{1}{11s}}, \quad (1.53)$$

unde η_{ps} este randamentul unui scripet (11s=0,96...0,99); n - numărul scripetilor palanului.

Dacă numărul de scripeti este mai mare de patru,

$$\eta_{ps} = 1 - \frac{1}{11s}, \quad (1.54)$$

Calitățile patanelor sunt micșorarea tensiunii în ramurile cablului prin urmare utilizarea de cabluri: scripeti și tamburi cu diametre mici; neajunsurile - creșterea numărului de scripeti și micșorarea randamentului palanului.

În calitate de ansamble aparte ale transmisiilor mecanice ale mașinilor de construcție se folosesc larg reductoarele, cutiile de viteza, cutiile prizei de putere, reversoarele. Reductoarele cu angrenaj și cu melc sunt mecanisme fabricate sub formă de agregate apartinând la serii de reducere a vitezei ulghuine și mărirea momentului de torsiune.

Pe fig. 1.35 sunt prezentate schemele celor mai răspândite reductoare cilindrice, cu angrenaj conic și cu melc. Pentru rapoarte de transmisie până la $u=8$ JO, în scopul de a evita mirajul baritelor, se folosesc reductoare treapta (fig. 1.35 a). Cele mai răspândite sunt reductoarele cu două trepte cu raportul $u: i=8..50$ (fig. 1.35,

b, c) și reductorul cu melc treapta (fig. 1.35, f). Pentru rapoarte mari de transmisie sunt folosite reductoarele cu trei trepte (fig. 1.35 d, e).

În ultimii ani în construcțiile de construcție se folosesc tot mai larg reductoarele planetare (HW 14), ca-

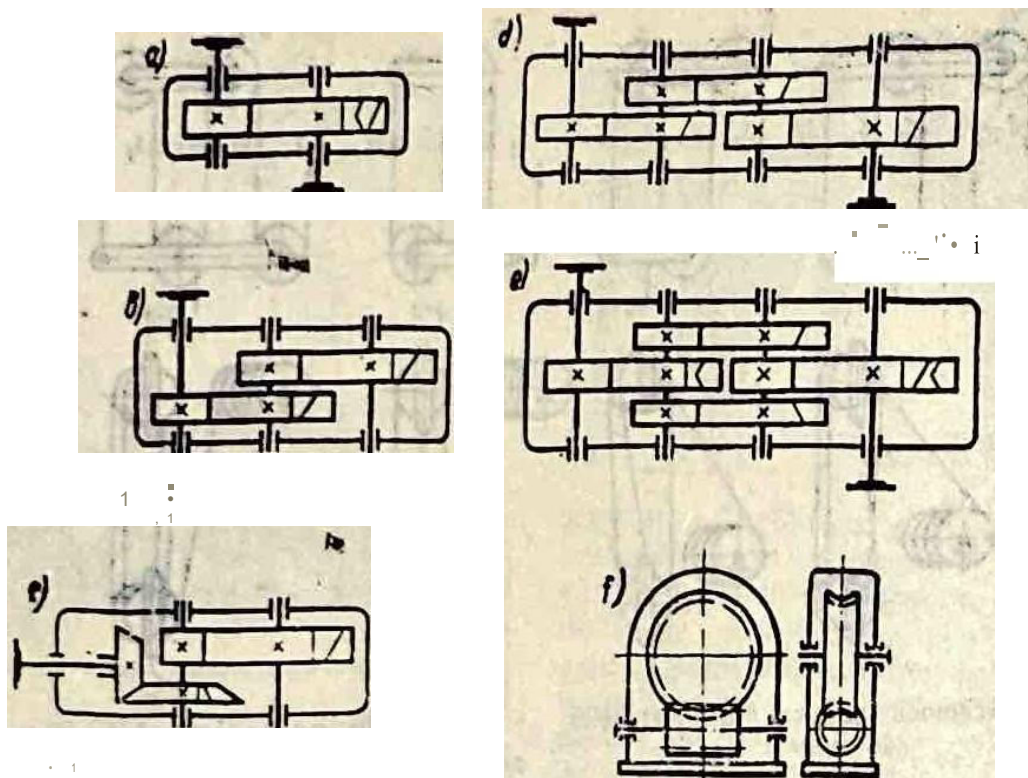


Fig. 1.35. Scheme-de reductoare

re asigura gabarite și mase mai mici, randament mai mare în comparație cu transmisiile obișnuite cu roți dințate.

Construcția transmisiei planetare cu o treaptă, executată în „varianta modulară” (fig. 1.36), poate fi adaptată la diferite tipuri de reductoare planetare. Roata centrală / roțile trei sateleți 4, montați pe lagărele 7, asamblate pe axe 2 ale furcii de tracțiune 3. Sateleții rulează pe roata centrală epiciclică 5. Inelele 6 și 8 servesc ca fixatori pentru lagărele sateleților.

Seria de module planetare (fig. 1.36) propusă de MIPI «V. V. Cuibulșev» formată din șase tipodimensiuni de la $a_{111}=40$ mm până la $a_{aw}=125$ mm, cu momentul de torsiune nominal la ieșire $T=280...14000$ N·m și raportul de transmisie $u:::6,23...8,73$ permite prin diverse îmbinări simple sau duble ale acestora să se asigure cu mecanisme planetare circa 80...85% din nominalul de bază al ramănilor de construcții, cu efect economic mare atât după cantitatea de metal utilizat, cât și în expresie, bineînțeles.

Pe fig. 1.37 este reprezentată „ca exemplu” folosirea transmisiei cu două trepte la derivatele de toniere.

Cutii de viteză, „ca și reductoarele” sunt utilizate larg în calitate de ansambluri aparte ale tracțiunilor mecanice „ale inițierii” de construcții. Cutia de viteză este un mecanism fabricat de regulă într-un corp aparte. Este servită la schimbarea în trepte a raportului de transmisie, care se efectuează prin schimbarea angrenajelor. După numărul elementelor de conținut, care se unesc la fiecare treaptă de schimbare a vitezei elementul de ieșire se folosesc cutii de viteză cu un element, cu două și mai multe, care se cuplază la fiecare treaptă a vitezei.

Pe fig. 1.38 sunt prezentate schemele celor mai simple „cutii” de viteză. Suporturile cu lagăre, convențional, sunt reprezentate. Schemele cutiilor de viteză cu axe staționare și cu un element de comandă (fig. 1.38 a...f) reprezintă o îmbinare paralelă independentă a citorva mecanismelor, numărul căror este egal cu numărul obținut de trepte de schimbare a vitezei. Fiecare din aceste

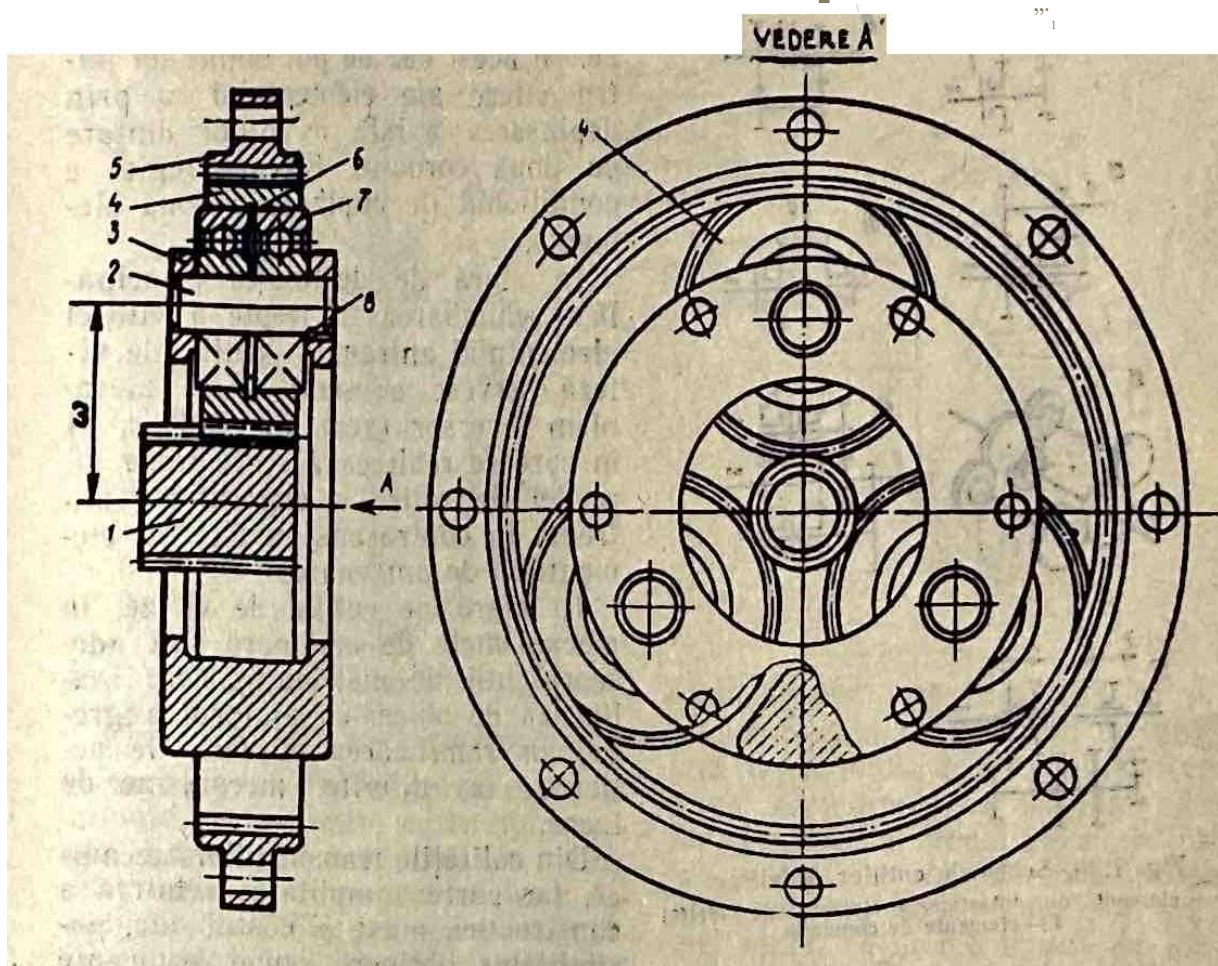


Fig. 1.36. Modulul de transmisie p'planetarii

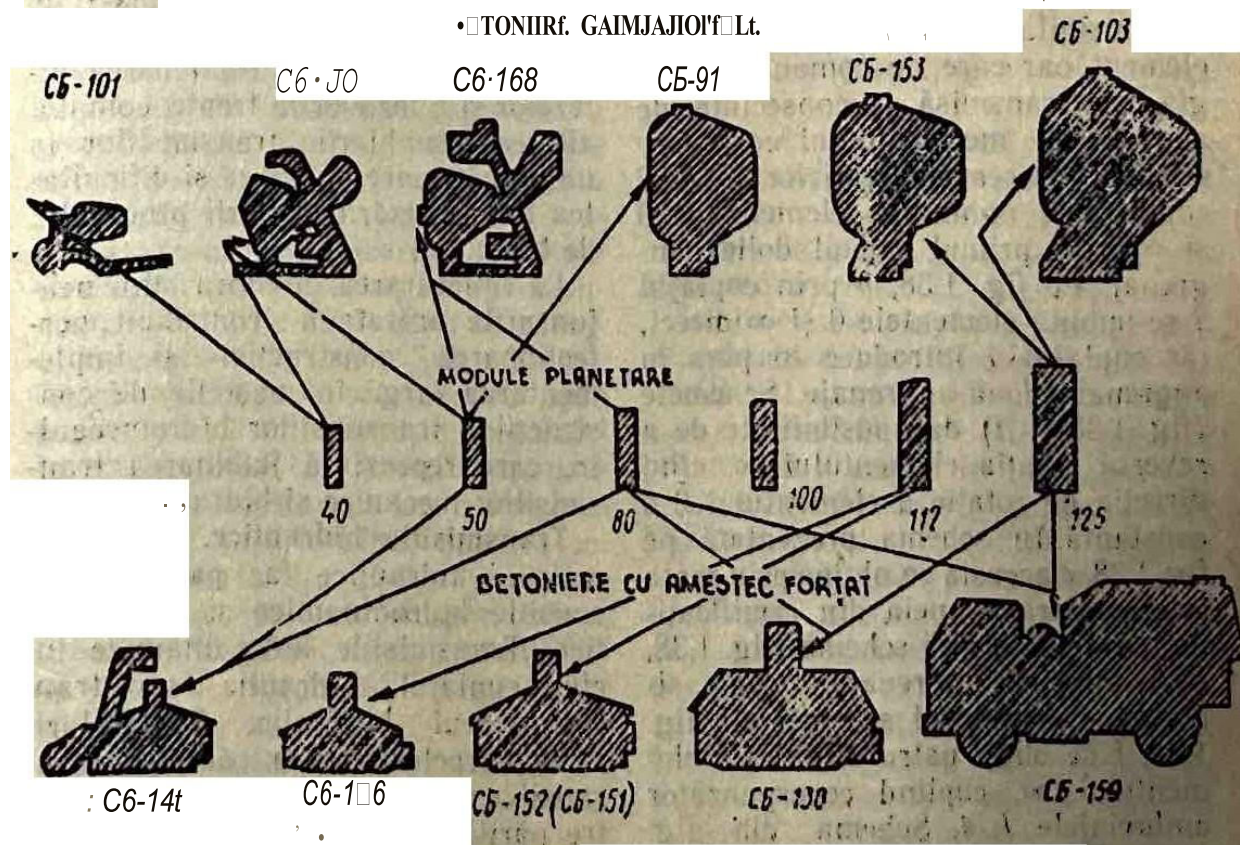


Fig. 1.37. Exemple de folosire a transmisiilor: p'lanțare la betonlief,

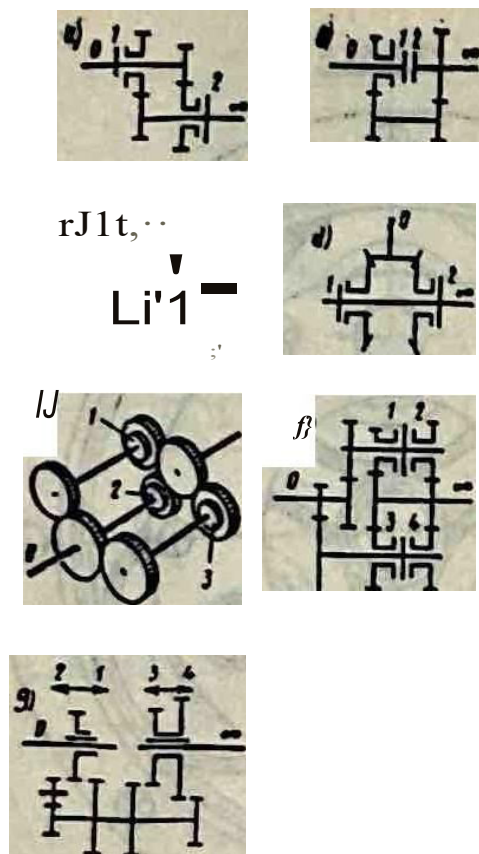


Fig. 1.38. Scherneze cutlior de viteze:
a) elementul de intrare; b) elementul de comandă; c) elementul de ieșire; d) elementul de comandă; e) elementul de ieșire; f) elementul de comandă; g) elementul de ieșire.

mecanismul poate fi cuplat cu ajutorul cuplajului. Cuplarea concomitentă a doua sau mai multe mecanisme este inadmisibilă. În timpul cuplării unui element oarecare de comandă, energia este transmisă, în consecință, de angrenajele mecanismului corespunzător. Cuplarea ambreiajelor / sau 2 conduce la imblnarea elementelor O și oo prin priniul sau al doilea angrenaj. Pe fig. 1.38, b prin cuplajul 2 se imblna elementele O și oo direct, iar cuplajul 1 introduce în plus în angrenare două angrenaje. Schemele (Hg. 1.38 c, d) dau posibilitate de a reversa rotația elementului oo, cînd direcția de rotație a elementului O e constantă. În schema prezentată pe fig. 1.38, c aceasta se obține prin roata intermediară a uneia din ramificările paralele. În altă schemă (fig. 1.38, d) - folosind angrenajul conic simetric. Cu ajutorul schemei din fig. 1.38, f se obțin patru viteze ale elementului oo, cuplînd corespunzător ambreiajele 1..4. Schema din fig. 1.38, g reprezintă o imblnare conse-

cutivă a angrenajelor cu două viteze. În acest caz se pot obține tot patru viteze ale elementului oo prin deplasarea axială a roților din față cu două coroane. Fiecare regim e condiționat de cuplarea a două elemente.

În afara de destinația principală - schimbarea treptată a vitezelor elementului antrenat - cutiile de viteze servesc adeseori și ca mecanisme inversor (vezi. Og. 1.38, c, d) în care se realizează schimbarea direcției de rotație a elementului antrenat în contrasens cu direcția elementului de antrenare.

În afara de cutiile de viteze, în mecanismele de acționare sunt adeseori cuții de distribuție, care realizează de obicei cu ajutorul angrenajelor ramificarea mișcării de acționare la diferite mecanisme de lucru.

Din calitățile transmisiilor mecanice, fac parte: simplitatea relativă a construcției, masa și costul mic, posibilitatea obținerii unei siguranțe suficientă în funcționare pentru majoritatea elementelor. Ca neajunsuri se pot considera pierderile mari de energie în ambreiaje și frine, uzura lor destul de rapidă, schimbarea vitezelor și a forțelor în trepte, complexitatea asamblării transmisiilor la un număr mare de viteze și dificultatea automatizării dirijării procesului de lucru.

La înlăturarea multora din neajunsurile amintite a contribuit perfecționarea construcției și implementarea largă în mașinile de construcție a transmisiilor hidromecanice, care reprezintă îmbinarea transmisiilor mecanice și hidraulice.

Transmisiile hidraulice. Din transmisiile hidraulice fac parte transmisiile hidrodinamice și hidrostatice. Transmisiile hidrodinamice includ cuplajul hidraulic sau transformatorul hidraulic. Particularitatea caracteristică a acestor transmisi este lipsa cuplajului rigid antrenat la transmisie. Mișcarea de

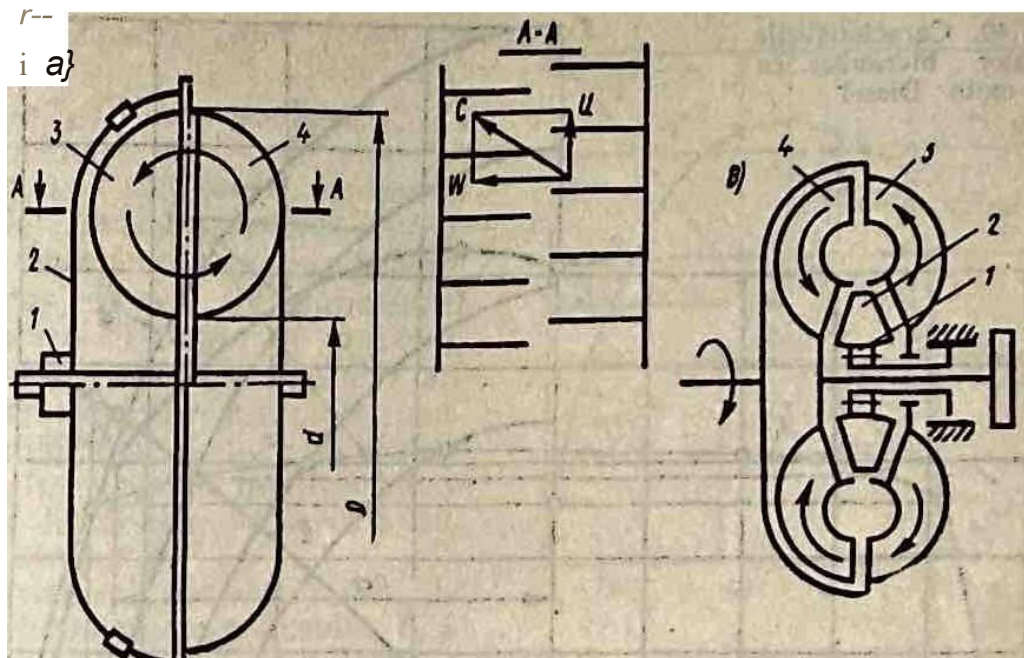


fig. 1.39. Schemele transmisiei hidrodinamice;
a - cuplaj hidraulic; b - hidrotransformator

la partea de antrenare spre partea antrenată se transmite pe contul energiei cinetice a lichidului de lucru, care acționează asupra paletelor roților de tracțiune. De aceea transmisiiile hidraulice servesc ca dispozitive de siguranță la supraincărcările dinamice ale mecanismelor de acționare ale mașinilor.

Cuplajele hidraulice (Hr. 1.39) sunt compuse din numai două roți - de antrenare (de pompare 4)

și antrenată (rotor de turbină 3). Pe arborele cuplajului hidraulic este prevăzută montarea garniturii 1, care garantează ermetizarea corpului 2 și a arborelui. Roata de pompare pune în rotație lichidul, care se găsește în camera de lucru. Sub acțiunea forței centrifuge el este aruncat spre periferia rotii și nimerește pe paleteturbină, exercitând o presiune asupra acestora. Învingerea rezistenței roții-turbina, lichidul cedează o parte din energia sa și se scurge prin cavitatea ei spre centrul cuplajului hidraulic unde trece iarăși pe roata de pompare și ciclul lui de mișcare se repetă.

Viteza relativă se însușește cu viteza mișcării de transferare u a roții de pompare și da în sumă viteză relativă maximă $u_{\max}$ care este egală cu $1,8 \dots 3,0$.

Roata de pompare (fig. 1.39. a). Viteza c este îndreptată sub un unghi față de paleteturbină. Acest unghi se mărește cu creșterea diferenței vitezelor unghiulare ale roților, deci acțiunea de forță a lichidului asupra roților cuplate va fi mai mare, ca și momentul de torsiune pe care îl transmite cuplajului hidraulic.

Momentul de torsiune ($N \cdot m$) al arborelui antrenat este:

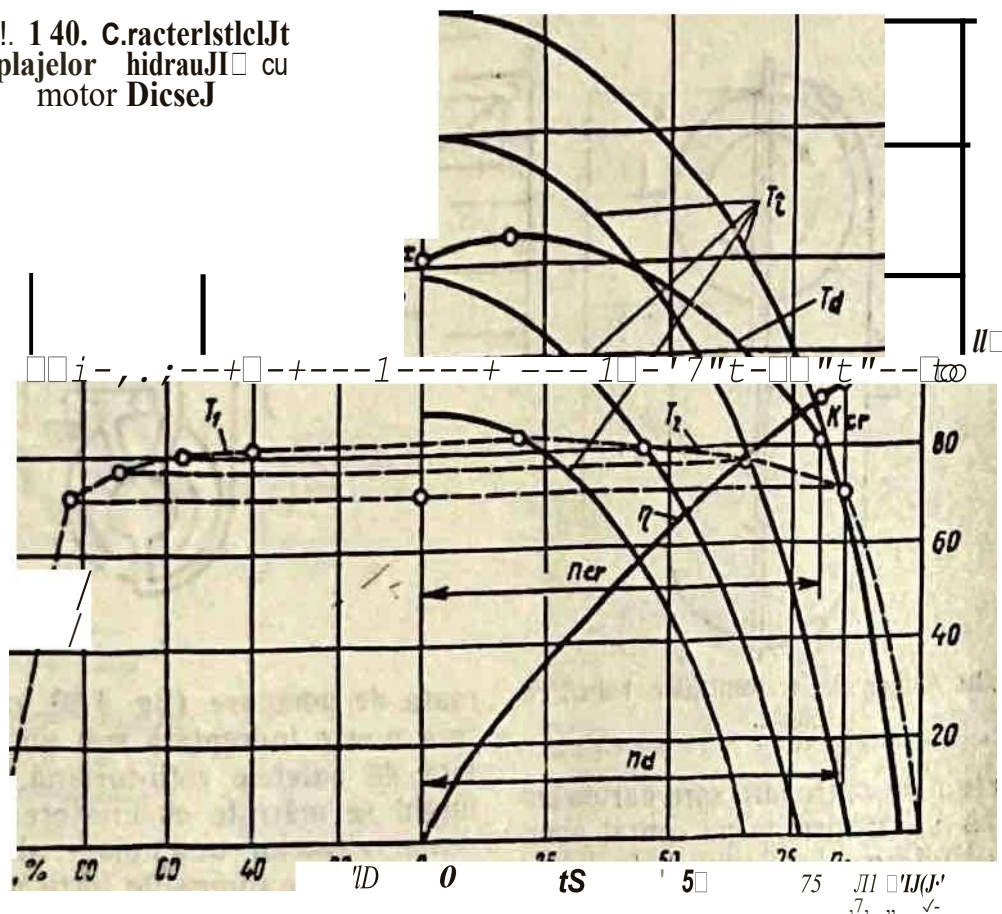
$$T = \lambda \rho D^5 \omega_1^2, \quad (1.55)$$

unde λ este coeficientul de torsiune; ρ - densitatea lichidului, kg/m^3 ; D - diametrul maxim al camerei de lucru, m ; ω_1 - viteza unghiulară a roții de pompare, rad/s .

La cele mai răspândite construcții de cuplaje hidraulice coeficientul nominal al momentului de torsiune $\lambda_{nom} = (2,0 \dots 3,2) \cdot 10^{-3}$. El corespunde alunecării nominale $S_{nom} = (0,1 \dots 0,2)$ și corespunzător randamentului nominal η_{nom} .

$\eta_{0,2/0,1} = 0,96 \dots 0,94$. Pentru protejarea motorului, a mecanismelor antrenate și a echipamentului de lucru de supraincărcările exterioare sunt utilizate cuplajele hidraulice de siguranță în care raportul momentului de torsiune maxim față de cel nominal $T_{\max}/T_{nom}$ corespunde raportului $u_{\max}/u_{nom}$ și este egal cu $1,8 \dots 3,0$.

Fig. 1.40. Caracteristicile cuplajelor hidraulice cu motor Diesel



La utilizarea cuplajelor hidraulice pornirea motorului poate fi executată fără decuplarea transmisiei, deoarece momentul de forșare transmis de cuplajul hidraulic și care depinde de patratul vitezei unghiulare a roții de pompare este la început mic.

În fig. 1.40 sunt prezentate caracteristicile principale ale cuplajelor hidraulice care determină variația momentului de torsiune și a randamentului în funcție de frecvența de rotație. Curbele T_1 și T_2 descriu caracterul schimbării momentului de forșare corespunzător în cuplajele hidraulice închise și deschise la frecvența de rotație constantă a motorului.

Din cuplajele închise fac parte cuplajele la care volumul lichidului de lucru nu se schimbă cu variația presiunii din camera de lucru. În cuplajele deschise reglabile camera de lucru are ieșire în atmosferă sau este legată de organele de alimentare. Valoarea T_K caracterizează randamentul cuplajului. Punctul K corespunde valorii critice a momentului de torsiune la care caracteristica cuplajului

deschis va varia datorită micșorării cantității de lichid în camera de lucru. Valorile T_1 și T_2 sunt respectiv caracteristicile mecanice ale motorului cu ardere internă (ale motorului Diesel) și ale arborelui de antrenare al cuplajului;

În comparație cu cuplajul hidraulic, transformatoarele hidraulice (fig. 1.39. b) au cel puțin trei roți cu palete: de pompare 3, turbină 4 și reactorul 2. În transformatorul obișnuit reactorul este fix, iar rotorul universal este montat pe ambreiajul unilateral. La încărcarea mică reactorul se rotește liber sub acțiunea curentului de lichid și nu preia momentul de torsiune. În acest caz transformatorul funcționează ca și cuplajul hidraulic, unde odată cu micșorarea încărcăturii crește randamentul.

Momentele de torsiune ale roților de pompare T_1 și de turbină T_2 al transformatorului hidraulic se determină ca și la cuplajul hidraulic cu ajutorul coeficienților corespunzători Π_1 și Π_2 :

$$T_1 = \Pi_1 \rho \omega_1^2 D^5$$

(1.56)

$$T_2 = ik): 1p < 0fD^1, \quad (1.57)'$$

unde $k = rfJT1$ este coeficientul de transformare.

În fig. 1.41 sunt prezentate caracteristicile transformatorului hidraulic. La sarcini mari (le arborelui conductor) ($K > 1$) transformatorul funcționează în regim de reductor. micșorând frecvența de rotație a arborelui antrenat în raport cu frecvența de rotație a arborelui conductor. Variația frecvenței de rotație și a momentului de torsionare se execută automat continuu.

Caracteristica mecanică lină la ieșire a hidrotorțofomatului $12 = f(n)$ facilitează utilizarea largă a transmisiilor hidromecanice, folosind hidrotransformatoarele la mașinile pentru lucrări de terasamente, mașini de săpat și transportat și oricare încărcătură. Dacă odată cu creșterea funcționării exterioare la arborele de lucru sau ale propulsorului apare utilă o reducere automată a vitezei de lucru care da posibilitatea de a înăvra mașina cu o mai mare sensibilitate și în același timp o reducere a forțelor dinamice la stopare, care apar la înfrângerea echipamentului de lucru sau a propulsorului de către obstacol.

Transmisia hidrostatică este folosită în principal pentru com-

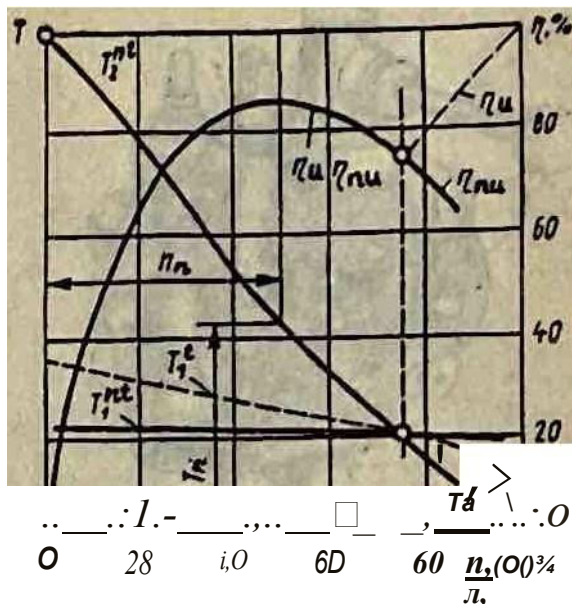
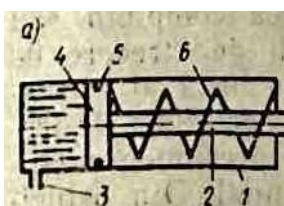


Fig. 1.41. Caracteristicile hidrotransformatorului:

T_1, T_2, T_3 - caracteristicile mecanice ale transformatorului neelipsoidal; T_4 - caracteristica mecanică ale transformatorului elipsoidal universal; r - randamentul hidrotransformatorului neelipsoidal, universal

parativ cu transmisia hidromecanică care se realizează având la bază principiile hidraulice și hidrotransformatoarele. În construcția transmisiilor hidrostactice se includ pompele hidraulice și hidrotorțofomate. Șhidrii hidraulici, aparatura de comandă, dispozitivele de reglare și ajutoare, precum și conductele hidraulice și arc



ilBtfi.

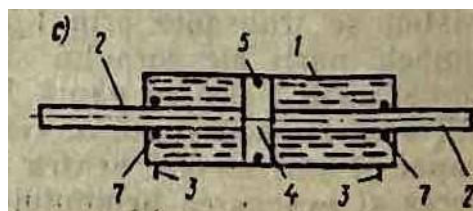


Fig. 1.42. Schenck cilindri lor hidraulici:

1 - corp; 2 - tijă; 3 - but de aliniere; 4 - platon; 5 - mișcător; 6 - nădă; 7 - elanșier

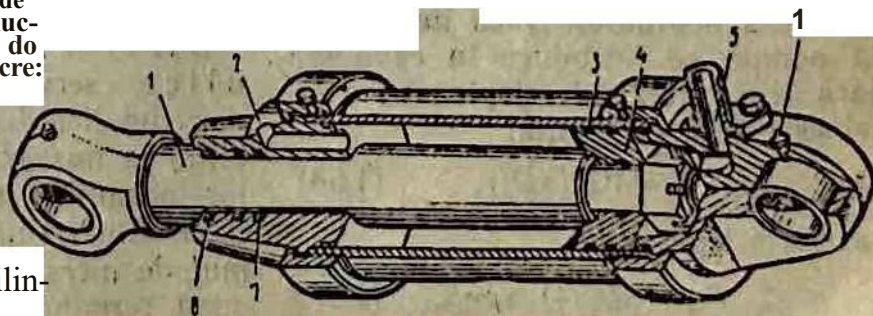


Fig. 1.43. Construcția cilindrului hidraulic

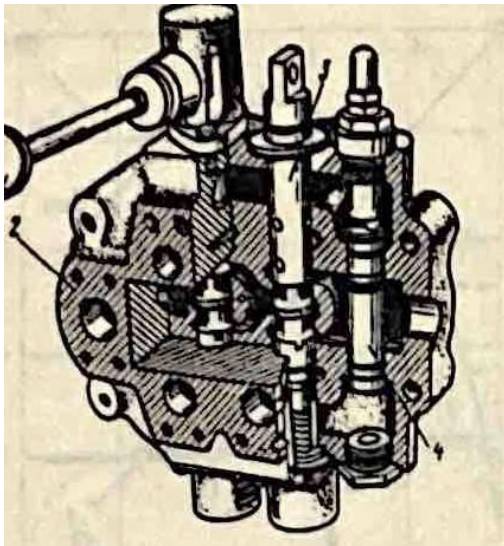


Fig. 1.14. Distribuitor hidro-
utic

lu. creazi la presiune mla (de IPres-
sune) 1 joasa (de scurger de as-
platle, de alimentare suplimentara).
Sc. Jle! ele cilindrilor hidraulici cu
rfect simplu (a) i cu efec dublu
(b), cu o singura tija (c) i dubla
sint prezentate in fi. g. J.42.

Cilindrul hidraulic (fig. J.43) cste
alcatuit dintr-un corp (teava) cu su-
prafata interioara prelucrata atent.
In interiorul levii se deplaseaza
pistonul 4 care are manefe de etan-
sre din caucuc 3, 7 si 8 care impie-
dica scurgerea lichidului din spati-
ile cilindrului separate de piston i
asigura curalirea de impurita(i). For-
ta data de presiunea lichidului pe
piston se transmite prin tija /. De
ambele parti ale corpului sint fixa-
te capace 2 i 6 cu gauri. In capa-
cul 6 se fl.xeaza tu (ul 5. Gaurile fr
capae i stut servesc pentru introdu-
cerea i evacuarea lichidului de luc-
ru.

Viteza de deplasare a tijei cilin-
drului depinde de direc(ia de intro-
ducere a lichidului. Daca lichidul de
la pompa se introduce fn cavitatea
faa tija, viteza de deplasare a ti-
jei este data de relafia:

$$v = 4Q / (\pi D i). \quad (1.58)$$

iar forta tijei va fi:

$$F = (\pi D i / 4) \Delta P \eta_m, \quad (1.59)$$

unde Q este debitul pompei D -
diametrul cilindrului, $\eta_m = 0,97$ - randamen-
tul mecanic.

Cind lichidul patrunde fn cavitata-
tea cu tija a cilindrului hidraulic, vi-
teza de deplasare a pistonului ia
acelasi debit al pompei se marete
conforu relatiei:

$$v_1 = f_1 Q / f_2 \pi (D - d) J \quad (J, 60)$$

Fora tijei va fi:

$$F_t = \pi (D - d) \partial P f_1 \eta_m / 4, \quad (1.61)$$

unde d este diametrul tijei.

Daca lichidul se introduce fn am-
bele cavitati fn aceia timp, piston-
ul se va deplasa fn directia tijei ct. t
viteza

$$v = 4Q / (\pi d f) \quad (1.62)$$

P.enir. uarl. ea. deplasarf i tijei se
folose sc cilindrul hidraulic telescopic,
care tn pozte strinsa au dimens-
unl mici. Cu ajutorul cilindrului hi-
draulic se poat e asigura deplasare
nu numai m m carea de transla-
ie dar i de rotaie. Pentru aceasta
se combla cu mecanisme: angre-
naj c cremaiera! cablu cu scripeti.
lantur!, angrena e icoidal bleJA...
manivela. Aparatura hidraulica de
com,anda asi ra porlirea, **oprirea** i
schimbarea direc(iei patrunderi
lichidului de lucru in circuitul **hidra-
ulic** prin deschiderea completa sau
inchiderea sec(iunii de trecere de
lucru. Paraletri de baza ai **apara-
turti hidraulice** snt scctiunea de tre-
cere convenlionala, presiunea nom-
nala i debitul nominal. Din princ-
pala aparatura hidraulica de coman-
da fac parte distribuitorle **hidra-
ulice**, supapele i ventilele de inch-
dere hidraulice.

**Distribuitorle hidra-
ulice** servesc pentru schimbarea
directiei lichidului de lucru, revers-
ibilitatea lichidului fixarea **motoare-
lor hidraulice intr-o pozie determf-
nata**. Ele comutcaza automat **sfs-
te**.
ul de mrs fn gol (cursa **moarti**)
dupa terminarea cursei de **lucru**.

Distribuitoarele asigură comanda a citorva motoare hidraulice. .

În fig. 1.44 este prezentat distribuitorul hidraulic monobloc. În corpul 2 de fontă este amplasată supapa de siguranță 1, de regulă, câteva pârghii (sertare) 3 din oțel tratat, care pe lângă împiedicarea scurgerii lichidului din cavitatea cu presiune finală în cavitatea cu presiune mică au și rolul de a deplasa cu ajutorul pârghiei 4. Dacă distribuitorul este compus din mai multe secțiuni, atunci el se numește distribuitor sectionabil. În acest caz în fiecare secție este amplasat un sertar.

În distribuitorul hidraulic de obicei se înglobează și hermeticitatea supapelor - de siguranță, de refinare, de alimentare suplimentară, de anticavitare și altele. Distribuitorul are dispozitive de revenire a pârghiilor de comandă la poziția inițială sau fixarea lor într-o poziție dată. Ele se pot comanda manual sau cu ajutorul servodispozitivelor hidraulice sau electrohidraulice, care permit să se simplifice comandarea și să măgoreze forțele de acționare ale pârghiilor de comandă și în același timp să asigure precizia executării operațiilor. Distribuitorul este destinat comenzilor automate, la distanță și prin butoane și este acționat din electromagnet care deplasează sertarul automat, care, la rândul său, cuplează sertarul principal.

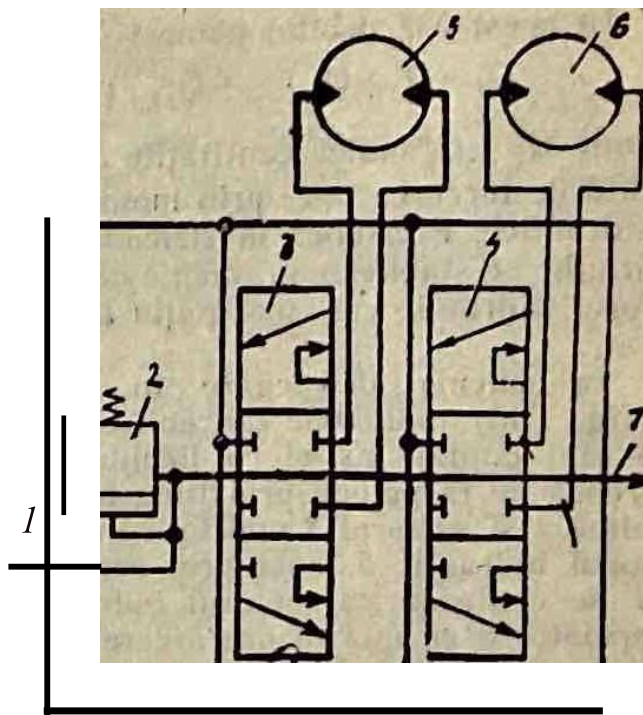


Fig. 1.45. Schema legăturii în serie a motoarelor hidraulice

După schema de descarcare a pompei pentru poziția neutră a sertarelor, distribuitorul se împarte în două tipuri - cu centrul deschis și închis. Distribuitorul cu centrul deschis la poziția neutră a sertarelor permite lichidului să patrundă din cavitatea de pompare prin canalul corpului în cavitatea de scurgere. Distribuitorul este folosit atât pentru schemele hidraulice de legare în paralel, cât și pentru schemele de legare în serie a motoarelor hidraulice. La schema de legare în paralel este posibil ca prin cuplarea unei pompe să se cupleze în același timp câteva motoare hidraulice.

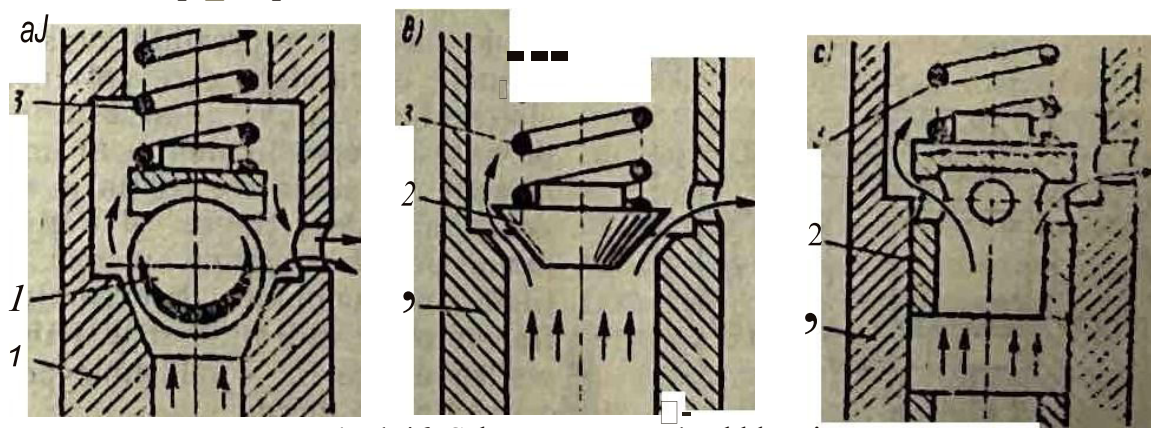


Fig. 1.46. Schemele supapelor hidraulice:

• - cu bilă; □ - conică; 1 - bilă; 2 - conică; 3 - cavitatea cu presiune mică; 4 - cavitatea cu presiune finală; 5 - cavitatea de pompare; 6 - cavitatea de scurgere; 7 - cavitatea de alimentare suplimentară

În acest caz debitul pompei va fi:

$$Q_1 = Q_2 + Q_3 + \dots + Q_n, \quad (1.63)$$

unde $Q_2, \dots, Q_n$ indică cantitățile de lichid de lucru ce trece prin motoarele hidraulice. Presiunea în sistemul hidraulic se stabilește în funcție de motorul hidraulic real mai puțin în încărcat.

În schema de legare în serie (fig. 1.45) motoarele hidraulice 5 și 6 sunt cuplate astfel ca lichidul să treacă de la pompă prin linia hidraulică / și sertarul 3 mai întâi în motorul hidraulic 5, apoi prin sertarul 4 se cuplează cu motorul hidraulic următor 6 și apoi la descarcare prin linia hidraulică 7. Dacă suprafețele de lucru ale motoarelor hidraulice sunt egale la intrarea și ieșirea din motor, atunci

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = \dots = Q_n, \quad (1.64)$$

iar presiunea dezvoltată de pompă este limitată de supapă hidraulică 2 cu precizia pierderilor din liniile hidraulice:

$$P_1 = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \dots + \Delta p_n, \quad (1.65)$$

unde $\Delta p_1, \dots, \Delta p_n$ indică caderile de presiune la motoarele hidraulice.

La o schema individuală se poate cupla numai un motor hidraulic. La cuplarea primului motor hidraulic după mișcarea lichidului în linia de presiune se decuplează toate celelalte sertare. În sistemele rezervoare ale transmisiilor hidraulice se folosesc combinații ale schemelor menționate.

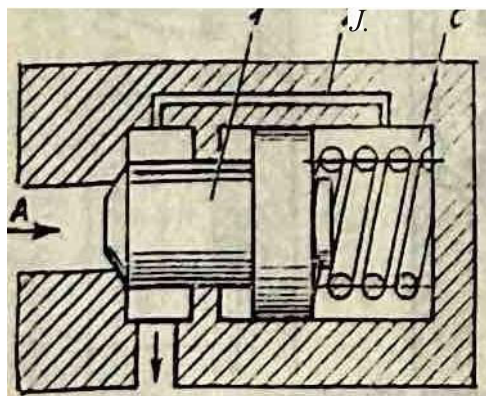


fig. 1.47, Schema supapei de reducere

Supapele hidraulice (fig. 1.46) sunt dirijate dispozitive de închidere: cu bile, conice, cu sertar. Alegerea dispozitivului de închidere depinde de destinația supapei, mărimea debitului lichidului, de trecerea și de presiune.

Supapele hidraulice de reținere asigură deplasarea lichidului de lucru numai într-o direcție. În alta direcție elementul de închidere al supapei este presat pe scaunul supapei de către presiunea lichidului de lucru. Arcul care se află în supapă nu împiedică mișcarea lichidului în sens invers. El are rolul de a asigura corect elementul de închidere în scaun. Supapele hidraulice de refinere sunt utilizate pentru protecția pompei la creșterea bruscă a presiunii care este provocată de încărcarea organului de lucru, precum și pentru formarea direcțiilor de curente ale lichidului de lucru în liniile hidraulice. Ele sunt amplasate în paralel cu filtrele.

Supapa de alimentare suplimentară este un tip de supapă de reținere și se amplasează în ramura de alimentare a motorului

hidraulic sau în distribuitorul hidraulic. Ea asigură umplerea ramurei hidraulice cu lichid de lucru pentru a evita cavitarea. Alimentarea suplimentară a motorului hidraulic se efectuează sub acțiunea forțelor de inerție sau a forțelor externe din linia hidraulică de scurgere sub o presiune de 0,05...0,5 MPa.

Ventilele de închidere hidraulice reprezintă supape de reținere comandate care pot închide sistemul, iar în caz de necesitate pot permite trecerea lichidului în ambele direcții. De aceea ele conțin în afară de supapă de reținere și o tijă cu piston pentru comanda supapei. Ventilele sunt asamblate, de exemplu, între motorul hidraulic și distribuitor pentru a fixa în mod sigur poziția organului de lucru.

Aparatura hidraulică de reglare este destinată schimbării

rii debitului sau a presiunii. În categoria aparatelor de reglare pot fi menționate: supape hidraulice de P, Jiesiune (de siguranță) și de reducere, drosel și regulatoarele de curent pentru lichidul de lucru.

Supapele hidraulice de siguranță servesc pentru limitarea presiunii recepționate de motorul hidraulic dintr-o încărcare exterioră. În acest caz ele lasă să treacă lichidul de lucru din linia de presiune în cea de descărcare.

Supapele de reducere (fig. 1.47) sunt utilizate pentru a menține presiunea joasă în sectoare separate ale sistemului hidraulic. Cavitățile A este unită cu conducta de presiune. Presiunea în cavitatea A, învingând forța arcului și forța de presare a cavității C, deschide supapa. În acest caz lichidul din cavitatea cu presiune înaltă trece în cavitatea cu presiune joasă până când presiunea în conductă cu presiune joasă nu se ridică până la o valoare determinată. După aceea presiunea lichidului prin canalul 2 se va transmite cavității C. Sub acțiunea presiunii din cavitatea C sertarul se va deplasa și va închide accesul lichidului din linia cu presiune înaltă.

Droselurile hidraulice cu rezistență hidraulică constantă sau reglabilă servesc la reglarea debitului lichidului în liniile hidraulice. În fig. 1.48 se prezintă droselul reglabil cu supapă de reținere. El este dotat cu limitări și curgerii, de lichid într-o direcție și permiterii curgerii libere a curentului în altă direcție. În afara de elementele menționate, transmisia hidraulică, hidrostatică conține aparatură de condiționare a lichidului de lucru, rezervoare hidraulice, acumulatori hidraulici și linii hidraulice.

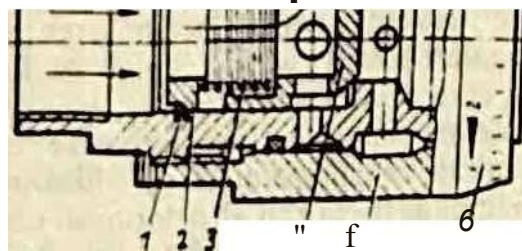
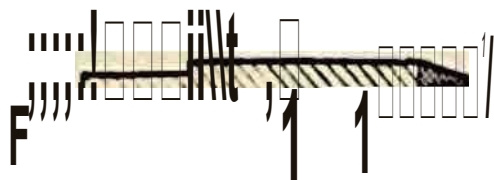
Rezervoarele hidraulice sunt vase pentru pastrarea, decantarea și răcirea lichidului de lucru care circula în transmisia hidraulică. Rezervorul comunică cu mediul ex-

terior prin gura de aerisire, care este un filtru de aer.

Acumulatorii hidraulici sunt rezervoare hidraulice care servesc pentru acumularea și eliberarea energiei lichidului de lucru care se află sub presiune. În acumulator presiunea se formează ca rezultat al comprimării și dilatării gazului de lucru sau al deformării elastice a arcului. Acumulatorii acumulează energia în perioada încărcării parțiale în timpul așteptării și restituie în perioada descărcării întregă a motoarelor hidraulice. Ele sunt utilizate de asemenea pentru reducerea pulsațiilor presiunii în liniile hidraulice, pentru completarea pierderilor de lichid etc.

Aparatele de condiționare sunt utilizate pentru menținerea la limite determinate a purității și temperaturii lichidului de lucru. Din această categorie fac parte, curățătoarele (filtrele și separatorii). scambiatoarele de căldură și radiatoare etc. După calitatea de filtrare determinată, de mărimea și cantitatea particulelor solide care au trecut prin filtru, aparatele de condiționare se împart în filtre de curățare grosieră (lasă să treacă particulele de până la 0,1 mm), de curățare normală (lasă să treacă particulele de până la 0,01 mm), de curățare fină (lasă să treacă particulele de până la 0,005 mm) și de curățare deosebit de fină (lasă să treacă particulele de până la 0,001 mm). La construcții în loc de filtre de schimb se folosesc filtre din sită și din hime. Pentru îmbunătățirea filtrării lichidului de lucru în locul filtrelor au început să se folosească centrifuge speciale. După cum s-a dovedit practic, punerea în funcțiune a elementelor acționării hidraulice.

Liniile hidraulice se compun din țevi prin care lichidul trece de la pompi la aparatele de distribuție și hidromotoare. Liniile rigide



Fiig. 1.48. Drosul hidraulic reglabil cu supapi de retinere:

J - elintire: 1 - laltre; 2 - lre; 4 - element dltneblere; J - corp rollor: 1 - lnel tu acar; 7 - corp 111

sint con.fcc(ionafe din tevi de o(el alime11teazii un motor hldraulic sau trase. Organele mobile cu elementt!le un grup de motoare hidraulice. In acionirii hidraulice asambleate pe acest caz simultaneitatea ml'oirf cile se unesc cu tuburi flexibile de motoarelor hidraulice alimentate de presiune maHa. In vederea evitarii diferite potpe nu provoaca dffieul pierderilor de lichid si pentru protec-ta(i. Pentru utilizarea mai completia impotriva murdaririi(si tn tl.mpul si rational! a puterii utilajului hf. decuplirii conducte) or se folosesc Jm-draulic al maqihii se folosesc diferite blniri cu inchidere automata cu doua reglatoare si s/steme care dau po supape cu bile.

Liclidul de lucru trebuie si fnde a lichidului, care vln de Ja pompe. plincasca anumite condi(ii. El trebuie si de a lc il ldrop ta spre mful d'ln mo sJ fie un material cu propriitili de toarele hidraulice. lubreficare buna. sa nu provoace coro Sprexmplificare sa examiam o zJunea metalului cLa care intrA In con- scllemi tiple! de ac(ionare f1idraulic4 tact, sa aiba proprieti care sa nu volumica cu doua linii de otlrgere. a se modifice la variiu temperaturil. lchlduluf Ja excavatorJI pe pneuff ,1 in timpJI exploatatril. Afara de universal cu o ctpa (fig. 1.49). Prn'n accasta, liclidul nu trebuie sa forme cipalcle mecanisme sfnt acionate de ze spum si sa contina substante la pompa axiali 1 ctt piston cu doui cart: sc depun, trebuie si aiba slgu sectioni cu deblt reglabl automat ranla impotriva incendiilor si s4 nu Curgerea lichidului de lucru dfn sec He toxic. Cel mtf bine corespund acc tilie A si B ale pompei 1 alimentea stor condi(ii ulciurile fabricate din z8 corespunzator Blocurile de dfs-trl fracfiuni de petrol cu temperaturA buitoare 6 si 18 cu secffi cu desclea Joas4 de rlcirc, cu adaosuri corespun-rc prin scurgre a ponlpei ,1 alfmen- zitoare: de Jn groare. antioxicare, tare paralela a metoarc)or IIdraulfJ. antispuma.etc, contra uzurii, antico ce, cu exccp tfa sccflei de lucru 3D7 rozve.

La maJ(nile de con,structif care (lile 3D4 3D5, 3D6 prin utilizare a Jucre.azi Jo temper,aturaacruJui de secJlel Intermedlare 1(01. Dacl toa 318...228 K ,sc folosesc mai alcs Ji. tc scrtarele Blocului 6 se glscsc In c:Jlde de Jucru speciale: MG-30 (TU pozl(fa ncutra(cu 111 cste prezent 38-1-01-50) -.pcntru sezonul de varl tn fig. 1.4-9), Jctul sccti,cl A a pom In raioanc cu clrnA temperati pel se uneffe cu Jetuf sectief B si de raloanele de sud; VMOZ (TU 38- bl.ocul 18 se alimentcaza complet de la dl.apozltivul de pompe. La cuplar 11)1479-74). - pentru toate anotlmpu Orictul sctar al Blocului 6 JeturJ le

rflc tn raioanete nortlului extrem ,1 pentru sezonul de iarna tn raioane cu clima temperata.

Schema actfonirilor IIdraulice vo lumice depinde de tipul maqinlf de constructii, de caracterul operafHJor indeplinite de aceasta si de parame- trii ei tehnico-economice. Acfionarea IIdraulica poate fi realizat fn aqa fel incit sa se poata fndcpJini si, nul- tan doua sau mai multe acJionirf ale motoarelor hidraulice. In acest scop motoarele IIdraulice se conecteaz4 fn paralel sau in serie. Insa cile mal perfectionate sint sistemele cu maf multe pompe, in care ffecare rompi

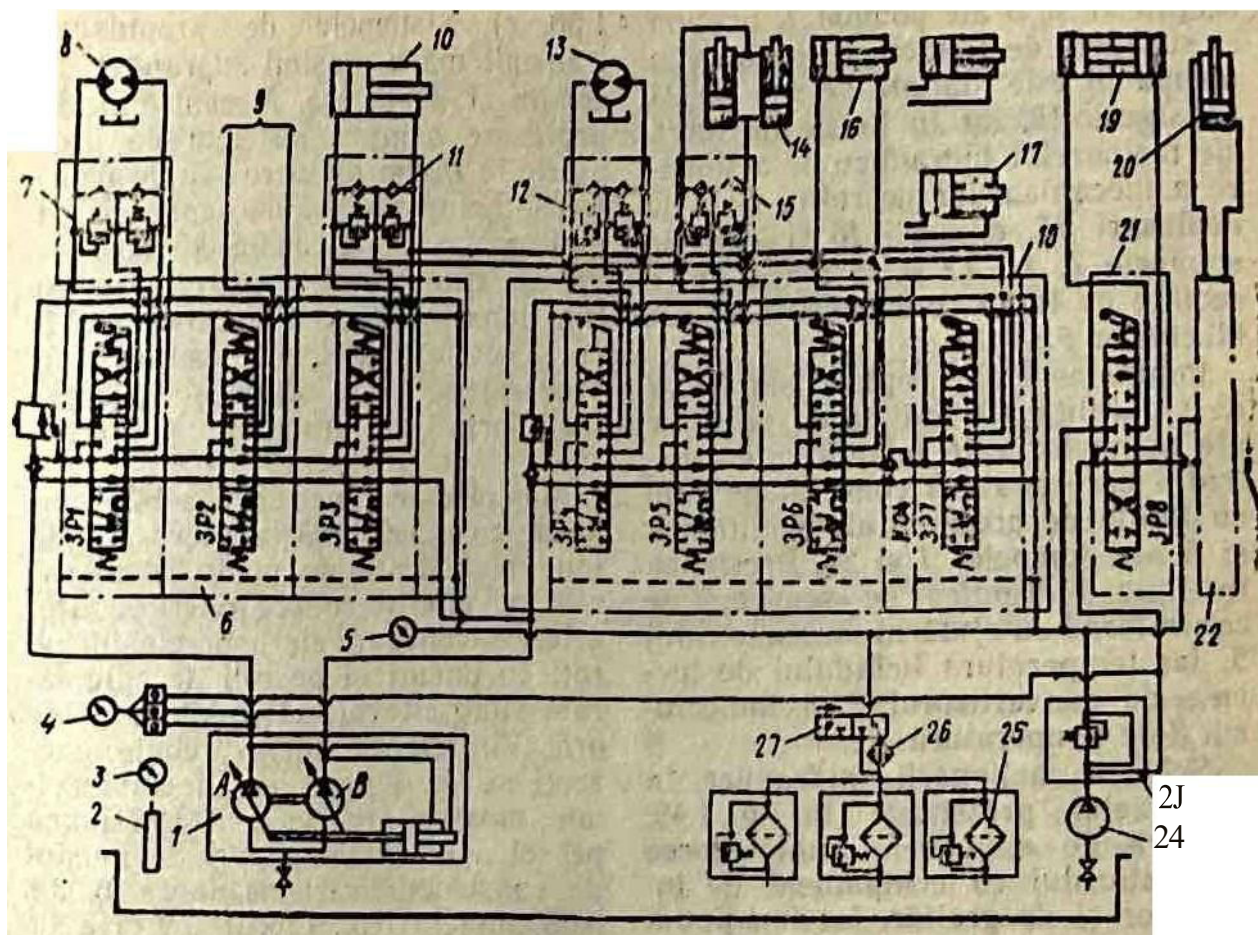


Fig. 1.49. Schema blocurilor hidraulice volumice cu două jeturi a excavatorului pe pneuri cu o cupl

de lichid al secțiilor A și B se despart în două feluri, ca scurgerea din blocul 6 și se îndreaptă în rezervor, iar blocul 18 se alimentează numai cu jetul secției B . Astfel, motorul hidraulic 8 al mecanismului de rotație a platformei poate fi alimentat numai cu jetul delicat din secția A , în timp ce în motorul hidraulic 11 al mecanismului de deplasare comandat de blocul 18 și în cilindrii hidraulici de acționare a mâinerului cupei (14 și 16), brațului 14 și a cupei inverse 16 se distribuie jetul complet de la secțiile A și B . În timpul funcționării, o parte din aceste motoare hidraulice sunt suprapuse. Prin urmare, la cuplarea serviturii secției 3D1 care comandă motorul hidraulic B în cilindrii 10, 14 și 16 se transmite un jet de lichid din secția B . Serviturile 3D3 și 3D4 asigură posibilitatea de a supra-pune deplasarea mâinerului cupei (ci-

lindrilor 10) cu deplasarea brațului (14 și 16) sau a cupei (cilindrii 14 și 16) la comandă independentă a fiecăreia din mișcările suprapuse. Jetul din blocul 6 și 18 trece în rezervor prin sertarul 27 care permite trimiterii lichidului de lucru direct în filtrul 25. O altă temperatură joasă a mediului înconjurător sau prin sistemul de răcire 26. Numărul de filtre asamblate 25, cuplate paralel, în linia hidraulică, se determină din condiții de asigurare a unei rezistențe minime la curgerea lichidului. În afară de pompa dublă de bază în acest sistem, de acționare hidraulică se folosesc și pompa cu roți dintate 24 cu debit constant, amplasată la motorul Diesel care se alimentează prin distribuitorul hidraulic 22 al sistemului de urmărire a cilindrului hidraulic 21 de virare a roților motoare de rotație.

În secțiunile de preslune ale blocurilor 6 și 18 sunt înglobate supapele de protecție reglate pentru presiunea de lucru, care limitează presiunea în

s□tiile *A* □i *B* ale po□pei *I*. preturt □ supapele de retanere. Presiunea in pompa 2-1 este limitati de supapa 23 de siguranti, iar in liruile de lu□ru ale motoarelor hidi: aulke de actionare a mecanismelor de rotire 8 □i de deplasaxe *JJ*, cilindrii /6 □i 14- de supapele 7, 11, /2- □i 15 aliturate la secfiile de tircru corespunzitoare ale blocurilor 6 □i 18. □ - □ •

Pentru controlul reglariei supapelor de siguranti ale liniilor de presiune ale pompelor este in\$taJat manometru, - trul 4 care poate fi conectat pe rind cu liniile de presiune ale secfiilor *A* □i *B* ale pompelor / □i 24. Presiunea f,rv Hnia bldraulici de scurgere se controleazi cu ajutorul manometrului 5, iar temperatura Πchidului de lucru - cu converfzorul 2 □ indicatorul 3 de temperatura.

Schema acfionarii bldraulice in afaJ" a celei prezentate in fig. 1.49, asigura de asemenea functionarea excavatorului cu echipament de incircator □i de graifar. La functionarea cu graifar Jiniile hidraulice de lucru 9 ale sectiei de rezerv'a 3D2 snt folosite pentru comanda cilindrilor bldraulic de ridicare (coborire) a parfii de sus a bratului compus, secfia 3D6 - pentru comanda hidro-cilindrului 17 de inchidere a cupei de graifar. iar distribuitoarw supt'imentar 21 - pentru comanda cilindrilor bldraulic 19 de rotire a graifarului in plan. In acest caz cilindru *IJS* este actjonat de la pompa auxiliar'a 24 □i este comandat de sectia 3DB.

1.5. EchipamentuJ de deplasare al m□imilor de constructii

Echipamentul de deplasare al ma□inilor de constructii se compune din dispozitivul de deplasare - propulsie, mecanismul de deplasare, rampe de sprijin sau axe.

Dupa tipuJ sistemului de propulsie utilizat ca echipament de deplasare, acesta poate fi tw □enile (fig. 1.50. a), pe roti cu pneuri (fig. 1.50. b), pe roli de cale ferata □i pa□itor (fig.

1.50. c). Sistemele de propulsar4 transmit masa ma□inii supraJetei de sprijin □i deplasare. Mecanismul de deflasare asigura sistenlul de propusie in regim de tucru sau de transport. Echipamentul de deplasare al multor ma□in de cofistrucii (de sapat □f transportat" excavatoare cu functionare continua, macarale mobile □i altele) psarHcipa nemijlocit in procesul de lucru, asigurand in acest mod forta de traciune suplimentarii.

Ma□inile de constructii mobile moderne cu masa pina la citeva mii de tone sint destinate pentru deplasarea in conditii rutiere diferite, vitezele de transport ale unor ma□ini pe roti cu pneuri □i pe roti de cale ferata ating citeva zeci de kilomefri pe ora. Vitezele de lucru trebuie adeseori sa se regleze lent de la marimile maxime pina la zero. Presiunea pe sol □ diferitelor tipuri de ma□ini de constructii variaza de la 0,03... 0,05 ptna la 0,5...0,7 MPa. Forta de traciune a sistemelor de propulsie a majoritafii ma□inilor de constructii este de 45...60% din masa acestora, la l:lele depa□ind in regim de lucru masa Jor totala. Asigurarea de c.atre ma□ina a presiunii specifice p□ pa"7 mint, a fortei de traciune □garda la sol (distanfa qe la suprafata drumului pina la cel mai jos punct □l sistemului de deplasare) caract'rt.: zeaza capacitatea de trecere, ad1-c□ posibilitatea de a se deplasa in conditii de exploat□re diverse □ Capacitatea de trecere influenfe.aza in mare masura asupra parametrilor tehnico-economiici de baza ai ma□inii. Un parametru important al echipamentului de deplasare este de asemenea manevrabilitatea, prin care se intelege posibilitatea ma□inilor de a □i scblm; ba directia de deplasare - de manevrare. Manevabilitate □ se caracterizeaza prin razele de viraj, capacitatea de inscriere a ma□inii in curbe □i marimea supraJetei necesare pentru &ntoar.cert.

Pentru asigurarea diverselor cerinte de exploatare a ma□inilor de con□

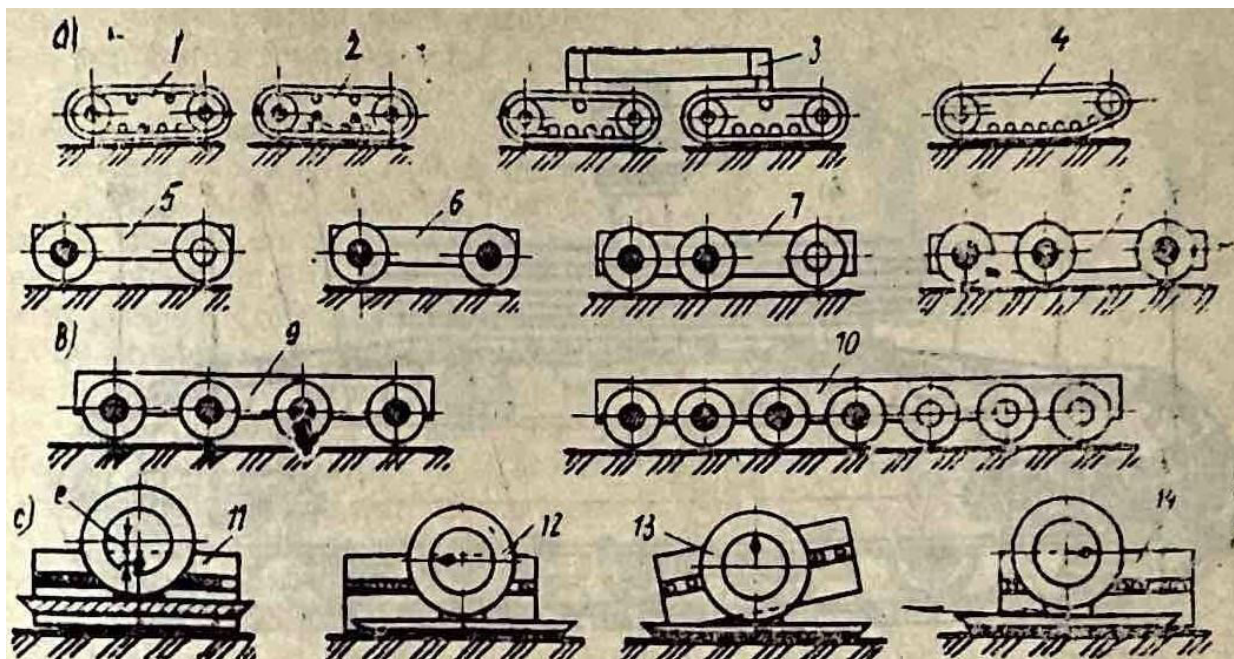


Fig. 1.50. Echipamentul de deplasare al mașinilor de construcții

structii sunt utilizate diferite echipamente de deplasare.

Echipamentul de deplasare pe șenile (fig. 1.50. a) este folosit la mașinile de construcții de putere mică și cu masa de 1...2 t, cît și la mașinile de cea mai mare putere, cu masa de sute și mii de tone. Acest echipament asigură posibilitatea roata la șenile în jos, sau ridicată 4. La șenilele rigide (fig. 1.51) roțile de tracțiune mari se montează direct pe grinda de susținere a șenilei.

Deficiențele sistemului de deplasare pe șenile sunt: masa considerabilă (pînă la 35% din masa totală a mașinii); consum specific mare de materiale, durata mică de funcționare și costul mare de reparații, rapiditatea și viteza de deplasare mici; teren accidentat și rigid, viteza de deplasare este distrusă parțial carosajul drumurilor în deplasare nu este funcționalitatea și deplasarea pe drumuri cu imbracamini ale rolelor de deplasare a mașinilor cu astfel de șenile a funcției de deplasare pe terenuri cu imbracamini ale rolelor de deplasare a mașinilor se realizează prin altopropulsie de regulă, numai în limitele antierului de construcții unde ele sunt aduse cu ajutorul mijloacelor auto, pe cale ferată sau pe apă.

Echipamentul de deplasare pe șenile poate fi unul sau două sau multe

șenile (fig. 1.50, poz. 3). La mașinile de construcții cu masa de pînă la 1000 t se folosește un echipament cu două șenile, simplu și manevrabil.

Pentru mașinile cu masa mai mare se folosesc sisteme compuse cu multe șenile, al căror număr ajunge pînă la 16.

După gradul de adaptare la relieful drumului se deosebesc șenilele rigide 1, elastice 2, semirigide și cu roata la șenile în jos, sau ridicată 4. Aceste șenile rigide (fig. 1.51) roțile de tracțiune mari se montează direct pe grinda de susținere a șenilei.

Acest tip de suspensie este cel mai simplu și ieftin, el asigură distribuția uniformă a presiunii pe sol. Deoarece șenilele rigide nu se adaptează la denivelările drumului și nu amortizează încărcările provenite din șocurile date de deplasarea pe un teren accidentat și rigid, viteza de deplasare a mașinilor cu astfel de șenile de regulă nu depășește 5 km/oră, dorită pentru o mai bună adaptare a șenii-suprafeței drumului la denivelările solului rolele de deplasare a mașinilor se realizează prin altopropulsie de regulă, numai în limitele antierului de construcții unde ele sunt aduse cu ajutorul mijloacelor auto, pe cale ferată sau pe apă.

Mașinile pe șenile se deplasează prin altopropulsie de regulă, numai în limitele antierului de construcții unde ele sunt aduse cu ajutorul mijloacelor auto, pe cale ferată sau pe apă. Mașinile pe șenile se montează în carucioare și se introduc în șenilele de deplasare. Pentru o mai bună funcționare a mașinii în condițiile de teren, sau pe un teren cu capacitate portantă redusă și cu aderență slabă a elementelor benzii de șenile se

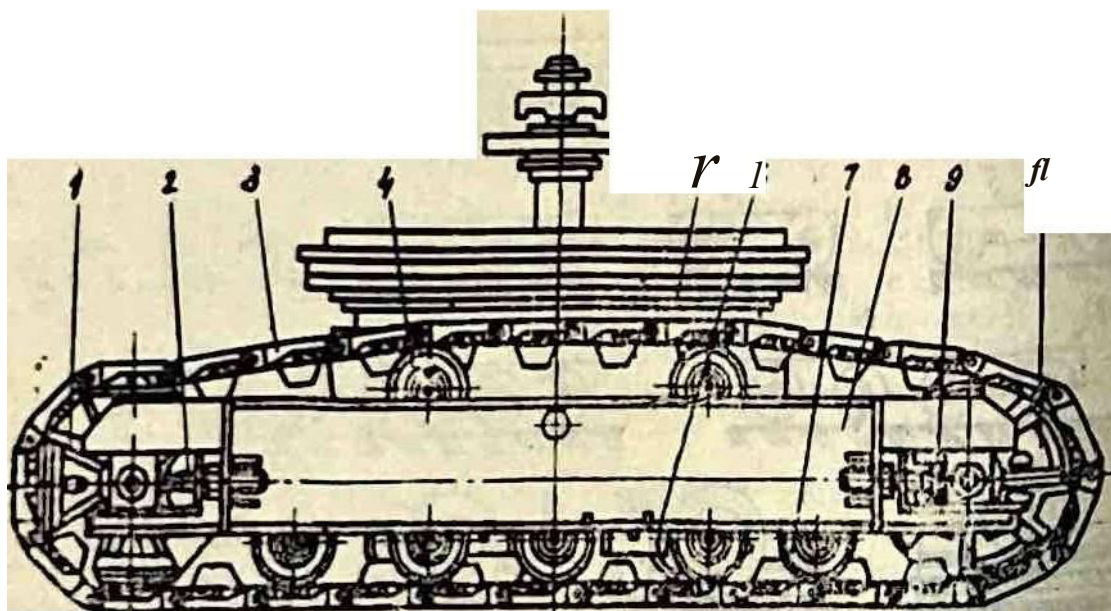


fig. J.SJ. Construcția șenilei:

1- roata conducătoare; 2- 411111; 3- eșiorial
4- 111111; 5- 111111; 6- 111111; 7- 111111; 8- 111111; 9- 111111; 10- 111111

folosesc ciocuri și gheare demontabile. Acționarea șenilei se realizează de roțile conducătoare 1. Angrenarea șenilei cu roata conducătoare se (ace prin buzele zălelor lantului sau prin gaurile acestuia. Pentru compensarea uzurii și întinderii lanțurilor se folosește dispozitivul 9 al roții de ghidare.

În ultimii ani pentru funcționarea mașinilor pe terenuri mlătinose cu capacitate portantă slabă se folosesc pneuri (fig. 1.50. b) de deplasare cu șenile de metal cauciuc. Astfel de șenile sunt confecționate dintr-o bandă specială de cauciuc armată cu sîrmă portantă de mare durabilitate cu elemente întărite. Aceasta bandă de șenile are masă redusă, o mai bună adaptare la condițiile terenului și o mai mare capacitate de trecere, nu distruge învelișul de iarbă.

Tipul mecanismului de acționare al mașinii și cerințele față de acesta privind viteza și manevrabilitatea determină construcția mecanismului de deplasare. La mecanismele de acționare mecanică sau cu un motor hidraulic mișcarea șenilelor Heseori se realizează cu ajutorul așgrenajului conic, al transmisiilor prin lanț, cu-

lajelor cu crabot și frinelor, care.

asigura rotirea mașinii în jurul unei axe din șenile. Pentru o manevrabilitate mai mare a mașinilor pe șenile, realizate pe baza tractoarelor, pentru cuplarea și decuplarea șenilelor.

servesc ambreiaje speciale laterale cu fricțiune. La cuplarea și decuplarea șenilelor în direcții opuse se realizează virajul mașinii pe loc. O caracteristică se realizează și la acționarea individuală a mașinilor, cînd fiecare din șenile este acționat separat de un motor electric sau hidraulic, la cuplarea cărora în direcții opuse se execută virarea mașinii.

Sistemul de deplasare pe roți cu pneuri (fig. 1.50. b) de obicei se execută cu două axe, din care una conducătoare 5, sată cu două axe conducătoare 8. Mașinile mai grele se realizează pe trei axe din care două sunt conducătoare 7, sau cu toate axele. Je conducătoare 8, cu patru axe și cu mai multe axe. Principalele avantaje ale sistemului de deplasare pe pneuri se definesc prin posibilitatea de creșterea vitezelor de deplasare care se apropie de viteza auto-camioanelor, conducînd astfel la sporirea mobilității. Pe de o parte creșterea duratei de funcționare rentabilitate pe de altă parte, comparativ ca sistem de deplasare pe șenile.

O caracteristică importantă al mașinilor pe roți o constituie forma

rotilor, care conține două cifre: prima reprezintă numărul total de roți, a doua - numărul roților motoare. Cele mai răspândite sunt mașinile cu formula 4X.2 (fig. 1.50. b, poz. 5), 4X4 (fig. 1.50. b, poz. 6). Numărul mare de axe totale și conductoare este (o joasă, mai rar - în deosebi) la autogredere grtare și macarale. Odată cu creșterea numărului de roți conductoare ale sistemului de deplasare se îmbunătățesc capacitatea de acționare și capacitățile de tracțiune și manevrabilitate; în același timp se complică mecanismul de comandă și acționare a deplasării.

Proprietățile echipamentului de deplasare pe roți cu pneuri în mare măsură depind de construcția bandajului (fig. 1.52). Pe mașinile, de obicei, se montează pneuri de o singură tipodimensiune, de aceea, de cele mai multe ori, pe osile cele mai încărcate se montează roți duble. Pentru mărirea capacității de deplasare (deplasamentului), se folosesc pneuri cu diametre mari, cu profil larg și în forma de arc. Totodată capacitatea de deplasare se îmbunătățește datorită unei suprafețe mai mari de contact și de conjuncție cu solul.) Astfel de pneuri dau posibilitate, mașinilor și funcționează pe terenuri slabe și afinate sau pe zapada.

În cazul funcționării pneurilor în forma de arc pe terenuri dure și pe drumuri cu înveliș dur, rezistența la deplasare a mașinii scade, iar durata de funcționare scade brusc.

Pneurile cu profil obișnuit se marchează cu două cifre pesteliniute (de exemplu, pneul de 320-508 mm sau 200-20"). Prima cifră reprezintă lățimea pneului, a doua - diametrul interior, (de ajustare pe jantă) al pneului în mm sau în țoli. Codificarea pneului cu profil larg conține trei cifre: diametrul exterior, lățimea și profilul și diametrul de ajustare a jantei, de exemplu, IS00X X660X635 mm.

Pentru îmbunătățirea capacității de deplasare a mașinii, micșorarea rezistenței la deplasare și a uzurii pne-

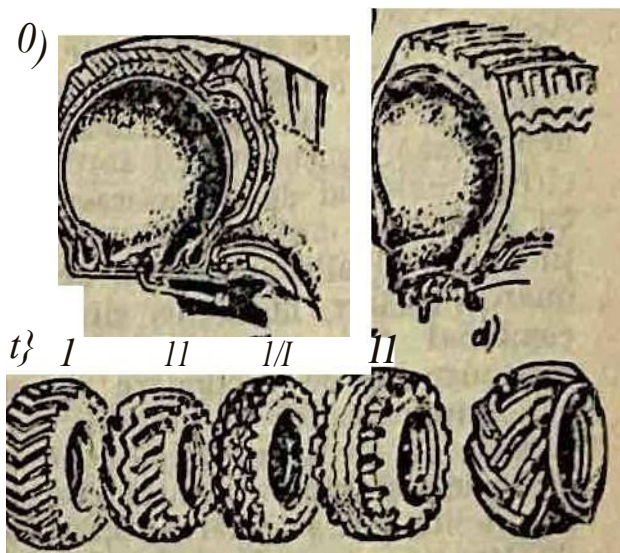


Fig. 1.52. Tipurile de pneuri:

a - camera; b - flanc camera; c - bea de răcire; 1 - pentru lucrul de teren; 2 - pentru lucrul în cariere de piatră; 3 - pentru lucrul în cariere de piatră; 4 - pentru lucrul în cariere de piatră; 5 - pentru lucrul în cariere de piatră; 6 - pentru lucrul în cariere de piatră.

urilor, în ultimii ani la mașinile de construcții a început să se folosească sistemul de reglare a presiunii în pneuri din cabina șoferului. În acest caz la deplasarea mașinii pe teren afinat sau umed presiunea în pneuri se micșorează, micșorând de fapt presiunea exercitată pe sol, îmbunătățindu-se astfel calitățile de tracțiune și de deplasare. La deplasarea mașinii pe drumuri dure presiunea în pneuri se mărește, fapt ce conduce la scăderea rezistenței la deplasare și la mărirea duratei de funcționare. Această reglare a presiunii în pneuri se poate automatiza cu ajutorul microprocesoarelor. Durata de funcționare a pneurilor poate fi mărită ca urmare a alegerii corecte a tipului de pneu de construcție specială pentru condițiile corespunzătoare de exploatare.

În funcție de condițiile de funcționare și vitezele de deplasare ale mașinii, ce caracterizează dinamica mașinii, se alege și încărcarea admisibilă pe roți. De exemplu, la condițiile de exploatare, dacă încărcarea pe roți la viteza de deplasare a mașinii de 50 km/ori se ia de 100%, atunci la viteza de deplasare de 8 km/ori încărcarea poate (și chiar aproape de) să fie de 1,5 ori!

zero □ crc □ terez va fi de doui ori. Ac □ st fa pt, spre exemp J. u, est, e foar te 1 mportntt pentru Jucrul cu maca-
rale Je pe roti cu pneuri cfnd ele se deplaseazi pe □ anticr cu sarcina fn cir lig. Si □ tc. mul d □ □ eplasare pe **roti**

- cu pneura al ma □ 1 n 1 lor de construc-
tii poate sa aih a mecanism de ac-
tionare mecanic, hidraulic, electric □ i
comblnat. Ccle mai rispindit. e sint
mecanismele de acionare meca-
ni ci, hidromecanki □ hidraulici vo-
lumi c A. La mecanismele cu atfionare
mccanici □ i hidromecanici cez mai
raspinditi este actionarea rofilor con-
ducatoar □ care sint montate cite do-
ua pe puncti prin diferencial. Acea-
sta asigura , i tezc mari de deplasare
fara alunecare.

Deficien ta acestei ac(ionari consta
in faptul ca rof ile unei punctj pot
dezvolta numai . forte de tractiune
egale, a caror , elozre este data de
forta de tracliune maxima a rotif,
care se gase □ te fn condif iile de ade-
renla celc mai slabe a Je drumului.
Pentru. fnlaturarea acestei deficiente
Ja deplasarea c:u , i teza mici in con-
di □ i grele de drum se folosecc dis-
poziti,, e de blocare a diferen(ia Jului.
Actionarea rofilor fira *diferent* ial
asigura simplitatea consturcliei □ i
Jorve dc tractiune mai mari, d. ar la
, jraju J ma □ inii □ i deplasarea pe **te-**
ren accidentat rofile aluneca din
cauza vitczelor Jor diferite. In ace) a □ i
timp cre □ te consumu J de energie □ i
mura pneurilor.

- In ultimii aru la ma □ inile de con-
structii se utilizeaza actionarea in-
dividuala a (jeca'rei roti de **1a** moto-
rul hidraulic sau electromotoru J pro-
priu - actionare molor-roata. Uti-
ma reprezinta un bloc independent,
compus din motor, cuplaj. reductor
planetar, frina □ i roata. Utilizarea ac-
tionarii hidraulice cu presiunea de
la 16 MPa □ i mai mare permite cre-
area de construc(ii foarte compacte
cu motoare hidraulice de moment re-
dus, inglobate fn janta rofii, com-
parabile cu alte tipuri de mecanismr
de ac(ionare. Utilizarea sistemului
mot. or-roati stmp Jifi □ a □ lcatuirea ma-

□ inii, fmbunatif □ te mane v r a b I J ita-
tea □ I capacitatea d. e dep J a s a r e a
acestora datoriti faptu J u i ca. **fieca-**
re roati **poate** fi conducatoare □ i con-
dusi (rotitoare). **U I I I z a r e a** sistemu-
lui motor-roati hidraulic cu pompe fi
motoare hfdraulice ree-labile permite
i-eglarea vitezei de la cffiva metri
pe ori (deplasa. re' de Jucru) pfnl la
zeci de ki)ometri pe ora (regim de
transport).

Sistemul de depla.sare pe rofi **de**
c-le ferati asiguri rezis tenfi rnici Ja
deplasare, preluarea unor tncirciri
mari, simplitatea construcffe J tf cos-
tul scizut, durata □ i siguranfa r n fun-
ctionare suficiente. □ inele rlgide de
dirijare a rotilor asigura posibllita-
tea functionir H ma □ inii cu precizfe
inalta. Principal. ele deficiente **ale**
acestui sistem sint: capacitatea **de**
manevra b I I I tate mica, complexitatea
schimblrii locului de lucru, chelt-; J-
ieli suplimentare la montarea \$1 pu-
nerea tn funcfiune **a cailor ferate.**
Acest sistem se folose □ te la macara-
lele cu turn □ i feroviare, excavatoa-
rele cu lanf portcupe □ i cu rotor-brat,
precum □ i pentru excavatoarele **de**
taluzare.

Sfstemul de deplasare plitor.
EcbIpamentul are citeva solutii con-
structive. Se fabrica • atft cu ac-
tionare mecanica, cit □ i cu actionare
bldraulica. In Fig. 1.50, c este dat
spre exemplu un mecanism **de** acfi-
onare excentric cu manivela. La po-
zifia // san I I I e de mers (o sanie' este
ha □ urata) frnpteuna cu □ incle me-
canismului excentric montate pe ace-
tea se. ridic J. iar reazemul ma □ inli
pe sol este preluat prin baza circu J a-
r □ a ma □ inii. Tn aceasta pozitle
ma □ ina se poate roti cu saniiie pe
dispozitivul de reazem □ i rotire tn
orice punct, la 360°. In pozitia 12
saniile s-au deplasat inainte ct. i o ju-
!) 1 Atat e de pas □ i s-au a □ ezat pe te-
rel. In pozifia /3, **cu** mecanismul
excenttic se ridica toata ma □ ina □ i
se deplaseaza cu o jumitate de pas
1 painte. In pozifia 14 ma □ ina se de-
plaseazi cu fn ci o J umitate de pas
Inainte, apoi se & Saia pe □ ol, In

Tabloul 1.2.

Valorile coeficienților de rezistență la deplasare funcție de coeficienții de aderență

Tipul terenului	Sistemul de tracțiune cu pneuri				Sistemul de tracțiune
	pe asfalt	pe pământ uscat	pe pământ umed	pe zăpadă	
Asfalt					
• uscat	0,15...0,2	0,1...0,8	0,02...0,7	0,06...0,7	0,8...1,0
Drum uscat					
de pământ	0,02...0,1	0,05...0,7	0,025...0,035	0,4...0,6	0,5...0,6
• murdar					
umed					
Pământ	0,13...0,35	0,1...0,3	0,1...0,2	0,15...0,25	0,12...0,15
• afânat					
proaspăt	0,20...0,30	0,3...0,4	0,1...0,2	0,4...0,6	0,07...0,1
săpătură					
în depozit					
• în stare de compactare					
natură	0,10...0,20	0,4...0,6	0,10...0,15	0,5...0,7	0,08...0,1
Nisip					
• umed	0,1...0,4	0,3...0,6	0,06...0,15	0,4...0,5	0,08...0,1
uscă					
Zăpadă	0,4...0,5	0,25...0,3	0,07...0,30	0,2...0,4	0,9...1,0
• compactă					
• în stare de compactare					
• în stare de compactare					
• în stare de compactare					
Beton	0,01...0,02	0,1...0,6	0,02	0,11...0,6	0,05...0,6

poziția următoare la rotirea manivelor este un sfert de rotație și în timp ce se deplasează mecanismul ocupă poziția inițială. Mersul pașilor asigură o presiune specifică pe sol și manevrabilitate superioară, deoarece rotirea manivelor este înlocuită cu rotirea platformei.

Principală deficiență a mersului pașilor este viteza mică de deplasare (de obicei până la 0,5 km/oră). Acest tip de sistem de deplasare este utilizat mai ales la excavatoarele cu echipament de draglin, a de mare putere.

Calculul de tracțiune. În calculul de tracțiune este necesar să se definească rezistența la deplasare a mașinii și posibilitatea de tracțiune a mecanismului în concordanță cu puterea motorului și capacitatea de aderanță autopropulsată cu solul.

Rezistența la deplasare este:

buie să fie depășită de mecanismul de acționare mecanică și de sistemul pe roti sau pe chenile, are forma:

$$W = W_1 + W_m + W' \pm W_r + W_{ar} + W_{\square} \quad (1.66)$$

unde W_1 indică rezistența dată de organul de lucru; W_m - rezistența la deplasare a sistemului; W_1 - rezistența la întoarcere a mașinii; W_r - rezistența dată de înclinarea terenului, forțelor de inerție și vântului.

Rezistența organului de lucru depinde de tipul mașinii și destinația ei, caracterul lucrului efectuat,

construcția organului de lucru și de alți factori. Rezistența la deplasare a sistemului este greu de determinat analitic cu mare precizie, deoarece valoarea ei depinde de mulți factori. De aceea

$$W_m \approx f G_m \quad (1.67)$$

unde f este coeficientul de rezistență la deplasare a sistemului și ale cîrui valori medii pentru diferite suprafețe de teren sînt prezentate în tabelul 1.2; G_m - masa mașinii.

Rezistența la întoarcere („îrîrare”) a mașinii în jur pe căminile se determină din consumul energetic la tăierea și strivirea pămîntului cu căminile și din (recălearea căminile și frinate. La deplasarea pe pămînt afinat și viscos se poate lua $W_r = (0.4 \dots 0.7) W_m$.

Rezistența la întoarcere (virare) a mașinilor pe roți, care se deplasează pe teren dur, de obicei nu se ia în considerare, deoarece este foarte mică. La mersul pe pămînt afinat și se poate lua valoarea $W_r = (0.25 \dots 0.5) W_m$.

Rezistența dată de mișcarea mașinilor pe drumuri înclinate este dată de relația:

$$W_r = G_m \sin \alpha, \quad (1.68)$$

unde α este unghiul de înclinare a drumului; semnul $+$ corespunde deplasării mașinii la urcare în rampe, semnul $-$ - la coborîre, în pantă.

Rezistența dată de forțele de inerție la accelerație va fi:

$$W_i = (m + \frac{J}{r^2}) a, \quad (1.69)$$

unde m este masa mașinii; J - momentul de inerție al maselor care se pun în mișcare de rotație cu mecanismul de acționare al sistemului de propulsie; r - raza roții conducătoare; a - accelerația mașinii la pornire.

Rezistența dată de acțiunea vîntului se obține cu ajutorul formulei:

$$W_v = S q, \quad (1.70)$$

unde S este suprafața totală a mașinii expusă vîntului, q - presiune; a vîntului.

În calculele de tracțiune la marșritatea mașinilor pentru lucrări de terasamente în regim de lucru pe pînă, forțele de inerție și rezistența, în primul rând, pot fi eliminate, deoarece au valori mici în comparație cu compo-

nentele de bază. Pot fi eliminate și rezistențele date de înclinarea drumului la întoarcerile sau virajele, deoarece în aceste cazuri nu se efectuează excavatii.

Rezistența la deplasare în procesul săpării este dată de relația:

$$W = V + f_1 G_m, \quad (J.71)$$

unde f_1 este coeficientul rezistenței la deplasare în procesul săpării, care se poate lua într-o primă aproximare $f_1 = (1.1 \dots 1.3) f$.

În regim de transport nu se iau în considerare forțele de lucru ale mașinii. Rezistența la deplasare este determinată de condițiile drumurilor, de aceea acționează simultană rezistențele la întoarcere (virare) și de înclinare a drumurilor la lucrările de terasamente de regulă se exclude. Acțiunea vîntului se ia asemenea condițiilor de lucru.

Condiția de deplasare a oricărui mașini este dată de relația:

$$W + P_{per} < P_{ld}, \quad (1.72)$$

unde P_{per} este forța periferică a tuturor dispozitivelor de deplasare a mașinii (roțile conducătoare, căminile), transmisă de motorul/motoarele de acționare; P_{ld} - forța periferică totală a tuturor dispozitivelor de deplasare în condiția aderenței lor cu terenul;

$$P_{per} = \frac{N_m}{v} \eta_m, \quad (1.73)$$

unde N_m este puterea motoarelor mecanismului de deplasare; v - viteza de deplasare; η_m - randamentul total al mecanismului de deplasare;

$$P_{ld} = G_m q, \quad (1.74)$$

unde q este coeficientul de aderență a dispozitivelor de deplasare - cu terenul pe care se deplasează mașina (tab. 1.2).

În cazul în care se obține condiția

$$P_{ld} < P_{per} < W, \quad (1.75)$$

mașina nu poate să se deplaseze, deoarece dispozitivele de deplasare patinează,

Daca vo111 avea co'ndi'ia

$$P_{ad} \leq P_{per} < W, \quad (1.76)$$

atunci ma'ina d' asemenea nu se va
l?11te' deplas' datorit' i' u' suficientei
l'ortel de trac' (lune a mecanismului de
actionare al s'ls.temului de deplas. are.

1.6. S'istemele de comandi ale ma'ş'nilor de constructii

Sisternul de comandi al ma'ini'lor
de constructii este alc'atuit, de obicei,
din pupitru de comandi alu aparatu-
ra instalat' pe el, minere, pedale,
butoane, s'isteme de transmisii tn
forma de pirghie, tije, sert. are, con-
ducte, precum al dispozitive s'impli-
mentare care permit controlul fun-
cti'ionarii m'otoarelor, m'ecanismelor
de ac'ionare al echipamentului de
lucru. Pentru co'nsformul comenzilor
ma'ini' al imbun'at'irza. co'ndi-
tiilor de lucru ale operatorilor, pu-
pitru de co'rtlan-dase amplaseaza
de obicei, tn cablu'ne speciale la toa-
tc ma'ini'le mobil'le de constructii.

Sistemul de comanda influenteaza
considerabil asupra productivitatii
ma'ini' al i starii de oboseala a ope-
ratorului. De aceea, din acest punct
de vedere se impu'11 co'nditii ergon-
omice sau de alta Aatura. Sistemele de
comanda trebuie sa asigure acti'ona-

rea rapida al eficienta a echipamente-
lor de lucru, a mecanismelor de de-
plasare; cuplarea al, dec. uplarea Jina
a acestora, siguran'la, u'urinta al co-
lertul muncii operatorului; numar

minim de min'ere, pedale al butoane
de coman'da, pozit'ia pirghiilor de al-
manda ale ma'ipii trebuie sa perm'ita
operatorului imaginea directiei de
mi'care a echipamentelor de lucru;
simplitate, durabilitatea al numa-
rul minim de reglari.

Sistemele de comanda se tm'part
astfel: dupa destinatie - tn s'isteme
de comanda a frinelor, cuplajelor,
pozit'iei orga'ului de lucru; dupa mo-
dul de transmitere a energiei - tn
s'isteme mecanice cu pirghii, electri-
ce, hidraulice, pneumatice al co'mbi-
late.; dupa gradul de automatizare -
a'utemate al nea'utomate.

Sistemul neautomat poate fi cu ac-
tionar al directa ori cu am'plificator
(cu servocomarua). tn primul caz,
opera'io.rul efectueaza comanda prin
energia sa mus'clara care o d'epune
la ptrghii al pedale; tn al doilea
caz - pentru a actipna. obiectul de
comanda se folosesc surse de energie
suplimentare. (electrice, hidraulice
sau pneumatice). Rglul operatorului
se red'uce numai la conec'tarea al de-
con,ectarea elementelor de ac'ionare
ale sistemului de coman'da. tn siste-

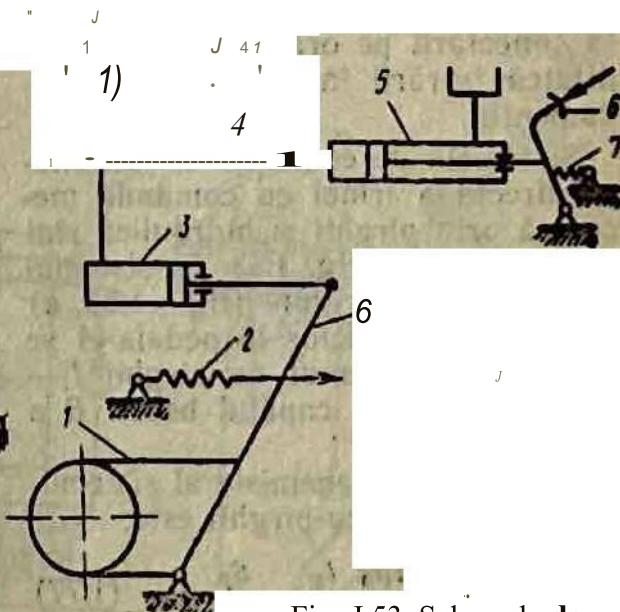
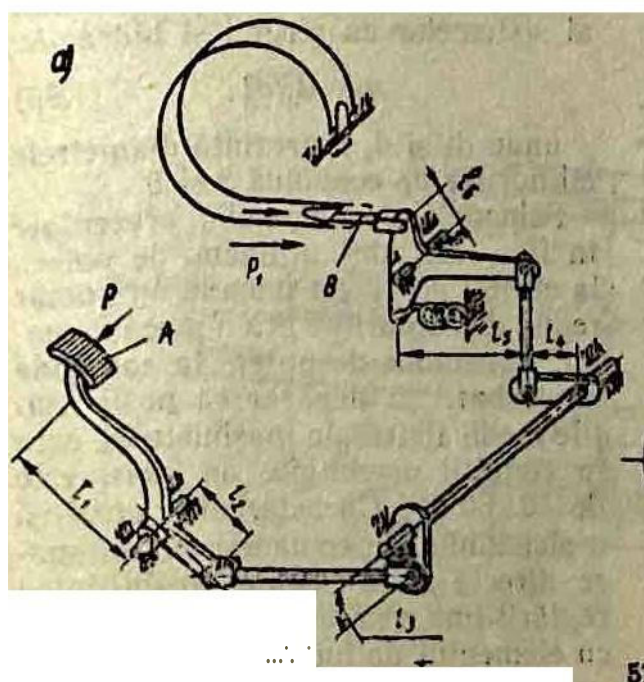
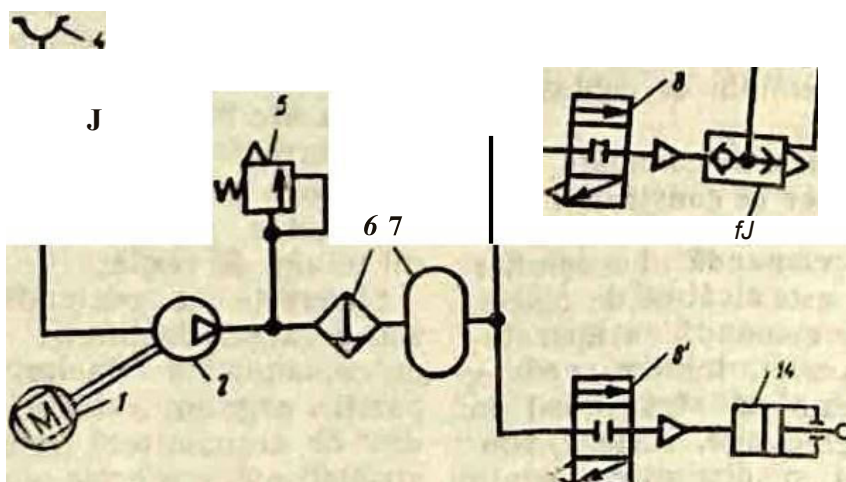


Fig. J.53. Schemele de co-
mandi cu acti'ona, re al ec-
U al frinel cu bandi

Fir. 1.54. Sdlem1 prlndpllli i sistemulul de comandl pneumaUc:



mele semiautomate sfnt automatizate o parte din elementele sistemului de comanda. In sistemul de comanda complet autorrurt, operatoruJ da număi semnaJe de ilncepre sau de terminare a lucrului, pr□cum □i de reglare a sistemuJui la un progrēm d'at de comanda a proeesuJui de l'ucru al ma□inii.

Parametrii principali de calitate a funcionării sJstemului de comand□ sfnt fortele, f uncti onarea p1rghi'iLor □i pedaleJor de comanda, precum □i fortele dezvoitate cor.espunzaioir la organul de executie, vi,tez de mi□care a verjgjj eJementului de lucru al org:alul ui de exeeutie. numaruJ □i durata conectarii pe ora (DC, %) , rapiditatea intrarii in funcHune □i randamentuJ.

Sistemele de comanda cu action.a-re directa a frinei cu comanda pne-canica prin plrghii □f hidJaulica sint reprezer:itate in fig. J.53. In sJstemut mec□nic cu pirghif (Fig. 1.53, a) forta P de Ja picior la pedala A se mire□te fn sistemul de pirghii L,-le In forta P1 la capitul benzH B a frineJ.

Rapo'rtul de transmisie al \$istemu" lui de comanda cu ptrgbl.i este:

$$\frac{lala}{121 \cdot 1_1} \frac{\square}{h} \quad (1.77)$$

unde Sp este. cursate dalei A; cursa capatului benzl B.

FotJa la capitul benzii este:

$$P1=uyP. \quad \{1.78\}$$

In sistemu.J hldrauJic cu p'trghll (fig. 1.53, b) forfa de Ja picior la pedala de comanda 6 se trasmite prin. cIII1ldrul lldraulic 5, c□nducta 4 Ja cilindrul de lucru, pistolul earura acfionea□a prin pirghia 8 1 la cap□tul liber al benzii de frina 1, Arcurile 2 □i 7 servesc la revenirea sistemului de co.malda in pozifia tnitiaHi dup□ ce se ridica piciorul de pe ped□la de comanda.

Rapo'rtul de transmisie tn ace\$ t caz este:

$$U= UpU.h, \quad (1.79)$$

unde u_p , u_b rapo'rtul de transmisie al sistemelor cu pirghii □i hidtaullc:

$$\frac{u_h}{df/dl}, \quad (1.80)$$

unde d_3 □i d_5 reprezinta dtametrele GiJindrilor de comanda 3 □i 5.

Schemele de comanda, prezēntate jn fig. J.53, sint utilizate, d'e obicei.]3 ma\$ini de putere mica la un numir redu□de cupliiri pe oFa a mecanismu-Jm. Consumul de putere la comandi nu trebuie sa de pii\$easca posibillti-file medii fizice ale ma□inistului, care fn co.ndiJii preJungHc de lucru este de 40...50 W. Caracteristica pozitiv.

a sisfe,muJui de comanda cu actiona-re directa o constituie posibiliitatea reglarH line a procesului de comand□ cu eJementul de lucru.

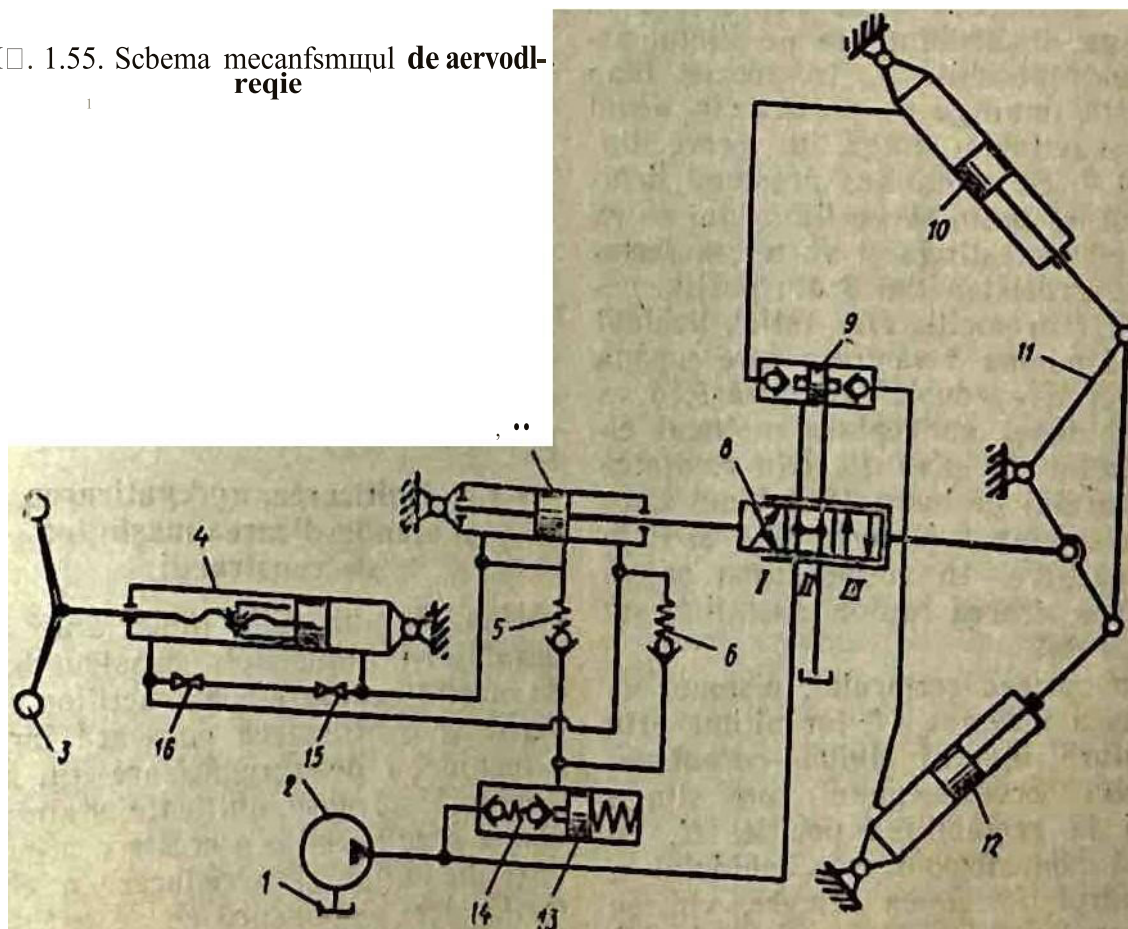
La majoritatea mașinilor mobile în construcții pentru ușurarea mașinilor și utilitatilor sunt utilizate de obicei sisteme de comandă cu amplificatoare acționate hidraulic, pneumatic și electric. În aceste cazuri, o parte din puterea dispozitivului de comandă (arta al mașinii) se folosește în sistemul de comandă pentru cuplarea organelor de lucru ale echipamentului de lucru și ale mecanismelor. Ca amplificatoare, în sistemele hidraulice de comandă sunt utilizate transmisii hidraulice volumice. Pentru echiparea pulsantelor și a butonilor de lucru și pentru menținerea presiunii la un nivel dat se folosesc acumulatorii hidraulici.

Deficiențele sistemelor de comandă hidraulice se referă la creșterea rapidă a presiunii în cadrul de lucru (0,1-0,2) s în organele de execuție și ca rezultat conectarea lor bruscă și apariția unor încărcări dinamice esențiale în elementele de construcție. Această deficiență este eliminată în sistemele pneumatice de

comandă utilizând mașinile de construcție. Presiunea în aceste sisteme este de 0,7...0,8 MPa. Datorită compresibilității aerului și montării dispozitivelor durată atingerii presiunii la organele de execuție poate fi ușor reglată în limitele optime necesare.

În sistemul de comandă pneumatic (fig. 1.54) compresorul 2 este acționat de motorul 1. Aerul trece prin priză de aer 4 și filtrul 3, iar prin separatorul de apă și ulei 6 se pompează în rezervorul de acumulare - rezervorul de aer 7. La cuplarea sertarelor pneumatice 8 și 8 aerul prin (runda în camera pneumatică a cuplajului sau a frânsei 9, sau în cilindrul pneumatic. În camerele pneumatice ale frânelor, spre deosebire de cilindri, funcția pistonului o îndeplinește membrana de cauciuc 12 înclinată cu tija 13 și reținută în poziția normală de arc 11. Revenirea rapidă a membranei și a tijei în poziția inițială la decuplare este dată în afară de supapă de descărcare a frânsei 13, care elimină

Fig. 1.55. Schema mecanismului de aerodirecție



rul din apropierea membranei. Supapa de siguranță 5 se reglează în sistem la o presiune care depășește pe cea nominală cu 5...7%. Deficiențele sistemului de comandă pneumatică necesită o curățare atentă a aerului de impurități mecanice, de ulei și apă, înălțarea la timp a condensatului în sistem poate conduce la înghețarea acestuia pe timp friguros.

În sistemele de comandă automată ale organelor de lucru, precum și în mecanismul de direcție al mașinilor pe roți cu pneuri sunt utilizate sisteme de amplificare (servosistem) cu acționare hidraulică. Sistemul de amplificare (servosistemul) se numește acele sisteme hidraulice, care are o legătură în circuit și în care se produce majorarea puterii. În fig. 1.55 este prezentată schema mecanismului de direcție. Principiul de funcționare al acestui sistem constă în următoarele. La întoarcerea volanului 3 de exemplu, în dreapta, pistonul cilindrului hidraulic al coloanei de direcție 4 se deplasează în stânga, înșurubându-se pe filetul arborelui de direcție. În același timp acesta împinge o parte din lichid din cavitatea stângă în servocilindrul 7. Sub acțiunea presiunii lichidului, pistonul servocilindrului se va deplasa în stânga și va mișca sertarul servosistemului 8 din poziția neutră /I în poziția ///. Astfel, lichidul de la pompa 8 va trece spre supapa de reținere dublă comandată 9, o va deschide și va deplasa pistonul cilindrului de lucru /0. Din cavitatea cilindrului de lucru 12 lichidul trece prin supapa și sertarul 8 în linia de curgere. În același timp se va realiza virarea roților mașinii la un unghi dat.

La oprirea sertarului, pistonul va deplasa traversa /I, iar ultima prin legătura inversă rigidi-corpul sertarului servosistemului spre stânga până la restabilirea poziției //. În acest moment pomparea lichidului în cilindrul 10 și, ca urmare, virarea roților va fi oprită. Pentru virarea

în continuare a roților sau pentru reîntoarcerea la poziția inițială, volanul se întoarce în direcția respectivă la un unghi dat. În acest fel, virarea roților se realizează prin servosistem, prin rotirea volanului. Acumulatorul cu arc 13 cu supapele de închidere 14 și supapele de reținere 5 și 6 servesc la completarea sistemului de comandă cu ulei în cazul în care curge prin garnituri, iar supapele 16 și 16 servesc la reglarea sistemului.

Utilizarea sistemelor hidraulice pneumatice datorită posibilității de comandă la distanță și posibilității de automatizare a funcționării mașinii, folosind tehnica electronică și de microprocesoare. Cele mai utile s-au dovedit a fi combinațiile diferitelor sisteme de comandă electrohidraulice și electropneumatice.

Sistemele electrice de comandă au mari posibilități de automatizare, fiind utilizate la mașinile cu acționare electrică Diesel. Mașinile de construcții cu microcomputere la bord permit optimizarea automată a proceselor de lucru și asigură creșterea considerabilă a productivității, precum și ușurarea muncii operatorului în conducerea mașinii.

Pentru îmbunătățirea condițiilor de muncă ale mașinistilor, care lucrează cu mașini moderne de construcții se realizează o serie de cerințe ergonomice impuse de sistemul de comandă și de locul de lucru. Dintr-între acestea, cele principale au fost prezentate în § 1.1.

1.7. Unificarea, agregarea și standardizarea mașinilor de construcții

Una din direcțiile importante ale dezvoltării industriei constructoare de mașini necesare construcțiilor moderne este utilizarea pe scară largă a metodelor de agregare din ansambluri și piese unificate standard, datorită faptului că permite o creștere a calitatii mașinilor și o reducere a costurilor lor, pe măsură ce se extinde producerea lor în serie.

Prin *unificarea* se înțelege reducerea rațională a diversității tipurilor, tipodimensiilor, formelor și dimensiunilor obiectelor cu aceeași funcționalitate. Prin *agregare* se înțelege modalitatea lor de realizare prin alcătuirea din ansambluri și piese unificate, care permit creșterea considerabilă a productivității de serie și a calității mășinilor și utilajelor.

O caracteristică a metodei de agregare este crearea unor familii de mașini, și nu a unor mașini-tip, care au caracter general privind destinația și sunt utilizate în diferite ramuri ale economiei naționale. Din categoria acestor mașini fac parte mașinile de construcții mobile, atotpropulsate, pe roți cu pneuri și mașinile de transport auto, care pot avea aceleași ansambluri principale și agregate, cu excepția echipamentelor de lucru. Abordarea acestui mod de realizare a mașinilor trebuie asigurată începând cu conceperea și proiectarea familiilor de mașini multifuncționale, având la bază un număr redus de unități de selecție ca elemente de bază. Crearea, în acest mod, a unui nomenclator îmbunătățit și modificat privind mașinile de bază cu un nivel ridicat de unificare. (până la 80...900/o) utilizate pentru un anumit tip de proces tehnologic permit realizarea unor parametri superiori în cadrul mecanizării complexe în construcții.

Utilizarea pe scară largă a metodei agregării la crearea mașinilor din ansambluri înificate da posibilitatea unei creșteri globale a calității și, în acest timp, o reducere a costului mașinilor, fiind cont de producerea lor în serie. dar și de creșterea capacității lor de reparare. Îmbunătățirea acestei însușiri dă un efect suplimentar superior în timpul exploatării acestor mașini de construcții. Principalele caracteristici construcției și de exploatare ale mașinilor de construcții produse în serie sunt standardizate și se pot obține parametrii lor de bază ai capacității.

j.8. Parametri tehnici-economici ai mașinilor de construcții

Parametrii tehnico-economici ai mașinilor de construcții se determină din caracteristicile constructive și funcționale de exploatare și depind de parametrii de bază ai mașinilor și de condițiile de exploatare. Cei mai importanți dintre ei sunt: productivitatea, manipularea, adaptabilitatea tehnologică, stabilitatea, fiabilitatea, adaptabilitatea socială. Productivitatea mașinilor se măsoară prin cantitatea de producție realizată în unitatea de timp. Distingem trei (categori) de productivități ale mașinilor: teoretică, tehnică și în exploatare.

Productivitatea teoretică se determină din condițiile unui regim continuu de lucru, cu următoarele viteze și incercări de calcul teoretice:

$$\text{pentru mașinile cu acțiune ciclică}$$

$$P_t = Q/t, \quad (1.81)$$

unde Q - cantitatea producției într-un ciclu; t - durata ciclului;

pentru mașinile cu acțiune continuă...

$$P = v f, \quad (1.82)$$

unde v este viteza deplasării echipamentului de lucru (sau a mașinii); F - cantitatea teoretică a materialului transportat pe unitatea de lungime a drumului de producție.

Productivitatea tehnică a mașinii se determină din cantitatea maximă de producție obținută în anumite condiții concrete, într-un regim continuu de lucru. La determinarea ei se iau în considerare numai întreruperile minime pentru alimentarea cu combustibil, deservirea tehnică, deplasarea în abaj și altele. Această caracteristică se folosește în general, la alcătuirea mașinilor complexe și pentru aprecierea posibilităților lor maxime.

Productivitatea în exploatare a mașinii se determină ca volum al producției reale pe o perioadă, adică, la o exploatare corectă

nerea lor în funcțiune; □ - economia anuală din ziua punerii în funcțiune a acestora.

Un parametru important îl reprezintă producția realizată de un muncitor

$$F = P/n, \quad (1.85)$$

unde P_e este productivitatea în exploatarea a mașinii; n - numărul muncitorilor care deservește mașina, La aprecierea calității mașinii în funcție de aceeași destinație, de același tip

este necesar să se țină seama de următorii parametri specifici:

$$M_1 = M/P, \quad (1.86), \quad m_1 = M'/g, \quad (1.87),$$

$$K = K_0 P_e, \quad (1.88)$$

unde M este masa mașinii; K - puterea instalată în funcție de forța sau puterea totală a electromotoarelor instalate; q - parametru principal al mașinii (capacitatea eupei, caroseriei, automotoarelor, capacitatea de ridicare, etc.): P_e - productivitatea în exploatarea a mașinii.

A tna[□]tnH de citre lucritorfl cu caH[•] ficare medic. In acest cai, se \ine scama de tnterup. perile in lucru cu ma[□]ina. Pe baza productivita(il in explo-atare 5-e detcrminA normele dl-rectoare anuzle de productie ale nla-[□]i'nii [□]i sarcnile de plan pentru er-ganiza\iile de constructii.

Indicii de manipulare [□]i de adap-tablitate, care au pe de o parte o semnifikatie proprie ma[□]inilor de constructii, iar pe de altă parte o in-fluenli considerabilă asupra produc-tivitiilii lor, s'iu studjat anterior la analiza indicilor echipamentului de deplasa.re.

Parametrii principali ai adaptabil-tilii sociale a ma[□]inilor au 'fost pre-zentati fn § 1.1 [□]i 1.6. Ei influenteaza considerabl productivitatea ma[□]inii. Stabilitatea ma[□]inli este un indice important al adaptabilitati i sociale a acesteia [□]i a principalelor caracteri-stici ce influenteaza asupra producti-vitafii [□]i asupra consumului specific de materiale.

O influenla considerablla asupra productivitiilii in exploatare a ma-jinilor o exercita parametrii de fia,bl-litate, care se caracterizeaza prin siguranla m func\ionare, rez.istenta la oboseala, men{enabilitate, conser-vabilitate [□]i transportabilitate. Cu cit indicii de fiabilitate sint mai m-ari, cu att se reduce perioada de reparare in afara pre:vedrilor de plan, in procesul de exploatare: acestea au Joc cind se produce o rnterupere brusca a func\ionarii ma[□]inii datorita rezisten(ei insuficiente la oboseala. Cu cit snt mai mari p,armetrii de menabilitate, cu att se reduce pe-rioda neccsara re[□]araril ma[□]inii [□]i deservirii tehnice. Indicii st.tperiori de conserva bilitate ai ma[□]inii con-tribui.e la reducerea HmpuJui nece-sar pentru punerea ei In func\iune du-pa tnteruperi mari, schimbarea po-zitiei de lucru-[□]i. prin urm.lre, cre[□]te timpul uIII de lucru.

Adaptabilitatea ma[□]inHor Ja tran-sport tntre fronturile de lucru se ca-cterizeaza prin indici de transpor-tabilitate ce favorizeaza reducerea

timpulut neptoductiv al ma[□]lnH tl cre[□]terca prod uclivltatii in exploata-re. Parametrii de fiabilIII a te deplnd nu numai de prncipalele pror.rietl a[□]e ma[□]inii, dar [□]i de condIIIe de exploatare. Exploutarca calitat:iva a ma[□]i nilor de consiructii contribuie la obllnerea unor indici superJo.ri de fiabilitate [□]i conduce la cre[□]terl con-siderable a[□]e productivitatfi tn ex-ploatare (pina la 30".40%).

Pentru aprecierea nivelului tehnlc [□]i de calitate, al ma[□]inilor de con-structii se utilizeaza nu numai indl-cii mentionati, ci [□]i alp. Indici, cum ar fi indicii de eficienta economie l a utilizarii ma[□]inilor. Apreciera efi-cientei economice se efectueaza cu ajutorul indicelni gencaizat al ehel-tuieiIIIor totale.

CheHuieliJe totale sint:

$$C=P+Enl, \quad (J.83)$$

unde P sint cleJtuelile curente- pre-tul de cost al volumului antlal de pro-ductie al ma[□]inii; l-investIIIe capi-tale, En - coeficientul normat al efi-cientei investitiilor, care se stabile[□]te printr-o metodologie corespunzato. are.

Pentru cunpararea tipurilor de ma[□]ini utllizat[□] la un obiect de Jucru nu se utilizeaza valoarea totala anu[•], ala a cheJtuelilor raportate, ci va[•] Joarea lor specIIlca data de raportul. cheltuielilor raportate la productivita-tea tn e[□]p-loatare. lucrul efectiv cu ma[□]in a corespunde cheltuielilor min-lme raporta te. Pentru obllnerea ac:estei situafii este necesar ca productivita-tez ina[□]inii sa fie maxima, resursele pentru deplasarea ma[□]inii [□]i perioada de timp ae deplasare intre fronturi sa fie minime, ca [□]i consumul de energie, de materiaJe, timp.ul necesar repararH [□]i deservirea tehnica [□]• de comandă.

Eficienla notlor ma[□]ini se apreci-az[□] prin termenul de recuperare a ln[•] vesIIIilor.

$$t_r = - \frac{J}{E} \quad (1.84)$$

unde I arati fn[□]estitlil[□] necesare pelt-tru obtlnerea noilor ma[□]ini fi pu[•]

Transportul pe apă. Pe această cale transportul materialelor se face cu nave fluviale și maritime. Navele fluviale se folosesc pe râurile fluviale interne între porțile fluviale și maritime în scopul transportului sarcinilor la construcția de obiective mari din zona litoralului sau la construcții portuare speciale, de unde pot fi reîncărcate în mijloace de transport auto sau pe calea ferată. Navele maritime fluviale în (un)ctie de existența echipamentului de forță pot fi cu autoproulsie și iara autoproulsie. Navele cu autoproulsie se împart în nave de marfuri uscate și tancuri petroliere. Capacitatea lor de încărcare ajunge până la 1000 t. Navele fari autoproulsie se împart în elepuri și secpi. Aceste secpi din convoi se deplasează prin împingere, iar elepurile tot prin împingere și remorcare.

Transportul fluvial intern poate asigura, mai ales prin utilizarea navelor cu capacitate mare de încărcare, un volum considerabil de transport cu cheltuieli comparativ mai mici la 1 km de cale navigabilă față de cele ale transportului rutier sau pe calea ferată. În acest fel se descongesează considerabil calea ferată, mai ales dacă se încarcă vagoanele cu marfă sezoniera.

Transportul aerian (avioane pentru marfuri, elicoptere, dirijabile:). Acest tip de transport se utilizează în special pentru zonele greu accesibile ca Siberia de Vest, Nordul Extrem, din lipsa de cai de transport terestre sau navigabile, sau în situații când utilizarea lor e imposibilă, datorită condițiilor climatice.

Cele mai utilizate sunt elicopterele. Încărcarea se face în interiorul fuselajului, iar sarcinile agățate pe un sistem exterior de agățare. Capacitatea de încărcare, raza de zbor și viteza depind de masa de decolare a elicopterului. Acestea se împart în clase. Elicopterele de diferite clase au început să fie utilizate tot mai mult la executia obiectivelor (turnurilor de televiziune, releelor de transmisie, căminilor de fum, etc.),

precum și la montarea pe fundații de coloană a reactoarelor, strângerilor de hidri electrice. Ele sunt echipate cu un sistem exterior de agățare, iar pentru realizarea lucrărilor de montaj cu cabluri suplimentare din care pilotul... operatorul comandă elicopterul și operarea de montare a construcțiilor. Masa maximă de decolare a elicopterului este de cea. 43 t, iar masa maximă a încărcării pe sistemul exterior de agățare este de 11 t.

Conveiererele și instalațiile pentru transport pneumatic sunt mijloace de transport cu care se transportă materiale în vrac, încărcate cu bucăți, amestecuri de beton și mortar. În instalațiile pentru transport pneumatic materialul mărunt sau pulverulent este deplasat prin conducte cu jet de aer în suspensie sau în containere speciale, în care se găsește materialul. Proprietatea multor materiale pulverulente de a cădea în libertate la saturarea lor cu aer este importantă pentru transportul lor cu transportatoare de ciment, autotransportoare pentru ciment, precum și pentru alte mijloace de transport utilizate în acest scop.

2.2. Autocamioane, tractoare, autoremorchere

Cu autocamioanele, tractoarele, autoremorcherele și mijloacele de transport realitate spre a fi remorcate și semiremorcate de uz general și speciale, se efectuează principalele transporturi materialelor în construcții. În afara de acestea autocamioanele, tractoarele și autoremorcherele sunt folosite și ca mijloace de transport ale mașinilor de construcții remorcate și semiremorcate, precum și ca baze pentru macarale, excavatoare, buldozere, încălțări, instalații de foraj, mașini speciale și altele.

Autocamioanele, tractoarele, autoremorcherele se fabrică în serie, de aceea multe unități de alcătuire sunt montate pe scară largă în construcția diferitor instalații de construcții.

!. MAȘINI DE TRANSPORT, TRANSPORTOARE ȘI MAȘINI DE ÎNCARCĂT-DESCĂRCĂT

2.1. Caracteristicile generale a transporturilor în construcție

În construcții pentru transportul sarcinilor se utilizează transportul terestru, pe apă și aerian. Peste 90% din transporturi la obiectele de construcție se realizează cu mașini auto, pe calea ferată, prin conducte. Alegerea tipului de mijloc de transport se face în funcție de caracterul și cantitatea încărcăturii transportate, de distanța la care se transportă și de timpul necesar pentru livrarea lor.

Transportul auto este cel mai utilizat mijloc de transport. Cu ajutorul lui sarcinile în construcții sunt livrate pe șantiere fără reîncărcare. Mai mult de 82% de transporturi ale primului material de construcție, elementelor cu lungime mare, elementelor de construcție, utilajului tehnologic se execută cu mijloace auto, tractoare și autotractoare. Cheltuielile destinate transportului auto constituie 12...15% din costul lucrărilor de construcție-montaj, ajungând în unele cazuri și la valori mai mari.

Transportul auto se împarte în *transportul de uz general* și *specializat*. Din categoria mijloacelor de transport de uz general fac parte camioanele, remorcile, semiremorcile cu platforme deschise cu obloane laterale nerabatabile, precum și autoremorcile utilizate pentru transportul tuturor tipurilor de încărcături, în afara de cele lichide fără ambalaj. Mijlocul de transport auto sau autoremorcile cu remorcă sau se-

mioremcă se numesc *autotren*. Mijloacele de transport specializate sunt: autocamioanele, remorcile și semiremorcile necesare transportului unui anumit fel de încărcături (ferf, ferme, panouri, unități de încărcături în containere, etc.).

Utilizarea mijloacelor de transport specializate asigură o eficiență superioară a **transportului**, păstrarea calității unităților lor de încărcătură transportate, **introducerea** unor metode perfecționate în organizarea și conducerea procesului de transport.

Transportul pe calea ferată. Acesta asigură transportul materialelor de construcție și utilajului tehnologic la obiectivele de construcție pe distanțe mai mari de 200 km. Cu acest tip de mijloc de transport se efectuează transporturi în incinta carierelor tehnologice și în exterior. Transportarea sarcinilor pe calea ferată are loc în vagoane de uz general (vagoane descoperite cu pereți înalți, acoperite, platforme) și de construcție specială (cisterne, vagoane, autodescărtoare). Alegerea tipului de **vagon** se face, având în vedere păstrarea **integrității** încărcăturii transportate, operațiunile de încărcare-descărcare, necesitatea cântăririi maselor, **etc.** Capacitatea de încărcare a vagoanelor unui tren este determinată de capacitatea admisă de încărcare a **fiecărui** vagon. Încărcarea osiei **"vagon"** nu trebuie să depășească 220 kN pentru caile ferate ale Ministerului Căilor de Comunicație și poate să depășească 220 kN pentru caile ferate ale întreprinderilor, caierelor și uzinelor.

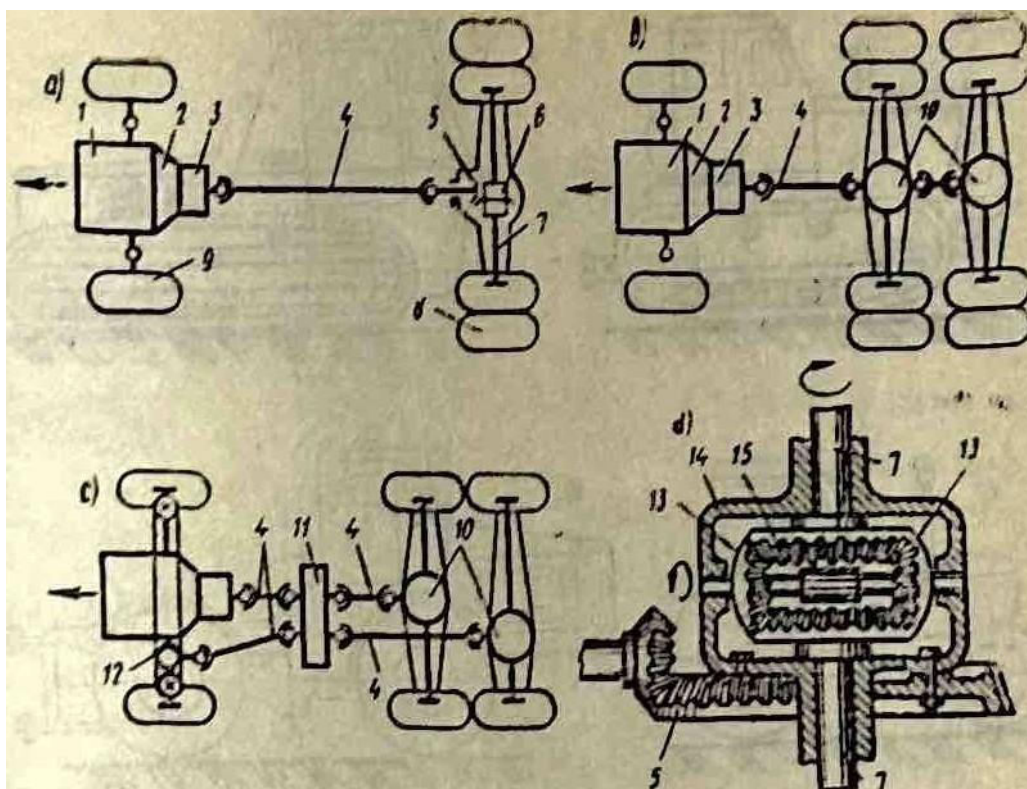


Fig. 2.2, Trbnsmiile dt p11tcre 11c c:im{o1- nclor:

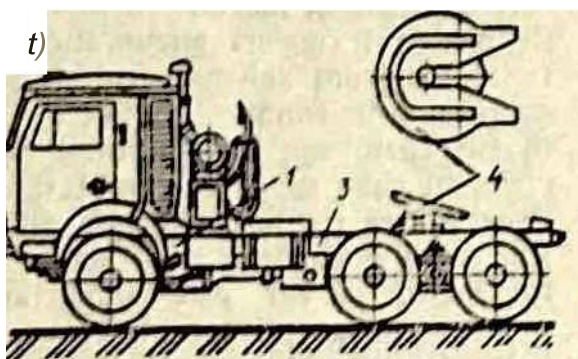
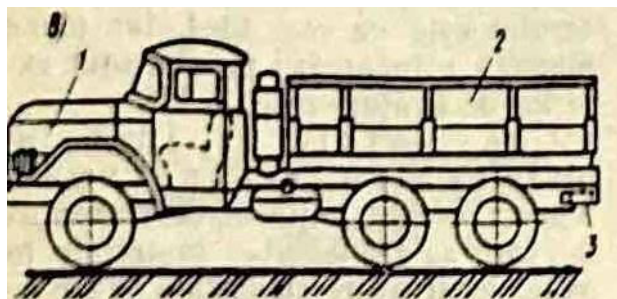
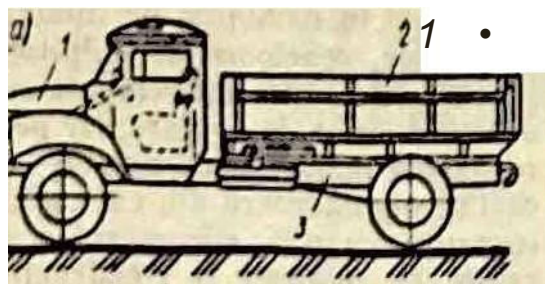
formula roilor □.t%; 11 - fQtmul• roIIIo, 6-4; fc,rrn11la roIIIor &x□ d -1chl'fna dtfert'n'lelalal

rmorci tractate de autoremorhere. Autormorchercle se r6brica pe baza ,asiului de camion, dar cu ampata- ment scurt (fig. 2.1, c). Pe cadruJ portant, 9 al •acest,ui au {omobll se fi- xeaza placa de □cazcm cu instata,ia dc cuplat -,i sczunul 4, care pre}a fncarcatura de la semlremorci t•I transmite fort.a de tractiune, dezvol- tata de rnotorul automobilului.

Dupa eapacitatea (tona) de fncar- care camioanelc se impart ln auto- molJile cu ca.pacitate mica, mijlocie, mare si foarlc marc (automobllele de earicra). Capacitatea de fncJrcare a ccJor maI rasplntlite camioare este fle; 6500 kg - tip ZJL; 8000...J1000 kg - tip KamJIZ, 12000 kg-tlp MAZ, 14500 kg- Hp KrAZ.

ln fig. 2.2 sfiit reprezentate sche- rn,clc transmis.Hlor c1.1 o osie ti mal angrenat pinionul angrenajului co- multc ot;ii moto3re conducAtoarc. Mo- mc11t1Jl d□ torsil lne de la motorul 1 lc•satel\ t /8; care snt angrenate (fig. 2.2, a) se transmfte rotilor mo- toare prin trans111isla dc putere. Ea compusi dln ambrcJajul cu frlc•

\iune 2 Blocat constant, decuplarea ciruia permite s_i decuplam. motor□I la schiml>area vltezclor, cutla de vl- teze cu trepte 3 cu raport de transmi- sie variabl pentru coordonarea mo- mentului de torsiune al rotilor 8 cu momentul de rezistenta la depla- sar.e ti asigurarea dcplasar.ii automo- bilului tnapoi, arborele cardonic 4, an- grenajul conic 5, c ar•e m!re□te momen- tul de torsfune al ro\ilor motoare, di- fferentialul 6, care permite rothor si se roteasei cu frecven1a diferita pe por- ti□nile curbe ate drumului □j din doui semiosii 7, care tran□mH rotall la ro- lilor fixate pe ele. Angrrnajul conic, dHere11tialu(□i scmiosiile, rixate in carca□a. se numesc punte motoare. Difcre.ntlalul este confrctionat a\$tfci (rtg. 2.2, d.). Pe capctele interne ale scmiosiilor 7 slnt rixate pinioanele conlce 15. Capetele cu pinloanc ale scrntosillor intrA rn cutia difrcm1ia- Jului 14. Dc cutia difrcn\ialuJui este Jlxati roata dIntata 5 cu care rstc angrenat pinionul angrenajului co- mnic. ln cu1c sfiit in1t6tate pinfoan• simultaJ'I et1 ambele pinioane conice- 15 tl se pot roti Tn buc□I. La depla- sarea rectli nie a automobilului pe



Гг,з, 2.Л. Лиф ос,м(оанс де уз. □, •III•rr, J:
• - cu pl11f1JF"II df'tdIII, el c:u (l.blo1n•: Z - cu
• 1J)t:JIII• d• ltr.(;:re maJorall; □- 11J1(j1nolIII d•
lfr<"\111111: cu CUJHA d.;, r-01(JtCI

Autocar11lo1neJe. PrinelpaJtlc <т>п-
ptm< nte uJ.e al l tocamir,nului din pro-
тщ□(f a d□ шэ.сi'J□Jnt motoruJ /, 1,сгпа 2
□, □асiL1l 3 (fii:, 2.1), □асJHl fncludo
tr□nsnii'ila. cadr11J dc ъuatfncre pt» ca-
rc • (f inatalat ,notoruJ, cal>lna. пул-
fca din ra1a □J dln спате cu rotl pe
пнrlrl, 6U5pent-la cfasLJc!, ce ннс□lc
pun\fle cu cadrul dc austfnt-rr, mc•
ca,liimuf dc co111анд, □/ Instalafca
clt:ctrfci.i. DupA con,lructia бнсl sc
dcQ,r/Jesc atltol11ulJile d□ uz gncral
□i 5pcclalfzater. Лутornobllelc dc уз
пепсрал а11 бснlt tn for111□ dc plat-
formi nebasculant□ desc!Jis□. cu ob-
los:mc ral,atalJlle pentru trans.,orf11I
dHerJtrlor lfpurl de fncArcat11r , celc
speclalfzate - пснtru transportul
unuf anurnH fel de tnc□,c□tur,. Jn
afari de accasta, autocamloancle se
clasHfc4 ol dup! tlpul motorulul,

a,faptabllla(e, car,ac(tatea dc fncJr.
c3rc □i alti fartor. Pentru aufocaml•
oanc 5e folosesc motoa.re cu ardere
interni, care lucreazJ pe bcnzini aati
gaz (cu carburatoare), cu c.ombusti-
bll grcu (motoare DlescI), fl furbo-
motoare. Motoarcle Diesef au o rJ-
pfndfrc пр(-do,nfnantl, турbornotoarele
fnt folosite Ja autocamioane cu ca-
pacitate dc fncIrcare foarte rnare, fn
functie de capacitatea de fncJrcare
puterea mutoarelor automobllelor de
uz gncral atinge 60...220 kW, iar аJe
aLltoremorcl□relor 500 kV.

DupJ adaptat,ilitatc automobllele
sc fmpart fn automoblJe de drum, de-
stinate pentru exploatarea pe toatc
drumurile rctelei dc drumuri comune,
cu o adaptabilitate ridicata oi su-
pcrioar□ пснtru toatc tipurile dc dru-
muri elllar □i ln arara drumurilor (de
carlcrA), ЛуLomobllelc cu adaptabl-
Jilate ridicat! □i superfoarl in Jun-
c(lc dc Hpul sistemuluf dc depJasarc
sc fmpart fn automoblle pe rotJ, pe
rotl □; □cnile, pe пснrl de aer -,f au-
tomoblle амрибли, Automobllelc d□
carfcrJ slnt utilizate Jn colstructH Ji
fn zonele de exploatare a resursclor
rnincrale dc Ja suprafaf4 Ja care fn-
fractura drurnului (f>ai□) arc o
conhtruc(lc speciali.

ParametruI прiлсplal, care тJctermi-
na constructia atlt>mobllulJi, cste
sarcina pe a.xe. Normative pentru
clrculatfa r11tlcra stabllc:\c sarcina
Hmlt□ pe o ax□ a aut,ornobluluf Ja
100 kN пснtru drurnurle cu Jmbrl-
c□mfntc pcrfectonat§ □1 la (Ю kN
pentru reteaua dc drumuri gncrale.
Лсссте ccrinct 11u sc rcfcr! la automo-
f>llelc dc carierJ. Penfru asfgurarca
(;зрясftJtil rnalf< de трсссс □f a ce-
rfnteJor de sarcinJ pe axJ camJoanc-
lc □1 autornoh/l('JC dc trac(lunc se
fal>rlc□ cu dot1□, trcl □1 mal multe
axc motoare cond11cltoarc (fig. 2.1.
b, c). Astrel dc automoblle au o ma-
re r4splndlc. Rernorefle fJ scmftr-
morclfc :sc f,npart fn remorel tractate
dc automobl cu ajutorul uncf blele
de cuplare (cu una, doubl □1 mal mul-
te osli), remorel dc transportat fn-
clrccturf dc Jungfme marc, scmfre-

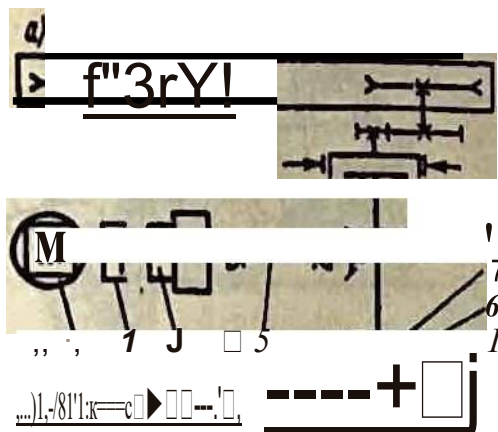
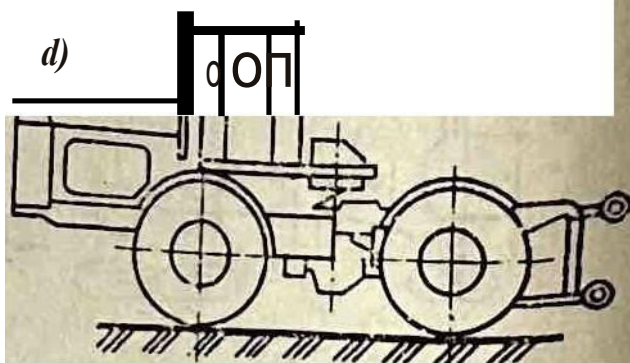
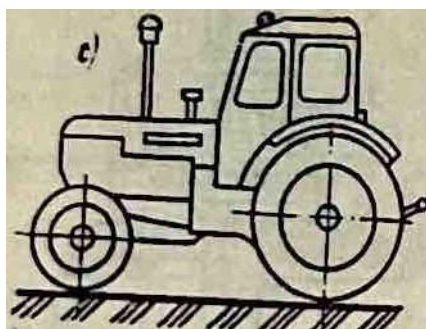
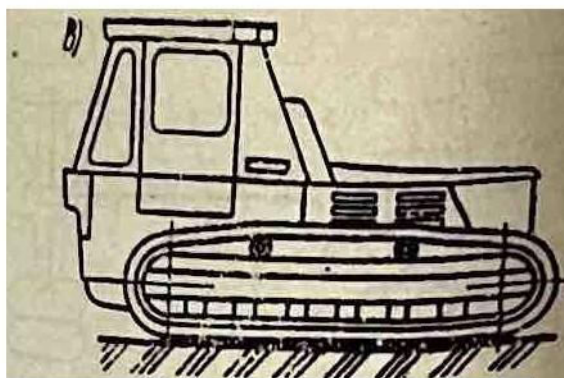
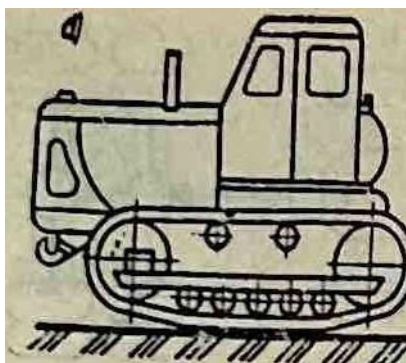


Fig. 2.4. Traie de putere ale tracare:

□ fnilor cu rotl e de 0,2...0,35 MPa t a :
celor pe □ e nHe 0,1 MPa. P.arametrul
principal al tractoareler este efort.ul
maxirn la cirHg₁ dupa care se lmpart
in clase. Efort.JI maxim la cirblg se
masoara la viteza de 2,6...3 km/ora
pentru tractoare pe □ emile □ i de 3,0.;
3,5 km/ora. pentru cele cu roti. Efor•
tul la cirliat tractoarelor pe □ enile
este aproximativ egal cu masa lor,
iar al ceJor ctJ ro(i - 0,5...0,6 din
masa.

Transmisia mecanica a tractorului pe $\square$ enile (fig. 2. 4, a). se compune din: ambreiajul de frictiune cu djs-
 $\square$ uri 2, cutia de viteze 3, arborele car-
danic 5, angrenajul conic 6, ambreia-
jul lateral de frictiune 7 cu frinele
cu banda 8, reductoarele de bord 9
CU: plat, e cu rofile de antrenare a lan-
tul ui 10. Pe rama de $\square$ enile 4 sint
montate rotile de lant conduse U
dispozit/vul de lantindere a lantului
de $\square$ enila. Reductoarele de bord mi-
resc momentul de torsie al rotilor
de antrenare a lantului. Ambreiajele
laterale cu frictiune reprezinta am-
breiaje de frictiune cu multe discuri,
care asigura in pozitie blocați de-
plasarea rectilinie a tractorului. Schim-
barea directiei de deplasare se obti-
ne, la deplasarea partiala sau totala
cl unui $\square$ din ambreiajele cu frictiune
concomitenta a discurilor conduse cu
frina cu banda. Frinele cu benzi se
folosesc de asemenea la frinarea am-
belor $\square$ enile, la deplasare in panti si
ca frine de parcare. Pentru reglari
lina si continua, a vitezei in **diapa-**
zon larg, in functie de sarcina exterioara,
transmisia de putere este prevazuta
cu un reductor hidraulic de viteza,
care permite functionarea la viteze
redate (p. 11 la 1 km/ori).

Industria produce tractoare agricole de clasele de tractiune 6, 9, 14, 20, 30, 40, 50, 60, 90, 150 și 250 kN și industriale de tractiune 100, 150, 200, 250, 350, 500 kN. Tractoarele industriale se fabrică de diferite moduri adică în funcție de instalarea pe ele a organului de tracțiune, de macara, de macara și a puterii motoarelor tractoarelor atingând 800 cv, iar uneori și mai mare. Tractorul este compus din șasiu, transmisia de putere, propulsor și cuie cu roți și comanda. Tractoarele sunt dotate cu un sistem hidraulic pentru ridicarea organului de lucru suspendat sau remorcat.



Ag. 2.3. Trac.toare:

o - pe ,enJle cu 1/tuarea motorului fn fIII; b -
pe ,enlle cu aftuarea rnotorului ln lpllte; c-cu
roΠ"11 paeurJ cu rojle dln fIII comInclltej d -
c:u rlmJ ,lrnlerl

drum drept semiosiele cu pIII;IIIe
se vor roti cu o viteza egala cu vi-
teza cutiei, iar pinionele-sateΠt ra-
min nemi□cate fata de propriile axe.
La deplasarea automobilului pe por-
tiunea curba a drumului satelitul se
rostogolesc pe pinionul semiosiei, ca-
re □i-a incetinit rotatia, iar pinionul
al doilea se va roti mai repede din
cln12a rotirii satelitilor. C□ rezultat,
roata care se ruleaza pe curba inte-
rioara se va roti mai rneet decit roa-
ta care se ruleaza pe curba exteriora
□i parcurge in acela□i interval de
timp un drum mai lung.

Automobilul este inzestrat cu un
sistem de frinare pentru reducerea vi-
tezei □i oprirea masinii □i cu un sis-
tem de frulare pentru reducete-a vi-
tezei □i oprirea masinii □i cu un si-
tem de directie pentru schimbarea di-
rectiei de deplasare pr'in intoarcerea
rolilor manevrabile din fa1(a 9. La ma-
□inile grele mecanismul de directie
este prevazut cu servodirectie pentru
a reduce forta de comanda la volan.
In fig. 2.2, b e reprezantata schema

transmisiei de putere a unui automob-
il <III trei osii cu doua puni rnotoa-
re. 10 (formula rotilor 6 X 4), iar
P fig. 2.2, c- cutrei puni moto□e
(formula rotilor 6 X 6). Punt ea
din faza 12 este in acela□i Hmp co-
mandata □i motoare. Mi□carea pun-
tilor motoare se transmite pr'iar ho-
rH cardanici de la cutia de viteze pr'in
cutia de distributie 11, care permi-
te conectarea punii motoare din fa-
□a pe porțiuni grele de drum la depla-
sarea pe drumuri de tara □i desfun-
date.

Tractoare pe □enile □i cu rotJ (fl
2. 3). Sint utilizate la lran5iPort
incarcaturilor rnari pe drumuri de p-
mint □i temporare. Ele se folosesc
remorci cu obloane laterale □i cu de-
cercare automata, precum □i cu m-
5ini de constructii remorcate □i su-
pendate (screpere, buldozere, excav-
toare, macarale de instalat tevi □i a.
). Tractoarele pe □enile exercita o pr-
siune mica pe pamnt □i au forti-
de tractiune mare. De aceea ele au o ca-
pacitate de trecere mai tnalla d-
ecit cele cu rotJ. Vitez□ lor maximi
deplasare e- de 12 km/ora. Tractoa-
le cu roff au capacitate de manevr-
a re □i viteza de deplasare mai mar-
e- 40 km/ora. Presintea pe p,imfnt a 111 a-

flune se instaJeazl transformatorul cel mal bine reglmlul de funcitonare
bldraulfc. Iar c,uplajul clematc rl• a tractoarelor cu cchipamentul d,e
gid dintre motor ti rotle motoare (ro- lucru remorcat □1 suspendat spect
tlle de tant ate □enllelor) 'este thto" flc ma□i-nlor de constructlf,

cuitli de cea hldi aullcl. Astret de Autotractoarele pe roti cu pneuri.
transmisil de putere se numesc 1,1-, Astfel de autotractoare cu una □1 cu
dromecanlce. douA osii sint destIn,ate ca ma,tni de

La rezlstenie marf la deplasare (la bazl pentru fu,ncllonarea eu dlferlte
pornfre, deplasare pe plan fncllnat ecltipamente de lucru remorcate (cu
sau tn condttll grele de drum) se fo- o osle) □1 suspendate (cu doua osH),

lose□te proprJetatea h-idrotransforma- pentru constructJi (fig. 2. 5).:

Auto" torului de a majora momentuJ de to-r- tractoafcle pe
roti cu pneuri an ca• slune al motorului cu un coeficient
racteristici de tractlune fi vltezii d□ mare de transformare. Pe
mlsura. deplasare (ptni la 50 km/orii □1 P.es• scaderH

rezlstrntel de depJa-sare sca- te) marl. un dlapazon mare de vlte-de
treptat tran sformarea rmomentutui, ze d'e Ju□rut o manevrabllitate bnpa.
cre□te lln vlteza rolilor motoare□ far ce contrfbuie la obfinerea unei pro-
ructlonarea transormatorului tre- ductlxita tlnaJte a ma□lnl]or de con-
ce intr-un regjm cu un randament sfructii create pe baza'J.or.

lilai mare. Schimbarea vHezelor se Autotractoar-ele pe roti cu
pneurt efectueaza butornat, adica vitezcle

se asambleazi din agregate □1 piese mari sint euplate
numai atuncJ. crnd fabrJcate tn serie pentru tractoa-arborcJe

secund.lr atinge o anumita rc □1 autocamioane grele cu un grad (recventa
de roLatie. La aceasta mo- larg de tipizare, ceea ce Je asigurñ torul
functioneaza tn regimul de pu•, o durablHtatc mai mare. Puterea mo-tcre

maxilll□. iar schimbarea viteze• toarelor Diesel ale □utotraccioarelor lor
se efectueaza fi.ra intreruperea ating e 900 kw; far sarcina pe o
momentului de torsiune. Lipsa lega- Osie 750 kN □i peste, ceea ce as-lgura
turil cinematfcee rlgide a motorului reaHzarea uneJa dln princ.Lpalele di-
cu rotile de antrenare a la.nlulul re- rect□i de dezvoltare a ma□inilor de
ducc incarcarea dinamica a motoru- constructii- crearea ina□inHor de
lui, prel unge□te du.rata de func•tiona- putere unitara mare.

re a motorului □i a transnlisiei de pu- A u t o t r a c t o r u l c u o o s i e
tere. (fig. 2. 6, a) este compus din □asiu,

La tractoarele pe □e.n'ile. cu tran- pe care sint montafc motorul 6, tran-
smisic electlllca de putere momentul srnisia de pu{er e, dou□ rotl metoare,
de torsiune se transllite rotilor de, cablna □i dispozitivul de sustinere □i
angrenare a tantulul \$enilelor de la c uplare. Dispozitivul de sustinere □i
un 010tor electrlc de tractlune cu cu- cupJarc este executat tn Tor,mi de stiJp
relt continuu p rin intermediu am- 2, care poate oscila tn jurul axei ori-
breia jelo.r LateraJe sl al reductnrul,uf. zontale lon□itudlnale, fixati pe ra-
Electromotorul de iracfiune esLe all- ma autotractot ului, ceea ce permite
mentat de la un generator actionat semiremorcii si se tncline fa•ti de
de motorul D jeseJ al tractorului. Sis- autotractor in plan v ertical. Semi-
temul de acfl'onare Diesel - □en□ra• remorca se cuplenzñ cu autotracto-
tor - motor simplifkA mult scbema rul prin pivotul vert'lca) 3. Intoarce-
cinen,atica a transllisiei □e putere rea autotractorutul fatñ de osl a se-
Olpsesc cutia de vHeze, arbo,rii car- miremorcil se asigura cu cei• dol hi•
da,nici), si ce este mai lnportant - drocilindrul 4 la ul UllRhi de. ptul la
asigura reglar□a cnntinuñl fn ltmite 90° m aanbele partl. Transmsla hi-
largi 3 vltezcl de deplasare □1 a mn• dromecanJca (fig. 2. 6. b) este com-
mentului tn ftnclle- de inclrcitlrlle p-usa dln cutla, de distributie 7, bi-
exterihlrc. Transmsliile lldronleca- drotransiorlnatorul 8, cutla de „heze
nl□c □i electtice de putere corespund 9, a, bo,rli cardanice 10□1 12. puncta

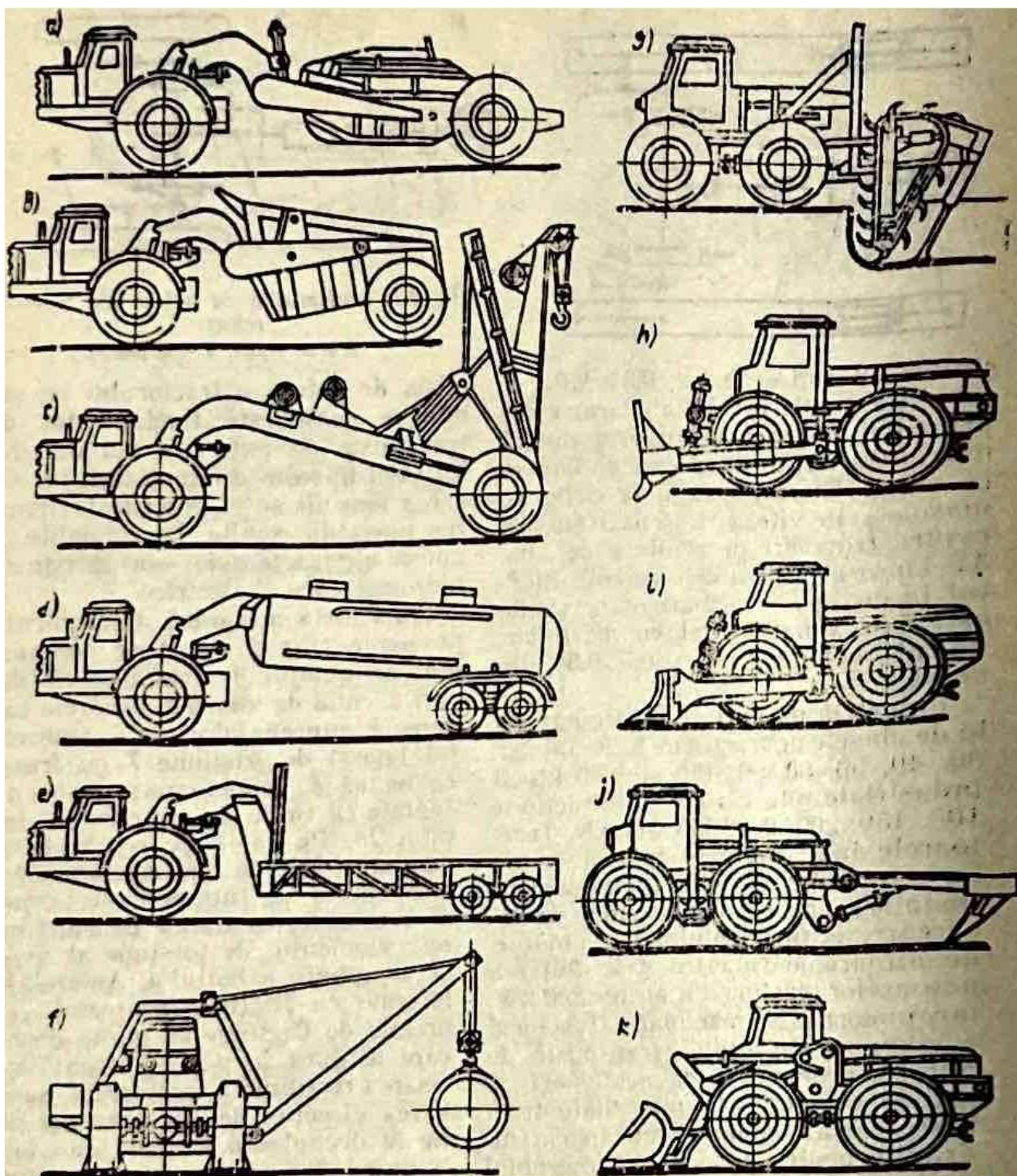
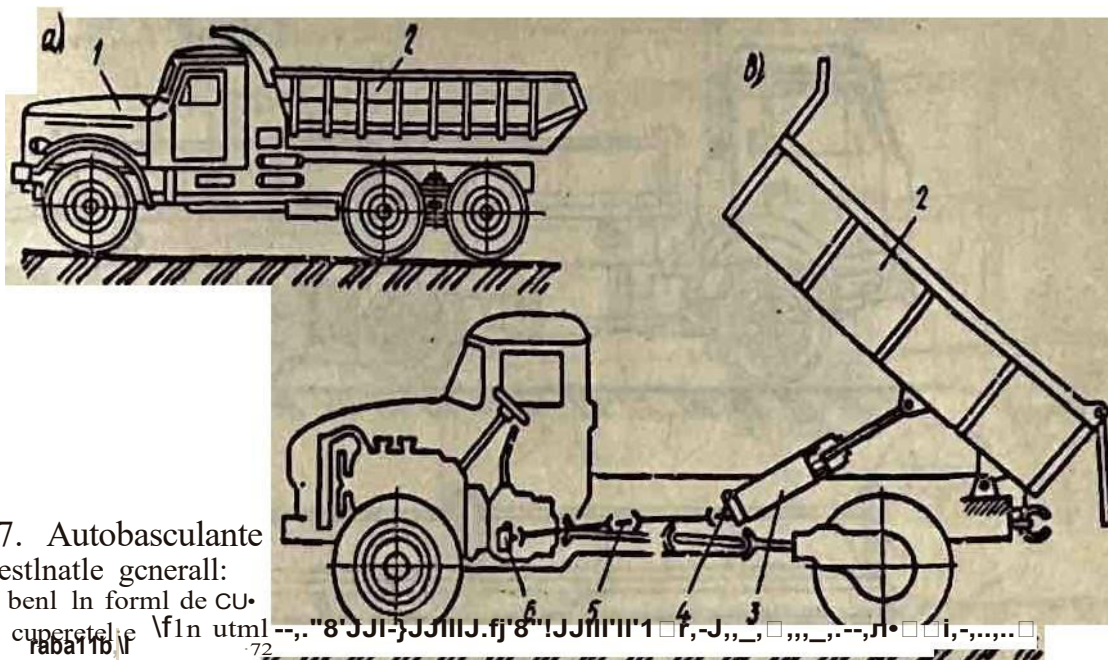


Fig. 2.5. Tractorul remorcat cu suspensie laterală pentru autotracor cu o axă și două roți:
a - tractorul; b - tractorul cu încălțăminte pentru muncă; c - tractorul cu încălțăminte pentru muncă; d - tractorul cu încălțăminte pentru muncă; e - tractorul cu încălțăminte pentru muncă; f - tractorul cu încălțăminte pentru muncă; g - tractorul cu încălțăminte pentru muncă; h - tractorul cu încălțăminte pentru muncă; i - tractorul cu încălțăminte pentru muncă; j - tractorul cu încălțăminte pentru muncă; k - tractorul cu încălțăminte pentru muncă.

cu roți (fig. 2.4, b), eu motorul și
tuat în fața, se compune din ambreiajul de fricțiune 2, arborele cardanic 3, cutia de viteze 4, transmisia principală 5, ambreiajele laterale 6 cu frânele cu benză 7, reductoarele (pe bord 8, care transformă rotația roților cu pneuri 9.

În transmisia de putere ale tractoarelor pe șenile și cu roți, ale autotracoarelor cu una și două roți. În asiniile speciale, încărcătoarelor cu o cupă, năcălătorilor autopropulsați de tip auto se folosesc larg transmisiile hidrodinamice. În astfel de transmisii în loc de ambreiajul cu fric-



Ftg. 2.7. Autobasculante de destinație generală:
a - cu benă în formă de CUPA;
b - cu benă în formă de CUPA

Autotractoarele cu două osii sunt compuse din două semiaxi cuplate articulat. Ca și la autotractorul cu o osie, întoarcerea semiaxilor se realizează cu ajutorul a două hidrocilindri cu acțiune bilaterală. Autotractoarele au una sau două punți motoare, una sau două instalații de acționare. Transmisia de putere a roților conducătoare este analoagă celei descrise mai sus. Cu viteză de viteză ale autotractoarelor cu una sau două osii au trei trepte cu vitezele de deplasare egale la mersul înainte și înapoi. Ultima are mare importanță pentru mașinile cu funcționare discontinuă, care trebuie să aibă o manevrabilitate deosebită la reversarea lărilor de lucru (incălcatoarele frontale cu o cupă, buldozerele etc.).

În ultimii ani, autotractoarele cu una sau două osii sunt prevăzute cu roți automotoare cu plăci de diametrul de până la 3 m și lățime mai mare de 1 m cu varierea automată a presiunii aerului în funcție de condițiile rutiere. Roata automotoare reprezintă un agregat de sine statator cu motorul hidraulic sau electric și reductorul în laetă, montat în roata. Motoarele de lucru sunt alimentate de la pompele de ulei sau de la generator, acționate de motorul principal al autotractorului. Sistemul de co-

mandă al motoarelor roților automotoare permite de a transmite fiecare din aceste momente și frecvențe de rotație diferite ca valoare, iar la viraj - și direcții de rotire, fapt foarte important la executia lucrărilor în condiții rutiere complicate.

2.3. Mijloacele de transport specializate

Mijloacele de transport specializate sunt utilizate în funcție de destinația lor și de tipul de circulație: pentru transportarea pământului, materialelor în vrac, betonului și mortarului; blutului, combustibilului (autobasculante, automobile de transportat aeramzit, atelobetoniere, autotransportoare de mortar, de blut, combustibil), materialelor pulverulente (autotransportoare de ciment și var), elementelor de construcție (autotransportoare de panouri, de ferme de dale, de cabluri tehnico-sanitare), încălăturilor de lungime mare (autotransportoare de tevi, de tronșoane, de metal); materialelor de construcție în containere (transportoare de containere), lăcășului tehnologic și a mașinilor de construcție (autocamioane etc.).

Mijloacele de transport specializate reprezintă remorci și semiorcări pentru autocamioane și autocamioane care au o capacitate de încărcare

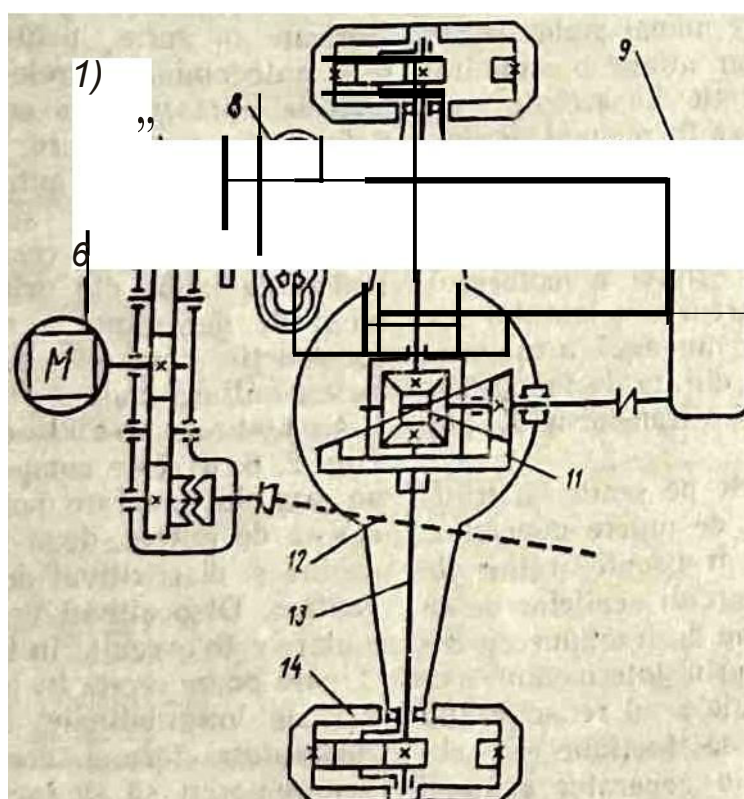
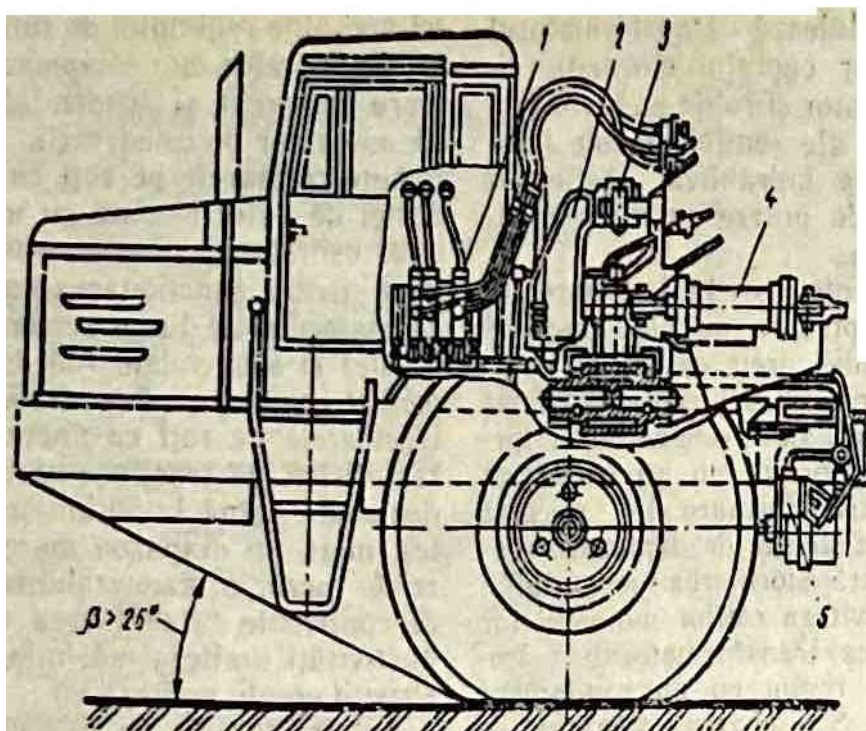


Fig. 2.6. Autotractor cu o osie

cu angrenajul conic și diferențialul //, semiosile 13 și reductoarele planefare 14, montate în butucii roților motoare. Ambele roți motoare sunt concomitent și manevrabile și dirijate. Cutia de viteze și hidrotransformatorul sunt adesea montate într-un singur corp, ce face construcția

mai compactă. De la cutia de distribuție sunt acționate prin arborele 12 una sau câteva pompe de lichid 5, care asigură funcționarea organelor de lucru al câmpului și al semiremorcatelor. Comanda autotractorului și a echipamentului remorcat se realizează cu servocomanda /,

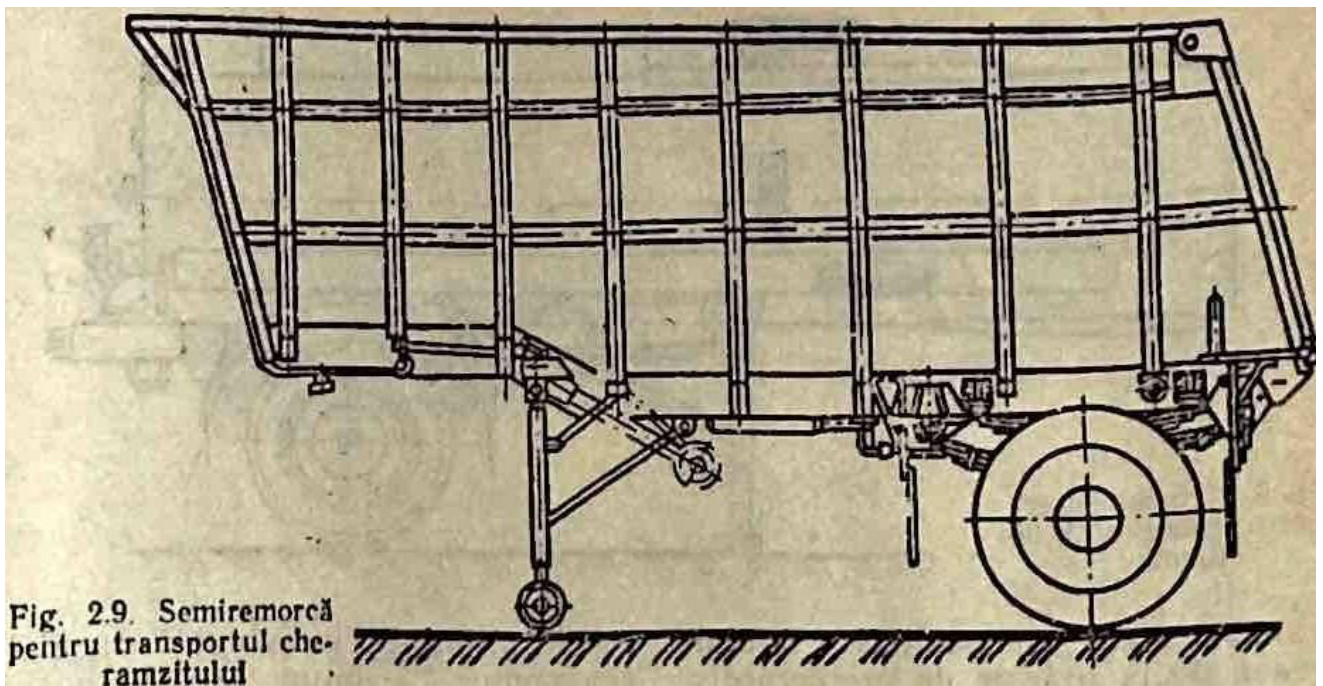


Fig. 2.9. Semiremorcă pentru transportul cheramziturii

orice nivel și coborrea lină a bazei, sub acțiunea masei proprii, la care se efectuează scurgerea uleiului în rezervor prin supapa cu o secțiune de trecere determinată. Capacitatea de încărcare a autobasculantelor produse în serie este de 10...12 t la masa totală a autolombului cu înecătușă de 19...23 t. Capacitatea de funcționare la care a

6X4 de specialitate de carieră ajunge până la 300 t, deoarece sunt destinate pentru lucrări în afara de rețeaua de drumuri publice, iar sarcina pe axe poate depăși limită de greutate în vigoare.

La transportarea încărcăturilor în masă se folosesc autofotrenurile (fig. 4.8). Folosirea acestor

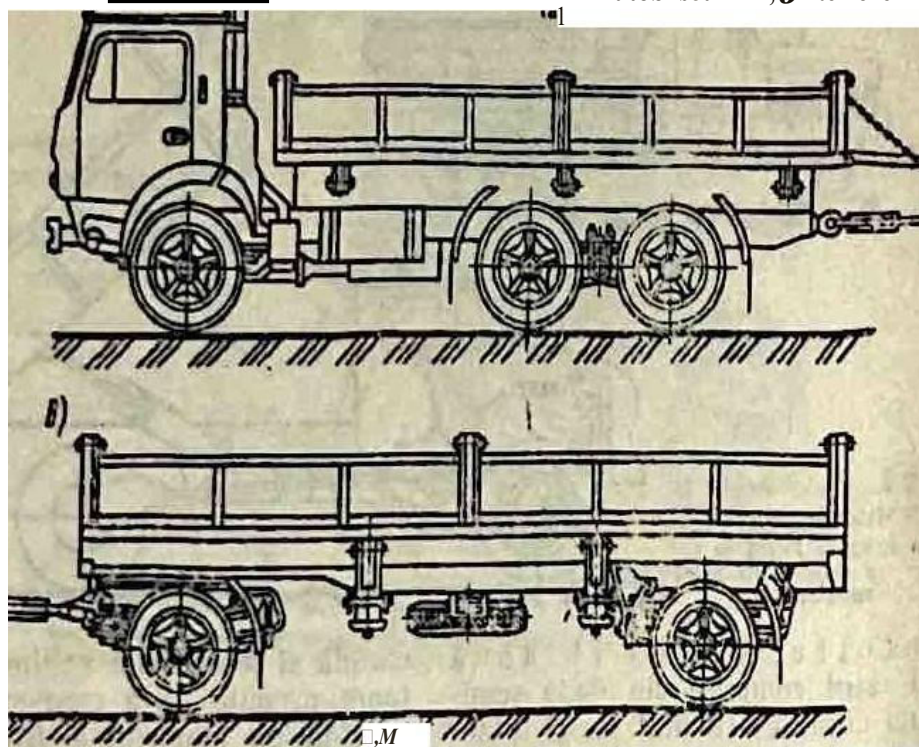
articulabilitatea caracteristică produselor, construcția este voluminoasă în mediul convențional, de asemenea consumul de combustibil este mare și de a reduce numărul de accidente. Autotrenurile se cuplează pe autobasculante și autolomburi basculante și pe semiremorci-basculante ale autolomburilor de tracțiune cu înecătușă comune. Hidrohidrocinematicele sunt acționate de sisteme hidraulice ale autolomburilor de autobasculanță și sunt utilizate în calitate de autolomburi și au caracteristici de dispozitive standardizate de re-

morcare și borne de încălzire hidraulice, pneumatice și electrice. necesare conectării la sistemul remorci. În încălzirea bazei autobasculantei și a remorciilor intermediare se face în cele două părți laterale, iar a celor din urmă - în cele două părți laterale și prin spate. Capacitatea de încărcare a autolomburilor cuplate de exemplu la autobasculantele tip Ca01AZ, este de 11 t (masă totală este de 19 t), a remorciilor - 16 t și a semiremorciilor - 25 t.

Semiremorci pentru transportul cheramziturii. Pentru transportarea agregatelor poroase cu densitatea 0.48...0.65 t/m³ se folosesc semiremorci de transport cheramzit, remorcate la autolomburi cheramzite (fig. 2.9). În locul autobasculantelor izolate (fig. 2.9) este posibilă utilizarea de autolomburi mari ale caroseriei și existența dispozitivului de descărcare în spate și lateral. Pentru a reduce numărul de accidente, pe ramina autobasculantului de tracțiune (autotractorului) sunt îngrădite și pe semiremorci-basculante și pe semiremorci-basculante ale autolomburilor de tracțiune cu înecătușă comune. Hidrohidrocinematicele sunt acționate de sisteme hidraulice ale autolomburilor de autobasculanță și sunt utilizate în calitate de autolomburi și au caracteristici de dispozitive standardizate de re-

Fig. 2.8. Autotren:

□ - 1 autobasculant; b - teorel b, lcuJa1



medie și mare cu sarcina admisă pe o axă 60 și 100 kN (automobile și autotractoare cu formula roților 6X2 și 6X4). Construcția lor astfel de mijloc de transport are în construcție oarecărtațitate transportării și proprietățile fizice ale încărcăturii, profunzimea căii încărcăturii, mecanizarea complexă a încărcării și descărcării. Parametrul principal al mijloacelor de transport special este masa totală a mijlocului de transport cu încărcătură. Utilizarea transportului specializat contribuie la dezvoltarea în continuare a metodelor industriale de construcție, mărirea productivității mijloacelor de transport. În continuare sunt prezentați schemele constructive și posibilitățile tehnologice ale unor tipuri de mijloace de transport specializat.

Autobasculantele și autotrenurile. Autobasculantele sunt de destinație generală și speciale de carieră.

Autobasculantele de destinație generală (fig. 2.7) se produc în serie (câteodată cu amplasament scurt). Ele se utilizează la transportarea pământului din sapă-

turile de fundație, materialelor de construcție din cariere, cheiuri și de la stațiile feroviare la întreprinderile industriei de construcții și la drumuri în construcție. Pe lângă acestea, autobasculantele se folosesc la transportul asfaltului, molozului și al altor încărcături în vrac. Încărcarea autobasculantelor se face, de obicei, cu excavatorul sau din buncir. Schema 2 a autobasculantei are forma dreptunghiulară, trapezoidală sau de a/b și poate bascula cu un unghi de înclinare de până la 60°. Se deosebesc autobasculantele cu descărcare în spațiu, adică bascularea are loc numai în spațiu, cu descărcare totală într-o parte ori în două părți și cu descărcarea în trei părți. Bascularea bencii se face cu ajutorul cricului cu comandă hidraulică, care este compus din unul sau doi cilindri hidraulici 3 de acționare unilaterală, alimentati de dispozitivul de pompă 4 acționat de motor / prin cutia de viteze 6 a autobasculantei cu arbore cardanic 5.

Comanda basculării bencii se execută din cabină. Totodată poziția distribuitorului hidraulic 1 și siguranța ridicării forjate a bencii, fixarea ei la

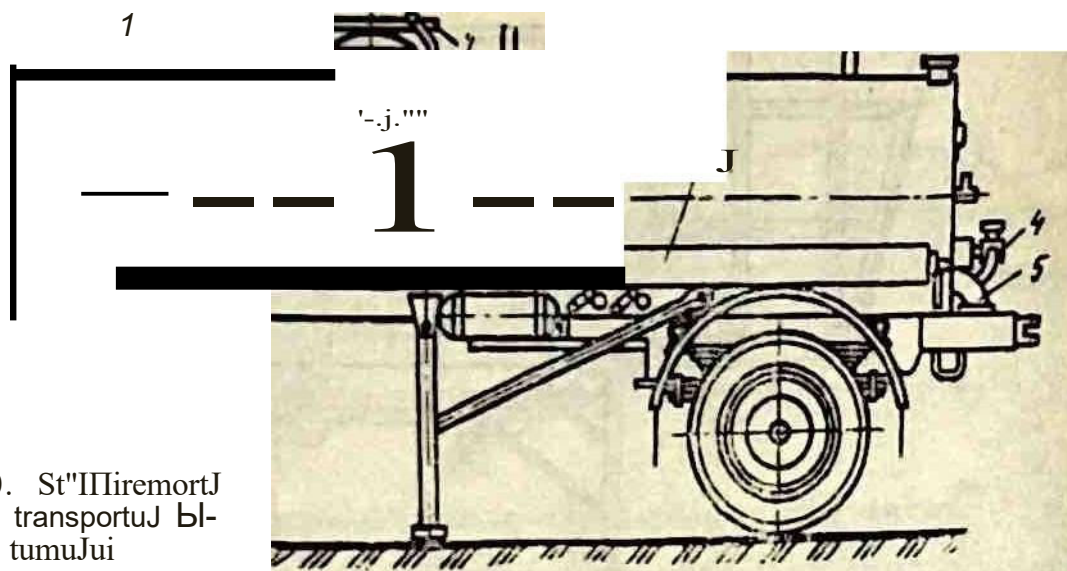


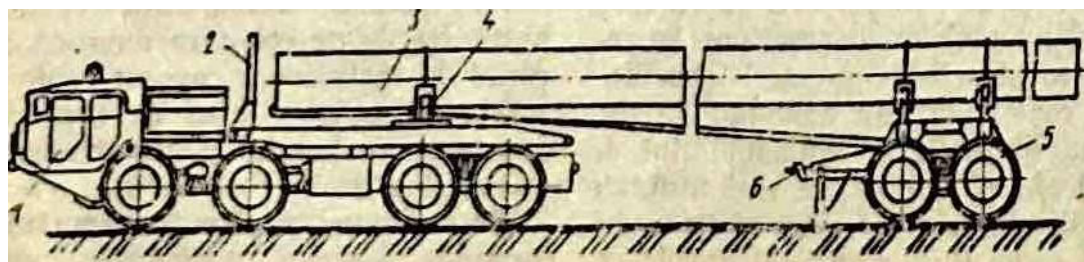
Fig. 2.10. St. III. Transportor de bitum.

transportarea materialelor bituminoase de la uzine) și de prelucrare a petrolului în locurile de construcție a drumurilor, de efectuare a lucrărilor de acoperș și de izolare. Autotransportorul de bitum reprezintă o cisteră semiremorcă 1 de formă eliptică, instalată pe o semiremorcă de construcție fără rama remorcată cu autotractorul și dotată cu sisteme de încălzire, încărcare și descărcare a bitumului. În partea de sus a cisternei este un orificiu de încărcare 2, iar în partea din spate - o flanșă pentru cuplarea conductei de scurgere 5. Sistemul de încălzire include tevi de flacăra 3, montate în spatele cisternei la bază arzătorului staționar care funcționează cu amestec de gaz lămpant cu aer, rezervorul de combustibil, compresorul și aparatele pentru controlul nivelului și temperaturii bitumului. Sistemul de umplere și evacuare a bitumului este compus din conducte și o pompă de bitum cu roți dințate, care acționează datorită motorului autotractorului prin cîștia de viteze sau datorită mo-

torului hidraulic individual. Încălzirea pompei de bitum se efectuează de la căldura gazelor de eșapament ale motorului la instalarea ei pe autotractor sau cu căldura bitumului fierbinte cînd aceasta este amplasată înăuntrul cisternei.

Construcția autotransportorului de bitum asigură păstrarea temperaturii bitumului în cisteră la transportarea fără încălzire, preîncălzirea bitumului în cisteră se face pînă la temperatura de 200°C, pomparea bitumului fără trecerea prin cisteră, scoaterea bitumului din cazanul de topit bitum și din depozitul de bitum cu ajutorul pompei. Capacitatea de încărcare a autotransportoarelor de bitum produse de industrie este de 6,8...21 t.

Transportoare de fevi și tronșoane. Transportarea tevilor și a tronșoanelor (secții de tevi sudate) pe drumuri pavate și naturale precum și în jurul traseului de construcție al conductelor în afara drumurilor se efectuează cu autotrenuri speciale pentru transportul tevilor și tronșoanelor. Transportorul de



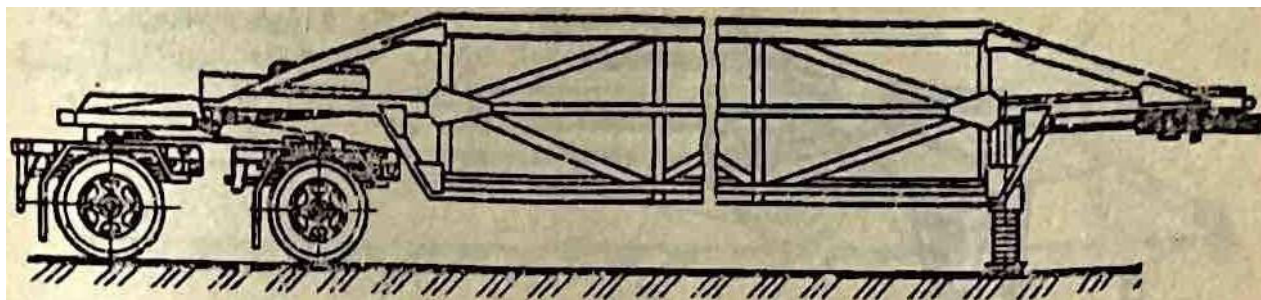


Fig. 2.14. Semiremorca de trarI transportat .cablne tehnico-sanltarc

la terminarca vIrajului• ori in cazul ruperii cablului. CapacHatea de n-
carcare a lor este de 12 □i 20 t.

SemiremorcaIe de transportat c-
a-blne t□hni co-sanitare (fig. 2.14)

□i blocuri (fig. 2. 15). Aceste
automo-blle sint necesare pentru
transportarea cablurilor tehnico-
sanitare □i a blocurilor de
ascelsoare. Forma de caseta a
semiremorcii da poslbilitatea de a
se transporta, de asemenea, grinz□i,
□ol□ale, □iloti, co□tainere □alte
IncarcaturI. Construcia lor sea-
mana mult cu a transportoarelor de,
panouri) tnsa difera prirt a□ezarea mai
joasa a platformei de incarcare.

InAJ" fimea redusa d□ incarcare
asigura tralI sportul

articolelor cu dimensi-uni
mari sau c,u pozitia tnalta a

centrului de greutate **fara** depi□irea
gabarHului □tabilit. ta transportuJ
blocurilor de volum• □i masa ma-
re rama semiremorcii este ech□ipata
cu platforme reglabile □i de sprijin
pentru rezemarea coituriJor blocuri-
Jor sau a par□Jor Jbr Jungi. Con-
structia transportoarelor de blocuri
prevede Jxa.rea blocurilor tmp()triva
derlasarii pe timpul transportarii,

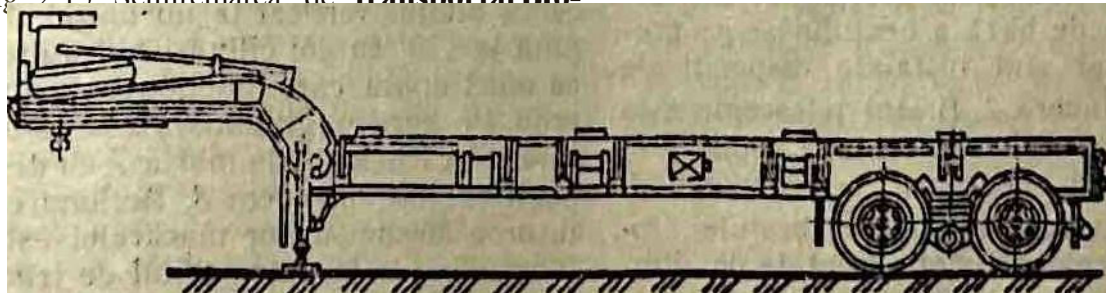
adaptarea u□oara pentru transportul
blocurilor de diferite tipod[tnensiuni.

SemiremorQil□ pentru transportul

containeret•or. La transportul pe
□antiere a inc•arcaturilor in bucati
mici □i a Incarcaturilor amba)ate se
folose□te pe scara larga containeri-
zarea □i pachetizarea. Pentru trans-
portul containerelor □i a pach.ete-
lor se folosesc automobile □i autotrac-
nu•r:j de destinatie generala □i mij-
loace de transport specializate - ca-
mioane ecllipate cu inc•arcator dota.te
cu dispozitive de incircare-descarea-
re. Transportoarele de coltainere fac
parte din aceste mijloace de tnan-
sport. Construcia ce'3 mai eficienta a
transportoarelor de containere care
-asi,□ura o lI;a□pu.Jare buna □i o □
pac1tate de inc•arcare optima este au-
totrac-tor.ul J3 cu semiremorC'a.

Pentru "er□t.□r.ea □ta□iLitstH, mic-
□or!rea malflmll. de mearcare □i co-
borre a centrul,m de g.r•eutate al au-
totrenul uj inc•arcat semiremotcile sint
fabricate cu raine joase, sint dQtate
cu suporturi telescopice □i rabatabl-
Je 01I actionare rapida, care se folo-
sesc Ja exccLJtia Jucrarilor de intar-
ear□d"e□□are□re pentru asigurarea
stabllltatll □l mic□orarea sarcinii
ecllipamentului de deplasare a ma-
□inii. Existenta acestor suporturi con-
tribuie la cup]area rapida a autotrac-
toruJui cu semiremorca □i introduce-
rea scilemei de suveica de organi-

Fig. 2.15 Semiremarca de transportat blo-



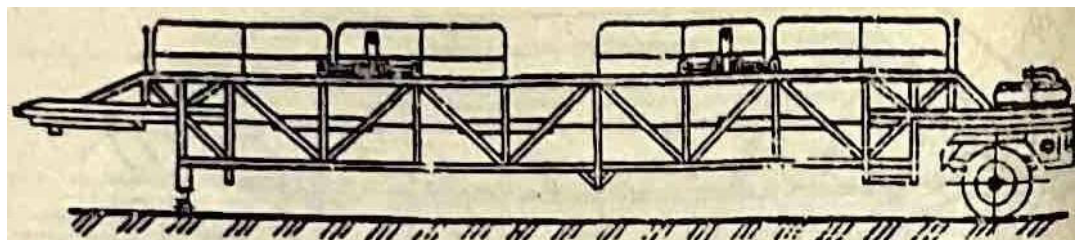


Fig. 2.13. Semiremorcii pentru transportul ferelor

autotrenului în condiții naturale. Semiremorcile sunt dotate cu reazeme hidraulice pentru asigurarea stabilității în timpul operațiilor de încărcare-descărcare, precum și cu o cuplare automată cu automobilul de tracțiune care asigură posibilitatea automobilului de tracțiune să lucreze cu câteva remorci de schimb și de a monta panourile fixe pe roți, adică fără a fi depozitate pe câmpier. După construcția carcasei portante a semiremorcii, ele se împart în semiremorci în formă de creastă și în formă de cadru tip casetă.

Transportoarele de panouri în formă de creastă au carcasa în formă de fermă de secțiune transversală trapezoidală, iar panourile se instalează în poziție înclinată pe ambele părți ale carcasei sub un unghi de $8...10^\circ$ față de verticală (Fig. 2.12, a, b). Suplimentaritatea acestor transportoare constă în înălțimea mică de încărcare, comoditatea executării lucrărilor de încărcare-descărcare. Acesta este transportoare care o încărcare simetrică a platformelor de încărcare, ceea ce este greu de îndeplinit la transportarea unui număr impar de panouri cu mase diferite. În plus, poziția înclinată a panourilor duce deseori la fisurarea, ciobirea sau la alte deteriorări ale acestora.

Semiremorcile în formă de cadru reprezintă o casetă formată din două ferme plane verticale și longitudinale și bare de legătură transversale (Fig. 2.12, c), sau un cadru portat cu casete (Fig. 2.12, e), în care se așază obiectele transportate. Obiectele se instalează

în poziție verticală și se sprijină cu ajutorul separatorilor care se deplasează în lungul casetelor, și cu ajutorul dispozitivelor laterale de fixare. Uneori, ele sunt echipate suplimentar cu casete laterale (Fig. 2.12 d-f). Sistemul de fixare asigură posibilitatea de a transporta panouri de diferite dimensiuni și configurații, exclude deplasarea lor reciprocă și deteriorarea parților interioare în afara și a suprafeței finisate.

Pentru transportarea panourilor tip a plăcilor cu lățimea de până la 4 m (fără gabarit după înălțime) se folosesc transportoare de panouri cu cadru, care au o parte pivotantă (la un unghi de 55°) a platformei de încărcare, ce servește concomitent ca suprafață de sprijin pentru panouri. Transportorul de panouri este echipat cu un mecanism de întoarcere a platformei, care o fixează în poziție de transport și cu dispozitive pentru fixarea panourilor.

Semiremorcile pentru transportul ferelor. Pentru transportul ferelor cu lungime de 12, 18, 24 m la câmpier se folosesc semiremorcile pentru transportul ferelor cu automobile de tracțiune de Hp 100 (Fig. 2.13). Fermele se instalează pe suportul remorci în poziția lor de lucru și se reazemă pe capetele ei în structură. Ele se fixează în această poziție cu borne cu șuruburi așezate în partea din față și cea din spate a ramei semiremorcii. În funcție de lungimea fermei suportul din față poate să se deplaseze în lungul ramei cu ajutorul trolului manual. În partea din spate rama se reazemă pe dispozitivul de suport al caruciorului de viraj cu axa manevrabilă. Manevrarea de viraj se execută cu ajutorul sistemului de cabluri sau hidrolic cu fixarea caruciorului față de ramă



Ffig. 2.17. Sire, no Jci, grea.

autocamioanelor grele. Forma de

suplimentar. Pentru incarcarea si descarcarea containerelor de mare tonaj sau a pacfetelor de mare tonaj se folosesc dispozitive de ridicare mai complicate sub forma a doua macarale hidraulice cu brat sau a unui plan inclinat, pe care incarcatura se dispuneaza cu ajutorul transmisiilor cu ecran sau lant.

Autocamioanele grele. Acestea se impart dupa destinatie in universale - pentru transportarea utilajelor de constructii si utilajului tehnologic; specializate - pentru transportarea utilajului tehnologie special si a containerelor de mare greutate si de specializare, mai mult - pentru utilajul tehnologic unic de greutate foarte mare. In functie de destinatie, autocamioanele grele se caracterizeaza prin capacitate de incarcare de pana la 100 t. si mai mare.

Din punct de vedere constructiv, autocamioanele grele (fig. 2. 17) sunt mai mult remorcate si semiremorcate, mai rar auto-propulsate cu platforma, situata pe scaun, care se sprijina pe un carucior cu doua, trei sau patru osii, cu multe roti si cu toate osiile manevrabile. Partea din fata a cadrului semiremorcii autocamionanelor grele cu semiremorca este ridicata pentru a permite lasarea pe e. 1. B. caruciorul rotativ sau a carucierului de transport. Partea din spate a platformei si a cadrului este joasa, dotata cu scara rabatabila pentru imbunatatirea conditiilor de incarcare si descarcare a utilajului, autocamioanele grele sunt dotate cu trolul cu actionare din elice, de la tractorul auto-tractorului cu elice hidraulice. In unele constructii ale

in limita inaltimii de ridicare (500... 900 m. m.), cu ajutorul actionarii hidraulice locale. Ca si alte mijloace de transport, autocamioanele grele sunt dotate cu dispozitive de suport si cu plat-fricat, precum si cu mijloc pentru fixarea sigura a utilajului sau a marfii.

Calculul la tractiune a transportului auto si cu tractoare. Se efectueaza cu scopul determinarii regimurilor optime de deplasare in diferite conditii de lucru, la utilizarea puterii maxime a motorului si atingerii vitei mai inalte produse.

Ca si in cazul altor, pentru deplasarea mijloacelor trebuie indeplinite doua conditii: 1) ca forta de tractiune sa corespunda la deplasare cu viteza constanta sa fie suficienta pentru a invinge rezistenta totala la tractiune W , care se compune din rezistenta de baza la care trebuie adaugata rezistenta de frictiune pe portiunea de drum reetiv la orientarea (reorientarea, a rotator sau a elementelor rezistente de frezare in transmisia de putere) W_0 , si rezistenta suplimentara la tractiune pe plan inclinat W_i ; 2) ca forta de aderenta a rotilor motrice (elementelor) sa fie suficienta pentru a realiza forta de tractiune dezvoltata de motor.

Pentru autocamionul compus din autocamion de tractiune si semiremorca (fig. 2. 18, a) forta de tractiune (N) pe axa de tractiune de motor:

$$S = W = -(G_H + Q_1) (f \pm i) + (G_2 + (i_2) (f \pm i)), \quad (2.1)$$

iar forta de fractiune de aderenta:

$$S_{ad} = (G_H + Q_1) < p \Rightarrow S. \quad (2.2.)$$

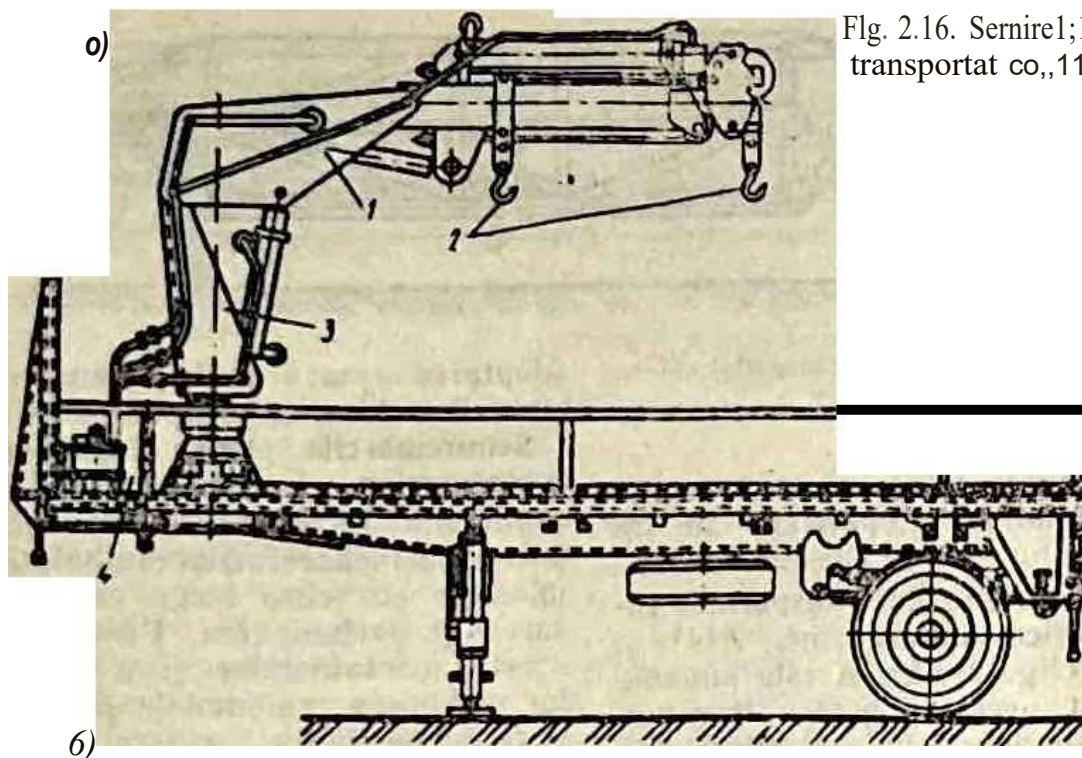
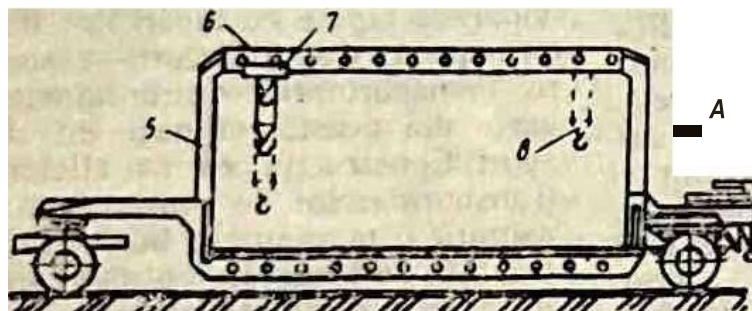


Fig. 2.16. Sernirelor de transportat co., 11taire.



zare a transportării, cind un autotractor poate deservi cîteva remorci. Dispozitivele de ridicat sarcina sînt instalate pe platforma automobilului, pe rama lui de tracţiune sau pe platforma semi-remorci.

În fig. 2. 16, a este prezentată semiremorca pentru autotractorul tip A, dotat cu o macara hidraulică cu brat articulată. Macaraua are un brat telescopic / care se poate întoarce în planul orizontal (pînă la 200°) compus din secţiunea de bază şi secţiunea de avansare şi de prelungire. Pe secţiunea de bază a braţului şi pe prelungitor sînt instalate dispozitivele

de prindere 2. Bratul telescopic este fixat articulat pe coloana rotativă 3, montată pe rama sernireloror 4. Deplasarea secţiunilor bratului. rotaţia cîrabei sînt executate de cilindri hidraulici cu efect dublu, atît

de sistemul hidraulic instalat pe autotractor.

Macaralele hidraulice cu brat se folosesc cu sarcina maximă de pînă la 2,5 t (pentru deschiderea cea mai mică). Pentru o masă mai mare a containerelor (pînă la 5 t) pe transportoarele de containere se instalează dispozitive de ridicat în formă de portal basculant situat lateral (fig. 2. 16, b) sau transversal. Suporturile 5 ale portalului sînt fixate articulat pe suprafeţele din faţă şi din spate ale semiremorci şi pot să se rotească în planul vertical la un unghi de pînă la 120° cu doi cilindri hidraulici cu efect dublu, care funcţionează sincron. Pe bara longitudinală 6 se depăşează circierul de marfă 7 cu dispozitivul de prindere 8. Funcţionarea tuturor mecanismelor macaralei este hidraulică de la automobilul de tracţiune dotat cu un sistem hidraulic

Productivitatea trenului (t/ora) pentru o cursă:

$$P = Q / t_c$$

unde Q este masa încărcăturii, t;
 t_c - durata cursei, ore.

Productivitatea tehnică a transportului se exprimă prin cantitatea încărcăturii transportate în timpul lucrului îndeplinit în t - km în unitatea de timp. Totodată se țin cont de o serie de factori suplimentari, inclusiv utilizarea capacității de încărcare, și a parcului de mașini, distanța medie de transport și utilizarea parcursului, metoda medie tehnică și timpul consumat la încărcare-descărcare și alte lucrări ce cuprind att nivelul tehnic al mijloacelor de transport, cât și organizarea și tehnologia transportului.

2.4. Transportoare

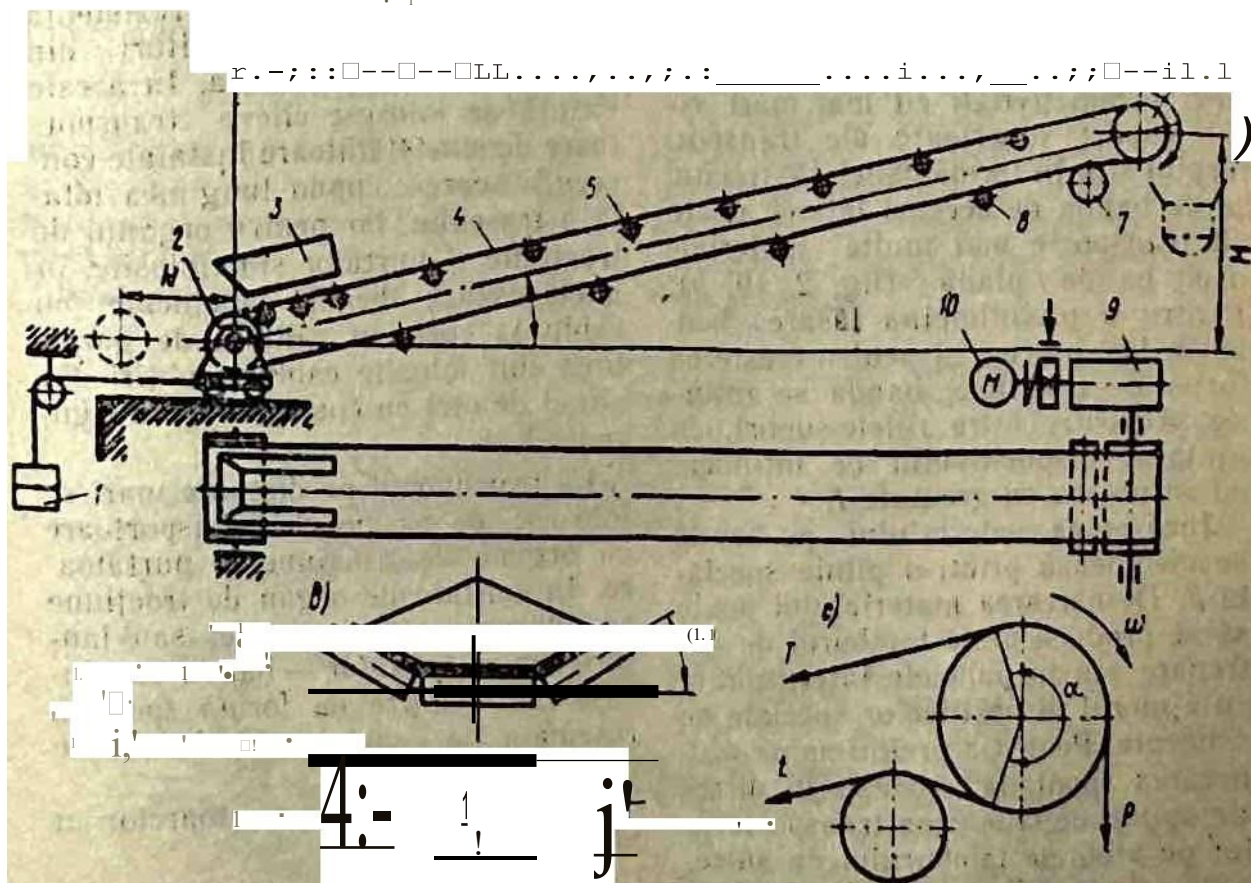
Cu acestea se transportă materialele în vrac, în buci, încărcături cu bucată, precum și amestecuri plastice de beton și mortar. Ele se împart în

trenuri de construcții, în tractoare cu bandă, cu cupe, cu șicoidale, vibratoare. Transportoarele cu bandă și cu cupe transportă materialul cu ajutorul benzii sau lașului înflănit; cele cu șicoidale și vibratoare - ca rezultat al rotației sau vibrației organului de lucru rigid în formă de surub sau șelă.

Transportoarele cu bandă. Ele se folosesc pe scară largă pentru transportul continuu a diferitelor materiale pe direcție orizontală sau înclinată. Asigură o productivitate mare (până la câteva mii de Mg pe ora) și transportul pe distanțe mari (până la câteva zeci de km). În construcții se folosesc transportoare cu bandă mobile și staționare, care transportă încărcăturile la o distanță destul de mică.

Transportoarele mobile cu bandă sunt de 5-10 și 15 m. Ele sunt echipate cu roți pentru depășirea obstacolelor.

Fig. 2.19. Transportor cu bandă: a - schema constructivă; b - role suport; c - lăcheș (ortel) la lamburul conlucrii



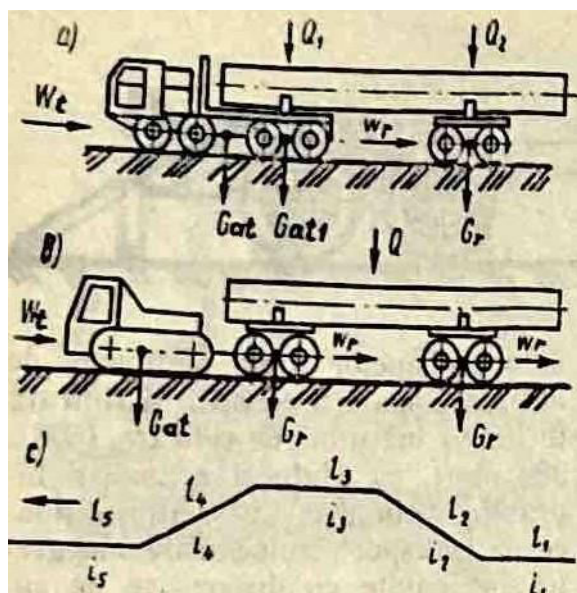


Fig. 2.18. Schema pentru calculul de tracțiune a transportului auto cu tractor:

a - automobilul de tracțiune cu semiremorca;
b - tractorul cu remorci; c - drumul

Pentru trenul compus din autotractor și remorci (fig. 2.18. b)

$$S_{act} > G \cdot t(f \pm i) + (nGr + Q)(f \pm i) \quad (2.3)$$

$$S_{ad} = G_{at} \varphi \geq S_t \quad (2.4)$$

unde G_{at} , Q , Gr reprezintă forța de greutate a autotractorului, a încărcăturii, a remorci; Q_1 , Q_2 - forța de greutate a încărcăturii osiilor motoare și a osiilor semiremorci; G_{t1} - sarcina osiilor motrice de la masa autotractorului; f - coeficientul de rezistență la deplasare a autotractorului, remorci (depinde de tipul propulsorului, tipul drumului și starea acestuia); i - înclinarea drumului; φ - coeficientul de aderență a roților (benzinelor) cu drumul; n - numărul remorcilor.

Fiecarei viteză de deplasare se hibate cu ajutorul cutiei de viteze a autotractorului îi corespunde o forță de tracțiune stabilită. Ea este mai mare la viteze mici și mai mică la viteze mari. Utilizând relațiile menționate, se determină viteză de deplasare a trenului pe anumite secțiuni ale traseului, timpul de trecere prin anumite sectoare. timpul total

al unei curse cu sarcina pe drum, durata cursei și productivitatea tehnică a transportului.

Viteza de deplasare a trenului (km/oră) pe anumite sectoare ale drumului din condiția Utilizarea puterii totale a motorului:

$$v = \frac{3,6 \cdot N}{W} \quad (2.5)$$

unde N este puterea autotractorului (tractorului), kW; W - rezistența totală la deplasare a trenului pe sectorul dat al drumului, N.

Viteza cu care e posibilă deplasarea pe fiecare din sectoarele traseului se alege în funcție de caracteristicile autotractorului sau a tractorului. Trebuie să se aibă în vedere faptul că viteza astfel aleasă este maximă posibilă, adică rezerva de putere a autotractorului e egală cu 0. Viteza reală de deplasare a transportului e mai mică întotdeauna față de viteza maximă posibilă. Ea este influențată nu numai de condițiile rutiere, dar și de cerințele securității de deplasare. Astfel, deplasarea pe panta (coborâș) se execută cu viteze mici, conform cerințelor de securitate. În plus, deplasarea cu viteză maximă este însoțită de solicitare a agregatelor mijlocului de transport cu consum mare de combustibil. De aceea viteza de deplasare pe durata mare a opririi pe drum cu profil relativ neted, este de obicei de (60...70%) din cea maximă, adică:

$$v = (0,7 \dots 0,8) v_{max} \quad (2.6)$$

Știind viteza de deplasare pe fiecare sector al drumului v , și lungimea acestor sectoare l , se poate determina timpul (ore) unei curse în sa:

$$t = \sum \frac{l_i}{v_i} \quad (2.7)$$

Durata cursei include durata încărcării, a mersului în sarcină și descărcării și a mersului fără sarcină:

unde F este suprafața secțiunii transversale a fluxului de material, m^2 ;
 v - viteza deplasării benzii, m/s ;
 p - densitatea materialului, Mg/m^3 .

Pentru obținerea productivității cerute e necesar ca lățimea benzii (m) să fie:

$$B \geq \frac{Y P}{(pv)}. \quad (2.10)$$

unde k este coeficientul care ține cont de schimbarea suprafeței secțiunii transversale a materialului pe banda călărită (pentru suportul cu trei role care au unghiul de înclinare a rolelor laterale $\alpha = 20^\circ$ și 30° este egal cu 0,05 și 0,04).

La transportul materialului în bucăți mari, lățimea benzii trebuie să excedă înțiprierea lor și să satisfacă următoarea cerință:

$$B > 23 \max + 0,2 \text{ m}, \quad (2.11)$$

unde $3_{\max}$ este dimensiunea maximă a bucăților, m .

Astfel, la lățimea cunoscută a benzii, rezistența este determinată de numărul de garnituri de sarcină admisibile pe o unitate de lățime a unei garnituri:

$$i = 1/(BK), \quad (2.12)$$

unde T este tensiunea ramurii întinse, N ; K - tensiunea admisibilă la întindere a unui cm din lățimea unei garnituri, N/cm .

Banda transportorului se întinde în

timpul exploatării. Întinderea relativă a benzii la ruperea garniturilor ajunge până la $20\ldots 30\%$. De aceea, pentru eliminarea întinderii mari se folosesc benzi cu coeficientul de siguranță $10\ldots 12$. Forța admisibilă la rupere se ia $60 N/cm$ pentru benzile de bumbac și $300 N/cm$ pentru benzi sintetice.

Forța de tracțiune a tamburului de antrenare (N) se poate determina, dacă se cunosc puterea N , adică:

$$S = 1000N/V. \quad (2.13)$$

Conform teoriei lui Euler, forța de tracțiune a tamburului de antrenare (N) este egală cu diferența dintre tensiunea ramurii întinse T și tensiunea ramurii libere t , adică $S = m \cdot t$, iar tensiunea ramurii benzii se deter-

mina cu formulele:

$$T = S e^{f \cdot l} (e^f - 1) \quad (2.14)$$

$$t = S / (e^f - 1). \quad (2.15)$$

unde f este coeficientul de frecare a benzii pe tamburul conducător; a - unghiul de înclinare a tamburului conducător cu banda răd.

Banda nu trebuie să alunece pe tambur. Această condiție este determinată de inegalitatea $T < l e^f$. Pentru evitarea alunecării benzii se mărește unghiul de înclinare a tamburului sau coeficientul de frecare, iar când aceste măsuri sunt insuficiente, se folosește întinderea suplimentară a benzii.

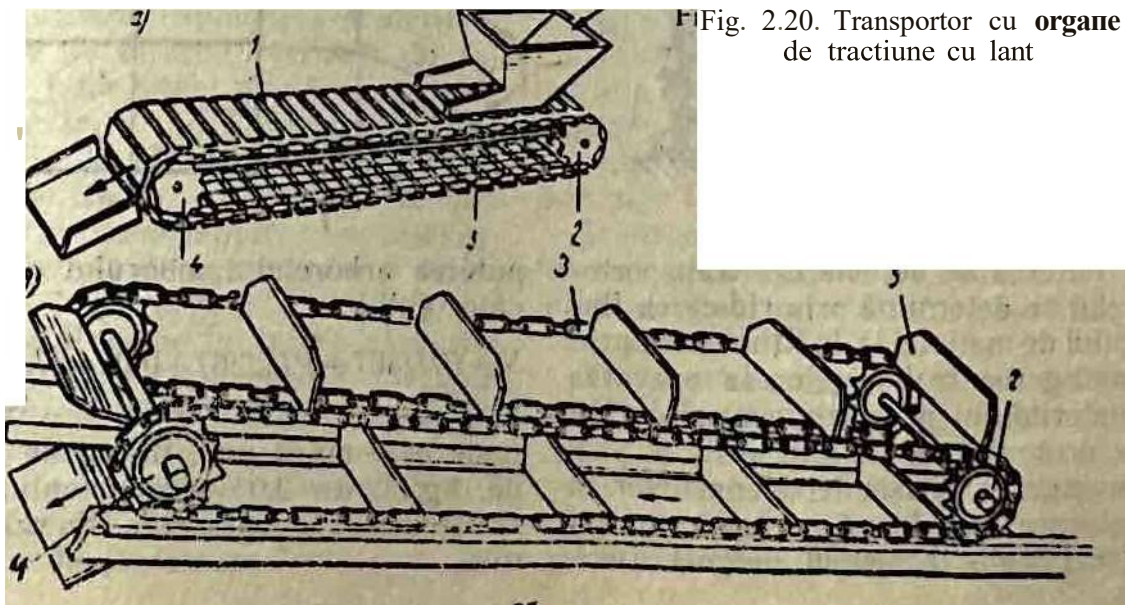


Fig. 2.20. Transportor cu organe de tracțiune cu lanț

li sau remorcite cu autotractorul. Pentru montarea mizii uoara, transportoarele se compun din tronsoanele a, b, c, d, e, f, g, h, i, j, k, l, m, n, o, p, q, r, s, t, u, v, w, x, y, z, care au lungimea de 2-3 m și lungimea totală de 40...80 m. Transportoarele cu bandă se folosesc ca organe de transportat în construcția excavatoarelor de săpat și an(uri) și cu rotor, a instalatilor de turnat beton și în alte utilaje, unde parametrii lor sunt determinați de parametrii utilajului de bază.

Organul principal de transport și de tracțiune al transportorului cu bandă (Fig. 2.19. a) este banda infinită cauciucă 1, care cuprinde două tambure: de antrenare 6 și de întindere 2. Deplasarea ascendentă a benzii cu încărcătură se execută de către forța de frecare, care acționează în zona de contact a benzii cu tamburul de antrenare. Rotatia tamburului este dată de motorul 10 prin reductorul 9. Pentru majorarea forței de tracțiune lângă tamburul de antrenare este instalat tamburul de deviere 7, care mișcă și unghiul de înclinare a. Ramura de sus, de Jucru, și cea de jos, liberă, sunt susținute de rolele-suport superioare 5 și de rolele-suport inferioare 8. În scopul obținerii unei productivități cât mai mari, rolele-suport superioare ale transportorului sunt în formă canelată, trecind peste banda de aceeași lățime poate să transporte mai multe materiale decât banda plană (fig. 2.19, b). Pentru a preveni împănarea benzii în joacă pentru creșterea forței de tracțiune, banda se întinde preventiv între rolele-suport, cu ajutorul dispozitivului de întindere cu urub sau cu greutate /.

Încărcarea materialului pe bandă se efectuează printr-o piñon specială 3. Descărcarea materialului poate să se producă peste tamburul de antrenare sau în punctele intermediare cu ajutorul dispozitivelor speciale de aruncare. Pentru a preveni împănarea spontană a benzii în direcție opusă, după oprirea transportorului pe arborele tamburului de antrenare este instalată frâna. Unghiul de

înclinare al transportorului depinde de mobilitatea materialului transportat. Pentru materiale ca: zguri, nisip, piatra spartă el este, de obicei, egal cu 16...20°.

Pentru transportul materialelor de construcție se folosesc benzi de tesitura cauciucată care sunt compuse din câteva straturi (garnituri) de feslatura (belting). Lățimea și numărul garniturilor sunt standardizate. Sarcina de întindere este preluată numai de garniturile de tesitura care se fabrică din fibre de bumbac sau din fibre sintetice rezistente. Lățimea benzii depinde de productivitatea transportorului și de viteza lui. La transportoarele de serie lungimea este de 0,4...1,6 m. Vitezele benzilor folosite pentru transportarea celor mai răspândite materiale de construcție sunt în limitele 0,8...2,5 m/s. Transportoarele de destinație specială reprezintă organe de transport ale complexelor de săpat și alte utilaje cu lățimea benzii de pini la 3,2 m la viteza de 8 m/s.

Pentru transportoarele de lungime și productivitate mare, rezistența benzii cauciucată cu garnituri din fibre sintetice este redusă. În aceste cazuri se folosesc câte la transportoare de sine statătoare instalate consecutiv, care compun lungimea totală a traseului, iar pentru organul de tracțiune și purtător sunt folosite, în unele cazuri, benzi cauciucate cu cablu la care, în calitate de garnituri, sunt folosite cabluri subțiri din sîrmă de oțel cu coeficientul de siguranță 6...8.

La transportul pe distanțe mari se folosesc, de asemenea, transportoare cu organe de tracțiune și purtătoare. În calitate de organ de tracțiune se folosesc cabluri de oțel sau lanțuri, iar ca purtător - bandă cauciucată mai subțire de formă specială rezemată pe cablul sau lanțul de tracțiune.

Productivitatea transportoarelor cu benzi (Mg/oră):

$$P = 3600 F_{pv}, \quad (2.9)$$

Puterea motorului transportorului trebuie să fie suficientă pentru a putea porni transportorul în funcțiune. În caz de oprire accidentată, Pentru aceasta este necesar ca momentul mediu de pornire al motorului să fie mai mare decât momentul total al rezistențelor statice și dinamice ale transportorului, care acționează în perioada de pornire.

Transportoarele cu placi. La transportarea materialelor cu muthii ascuțite, la alimentarea concasoarelor cu piatră în bucatării, se folosesc transportoarele cu plăci (fig. 2.20, a), la care ca organ de antrenare se folosesc două lanțuri înalte, care înfășoară roțile dințate de antrenare 4 și de întindere 2. Pe lanțurile de tracțiune se fixează plăci metalice 1, care se suprapun una pe alta, excluzând astfel scurgerea materialului prin ele. Transportoarele cu plăci se folosesc de asemenea la transportul materialului fierbinte, al pieselor și al altor produse în uzinele de materiale de construcție.

Transportoarele cu racletă. Ele (blg. 2. 20, b) sunt o variantă a transportoarelor cu organ de tracțiune cu lanțuri. Aceste transportoare se deosebesc de cele cu plăci prin aceea că, pe lanțurile de tracțiune 3 sunt fixate racletele 5. Ramura de lucru este cea inferioară. Ea se afundă într-un jgheab staționar desbătut și antrenează în mișcare sa materialul.

Transportoarele cu cupe. Astrel de transportoare, deplasează materialul în cupe pe direcție verticală ori înclinată (sub unghi mare) la înălțimi de până la 50 m. Transportorul cu cupe (fig. 2. 21) reprezintă un organ închis de tracțiune în formă de bandă sau cu două lanțuri care înfășoară tamburele de antrenare 6 și de întindere 1 (la organul cu lanțuri-roțile dințate de lanț), pe care sunt fixate cupele 3 cu pasul t . Organul de tracțiune cu cupele este amplasat în carcasa metalică 5. Încărcarea materialului se realizează prin sabotul 1 de încărcare 2, iar descărcare prin sabotul de descărcare 7.

Există transportoare rapide cu viteză de 1.25...2 JO m/s pentru transportarea materialelor pulverulente în bucătări și transportoare cu viteză mică (0,4...1,0 m/s) pentru transportarea materialelor în bucatării mari. În funcție de tipul materialului transportat se folosesc cupe cu fundul rotund, rîci și adînci, montate pe organele de tracțiune cu pasul de 300...600 mm, și cupe cu unghi ascuțit, situate una lângă alta. Încărcarea cupelelor transportoarelor rapide se produce la trecerea lor prin sabotul de încărcare și introducerea lor în material, la cele cu viteză mică - prin turnarea materialului în cupe.

Descărcarea cupelelor transportoarelor rapide se realizează la ocolirea tamburului de antrenare sub influența forțelor centrifuge, iar în cele cu viteză mică - sub acțiunea forțelor de gravitație (descărcare gravitațională a cupelelor cu unghi ascuțit, materialul alunecă pe peretele din față al cupei premergătoare, micșinându-se astfel forța cu care acesta lovește sabotul de descărcare).

Productivitatea transportorului cu cupe (Mg/era) se stabilește cu ajutorul formulei productivității majorelor de acțiune confilua cu fluxul de material perționat

$$P = 0,6q, k1pn, \quad (2.17)$$

unde q este capacitatea unei cupe, dm^3/k , - coeficientul de încărcare a cupei este egal cu 0,6 pentru cupe mici, 0,8 - cupele adînci și cu unghi ascuțit; p - densitatea materialului, Mg/m^3 ; $n=60 v/t$ - numărul de descărcări pe minut; v - viteza cupelelor, mfs ; t - pasul cupelelor, m .

Transportoarele cu cupe cu gabarite mici necesită însă un control permanent al uniformității încărcării lor cu materiale.

Transportoarele elicoidale. Se folosesc la transportarea materialelor în vrac în bucătări sau a pastei pe direcție orizontală sau înclinată (sub unghi de 20°) la distanță de 30...40 m și au o productivitate de 20...40 $m^3/$

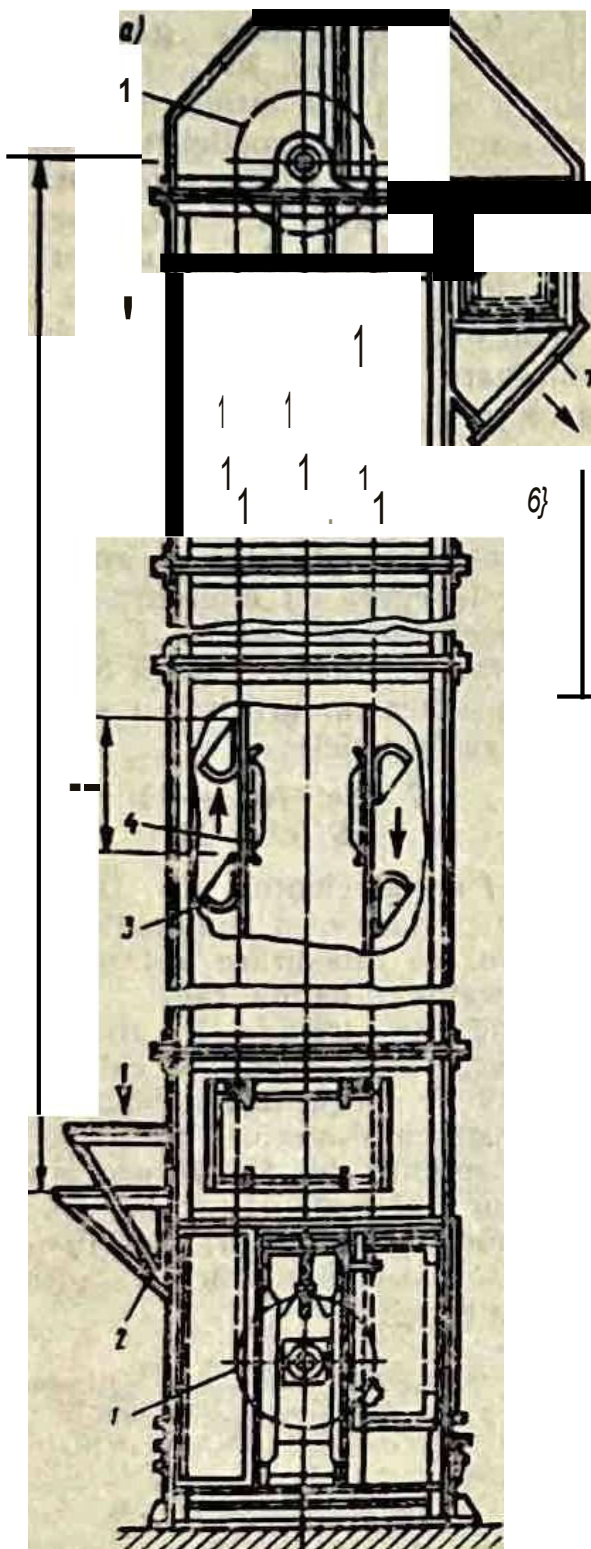
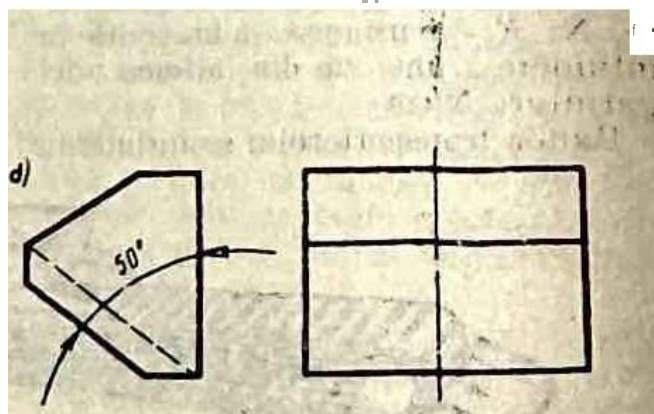
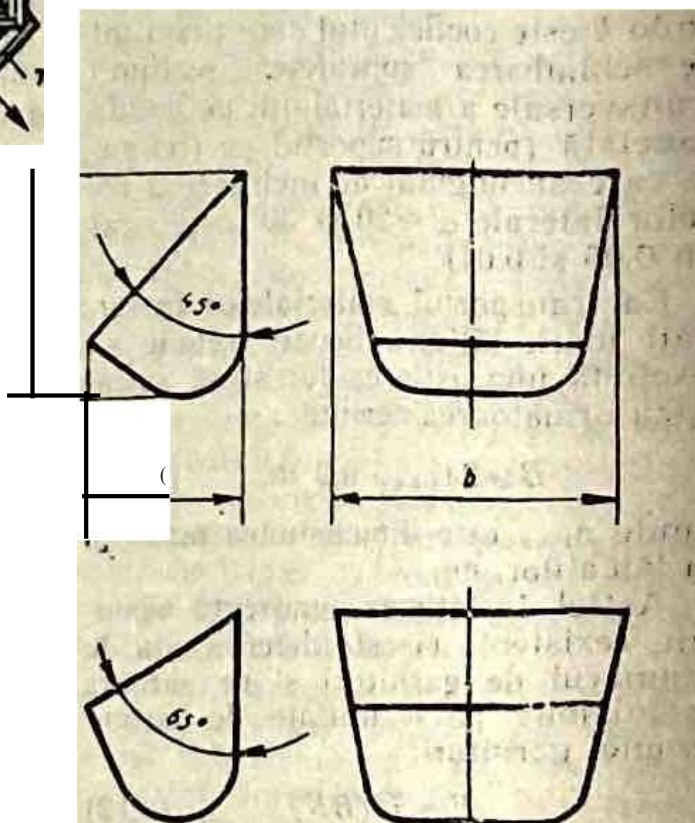


Fig. 2.21, Transportor cu cîmp, • • •
 • - sehem1 c,onstrupei: b - oupl mlei□
 □ u lundul rotund pentru m1terale fr-fa-
 ble cu mobilitate mlc: c- tO f11Jtcfur
 rol11nct □dfnCl- pentru m1tort11e rr,abll-
 111oblle; d - cu uncht 1wrul1t p□ntru ma-
 t□rlele ln1buc11l. 1 1 ,



P-uterea de actionare a transporto-
 rului se deiermina prin ridicarea flu-
 xu {uj de material la inaltimea H , prjn
 invingerea rezisten(elor la mi□.carea
 materialu.lui pe poriiunea orizontaJ□
 a drumului cu Jungimea L_0 □i prin
 flvingerea rezistentei elementelor in
 mi□'c-a.rc ale lnsu,□i transportorulu'i
 (rezistenta la mersuJ in gol). Deci.

puterea arborelui tamburului condu□
 cator (kW): • • •

$$N = PH/361 + PI: ' / 367 + Q, 02q, uLowt \quad (2.16)$$

unde q , - masa unui me1ru de ban-
 da, kg/rn; $w=0,04$ --G.o:efi-cicnLi.lJ .de
 rezistenta {a' deplasarca. bel12.ii pe
 role.

or□. Transportoarele (fig. 2. 22, a) tru transportoare 0, r f z o n t a l e t t = au un jgh.eab 4 de forma semicfrcu• = 0,8D-pentru cele tnclinate. La frec-lara in interiorul ciruia se rote□te□u" venta de rotatie a motorului $n \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{\pi} \cdot \frac{1}{D}$ pe JagArel□ 5. Mi□carea de sul □urubului $l = D$ (unde D este dia-rotatie a $\frac{1}{2} \cdot \frac{1}{\pi} \cdot \frac{1}{D}$ se transmite de; metrul. □uru, bului) vHeza de depla-la electronotorul 1 prin reductorul 2. sa-re a n laterialului: $(m/\square)$ ih Jungul Incarcarea ma-terial'utui se face prin ax.ei $v \cdot t n. / 60$. □□

orificiul de tncarcare 6 iar descar-carea - prin orificiul de descarcare 7 cu vana. cons.tructia ,urubutui, f-recventa lui de rotatie, precum □i coeficientul de tncarcare a jgheabu-Jui depind He tipul materialului tran-sportat.

\$urubul continuu (Π□. 2. 22, b) se zcaza ire principiul mic□orarii consi-rolose□te pentru materialele e, u □ra-nulatie mica (ciment, creti, nisip, intre partic.ulete materialului in VJacghips, zgura, v arul plllverulent) cu □i a amestecurilor viscoase, precum r.oeficientul de incircare a jgheabtl 1 □i de frecare externa tntre sup,rale-kr=0.25...0,45 □i frecvenia de rotatie a te le organelor de Jucr:u, 'daca mate-□urubului 90...120 tmin⁻¹. \$uruburile rialutui i se transmтт oscilatii de o cu banda □i cu palete (fig 2. 22, c, anuntita frecv□nta □i amplitudine. ea e) se folosesc la tran,sportarea mate- sursa d'e oscilatii se fol'osesc genera-toarele eJectromagnetice de oscilatii rialelor fn bucati (a pietrisului eti s□u, ribra-toarele cu actionare meca-nic gr:ii11ule mai mari, a catca,rulhi, 14 7r,... ca (exc□ntrice, cu blela-man.iveHi). rei negranulate) cu $k = 0,25...0,40$ si Materialului i se transmit oscilatii prinu:-un organ rit:tid tn [Q-rma de f.recventa 60...100 min⁻¹. Pent□u t"ran- teava sau jgheab. Materialele pot fi □ortarea ma{erialelor-p.as.ta, tasa-te si umede (argHa jilavi, beton, transportate in panta, pe directie ori-zontali, precum □i sub un unghi as-cendent. Aspectul general al tran-sportorului este prezentat tn fig. 2. d, e) la frecventa de r,otatie 30...60 23.

Productivitatea transpottorului eH-toidat orizontaJ (m³/ora) depinde de supra f3ta medie a sec,tionii fluxului de rnateriale □l Jde.vileza de depta-sare a lu i i, n l, l lngut esiej: • •

$$P = 3600 \frac{11, l}{2} k, v, \quad \{2.18\},$$

unde D este diametrul □urubu]ui:.-m; v - viteza de deplasare a m aterialtt Jui in lung:tl axei transportorului, m/s.

In cazul tran-sporarii materJalelor cu transportorut tnclinat sub un unghi de 5° productivitatea lui sca-de cu 100/o, sub un unghi de 10° - cu 20%. sub un unghi de 20°- cu 35%. DiameLrete □uruburitor stnt stantlaraizate □l slnt cgale cu 0.15, □. 0,6 m. P esul □urubului $l = D$ - pen-

Pentru trecerea maLeriatului in bu-cAti e n ecesar ca pasul □urubului sa fie mai mare decit dimensiunea ma-□imi a bucilii de .i...6:ori' pen:tru ma-terialul obl□nuH (ordin'ar) □i de 8...10 ori pentru materialul sortat

Transp.ortoare vibratoare se ba-zcaza ire principiul mic□orarii consi-derabile a fortelor de frecare interna la a amestecurilor viscoase, precum □i de frecare externa tntre sup,rale-te le organelor de Jucr:u, 'daca mate-rialutui i se transmтт oscilatii de o anuntita frecv□nta □i amplitudine. ea sursa d'e oscilatii se fol'osesc genera-toarele eJectromagnetice de oscilatii s□u, ribra-toarele cu actionare meca-nic (exc□ntrice, cu blela-man.iveHi). Materialului i se transmit oscilatii prinu:-un organ rit:tid tn [Q-rma de teava sau jgheab. Materialele pot fi transportate in panta, pe directie ori-zontali, precum □i sub un unghi as-cendent. Aspectul general al tran-sportorului este prezentat tn fig. 2. 23.

t, a osailatii de freevertta mare. sau medie, jgheabul inclinat trece din poz.I□ia / tn pozitia 11, apoi re-vine in pozitia /1 la fieoare oscilatie. Totodata parHcula materialului care se afla tn punctul A se mi\$Ci t mpre-una cu jg]leabul in punctul B. iar t, a revenirea brusca a Jgheabului Sn

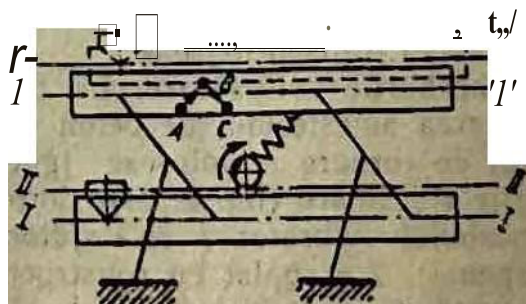
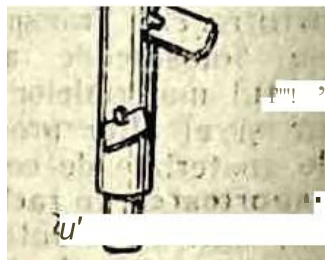
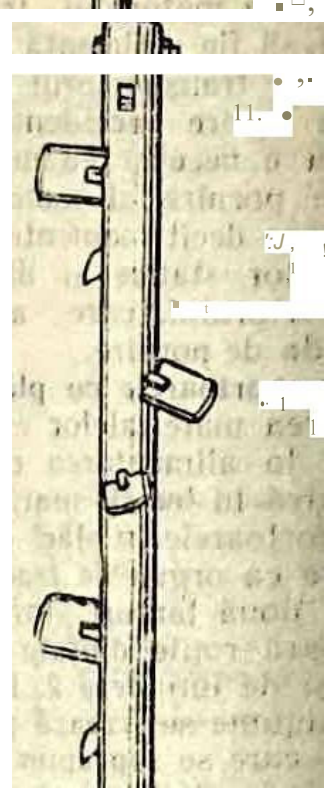
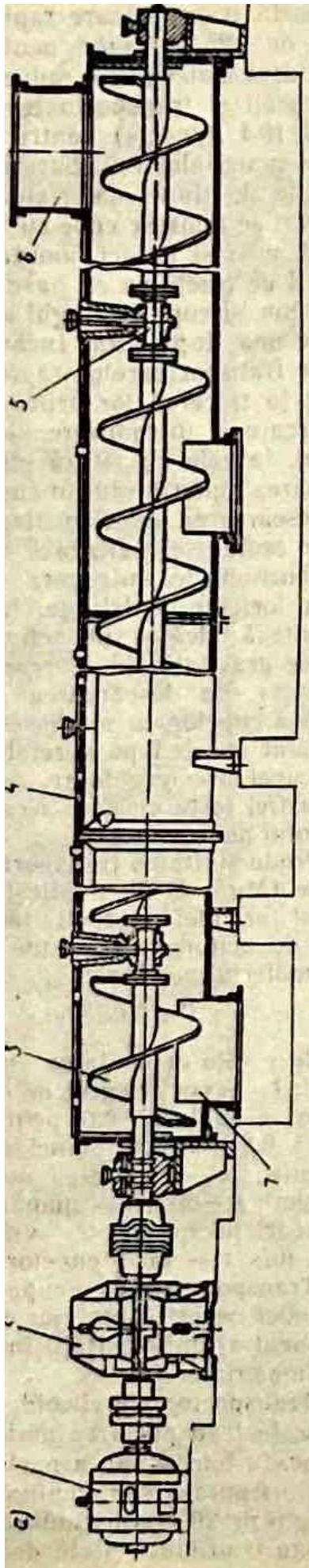


Fig. □.23. Tranportor vlbrator



transport pneumatic nu au organ mobile, dar au posibilitatea utilizării tevelor cu diametru redus, ce se pot monta pe orice traseu spațial la distanțe mari și realizează o mare productivitate.

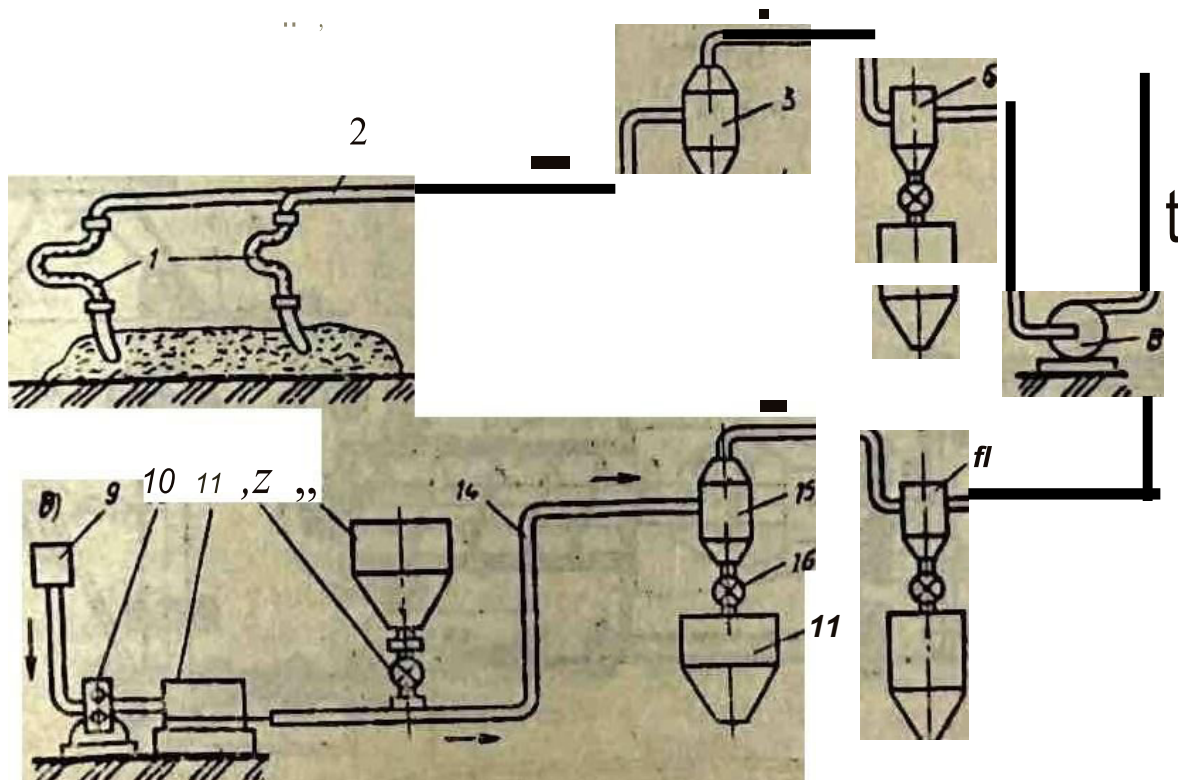
Deficiențele transportului pneumatic constau în consumul specific mare de aer (1...5 kW ori/Mg), precum și uzura rapidă a elementelor utilajului la transportul materialelor abrazive. Consumul mare de energie al instalațiilor pneumatice compensează în mare măsură calitățile menționate mai sus. Instalatiile pneumatice se împart, după principiul de funcționare, în instalații de aspirație și refulare (fig. 2.25).

Instalațiile de aspirație (fig. 2.25 a.). În astfel de instalații încărcarea și transportarea materialului se execută ca rezultat al rarefierii aerului în conductă de transport. Pentru ajutorul pompei de vid 8. Materialul intră în conductă de transport prin duzele 1. Totodată este posibilă încărcarea materialului din mai multe locuri și transportarea lui într-un singur loc. Din conductă de transport

materialul trece în camera de depunere 3, unde particulele materialului cad din curentul de aer, ca rezultat al micșorării brusc a vitezei aerului. Măsurarea secțiunii de lărgire și, ca urmare, a vitezei de ecluză 4 în buncarul 5. Mai departe aerul se curăță în filtrele 6 și, curățat de material, trece în pompa de vid 8, iar acolo, prin țevă 7, în atmosferă. Rarefierea aerului în conductă scade în direcția materialului se schimbă corespunzător și viteza aerului. În instalațiile de aspirație ea este minimă la duze și maximă la pompa de vid. Diferența de presiune în instalațiile de aspirație este de 0,03...0,04 MPa, transportul fiind posibil pe distanțe mici.

Instalațiile de refulare (fig. 2.25, b.). În aceste instalații transportul materialului se realizează sub acțiunea suprapresiunii create de compresorul 10. Materialul din buncăr trece în Alimentatorul 13, de unde, prin țevă 12, trece în conductă 14 și sub presiunea aerului comprimat este transportat în camera de depunere 15. În timpul ecluză 16 trece în buncărul 17. Aerul, trecând prin filtrele 18, este aruncat în atmosferă. Pentru comprimarea și

Fig. 2.25. Scheme principale ale instalațiilor pneumatice de transport.



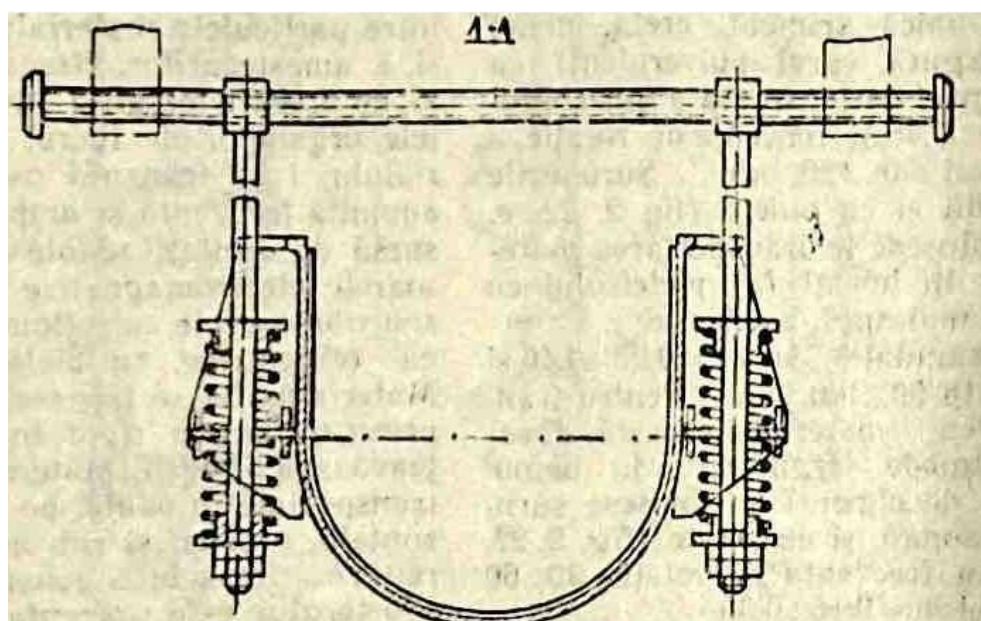
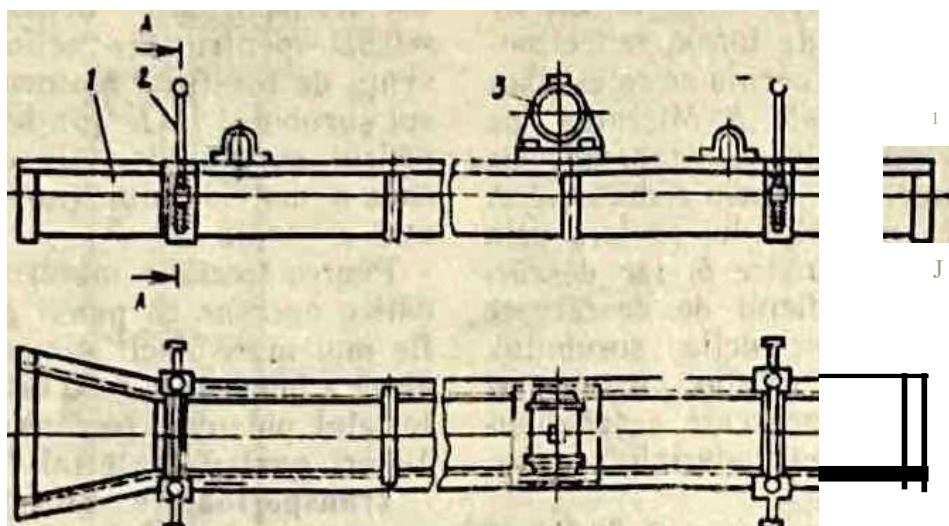


Fig. 2, 24. Jgheab vibrator

poziția înălțimea, ea se va găsi în punctul C, și înălțimea la sus de punctul A. Îndeplinind la fiecare oscilație o deplasare în salturi pe organul de transport. Transportoarele vibratoare se folosesc în construcția la transportarea materialelor cu flux uniform pe distanțe reduse, de exemplu la dozarea materialelor inerte sau la încărcarea transportoarelor.

Jgheaburi vibratoare. La transportarea amestecului de beton spre locul de turnare se folosesc jgheburile vibratoare (fig. 2, 24). Corpul jgheabului vibrator 1 cu ajutorul suspensiei 2 este cuplat cu construcția portantă. Corpul este oscilat de vibratorul 3 fixat pe el.

2.5. Instalațiile pentru transportul pneumatic al materialelor

Cu ajutorul instalațiilor de transport pneumatic se transportă materialele în vrac prin țevă, cu ajutorul aerului comprimat sau al aerului rarificat. Utilizarea acestor instalații la încărcarea, descărcarea și transportul materialelor de construcție ca: ciment, nisip, var, rună leușă, etc., duce la o creștere considerabilă a productivității muncii, lichidarea prăfii și murdăririi materialelor pe traseu, permițând mecanizarea (și la a procesului de încărcare-descărcare, creșterea confortului pentru autoniți și a proceselor de transport. Instalațiile de

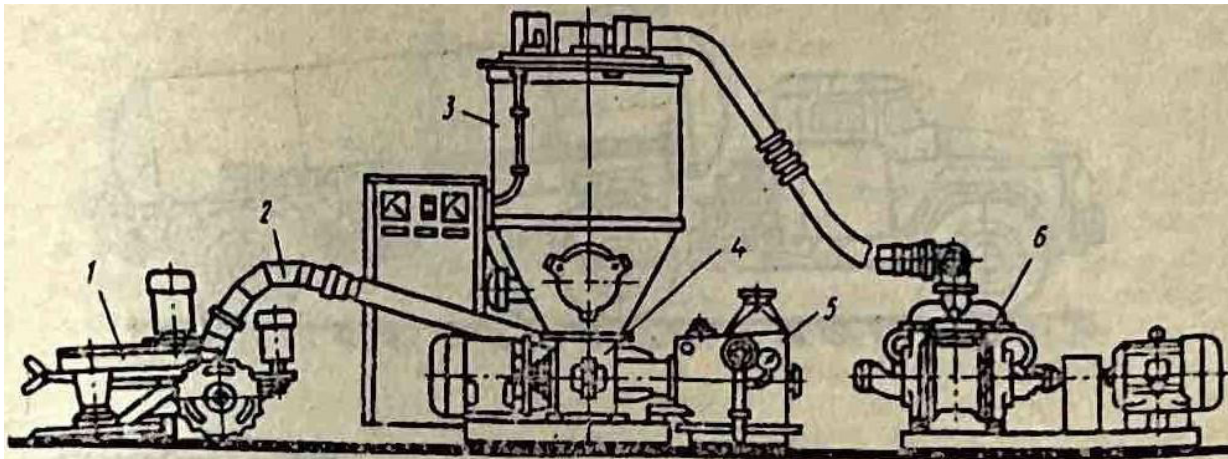


Fig. 2.27. Descarcator pneumatic pentru transport și aspirație-refuzare

În cazul creșterii și susținerii sistemului de pompare de vid. Deosebit de interesant este modul de transportare a materialului de la camera de amestec în siloz; în descarcatoarele de aspirație se folosesc pompe mecanice, în descarcatoarele de aspirație-refuzare se folosește transportul pneumatic.

Descarcatorul de aspirație (fig. 2.27) este compus din dispozitivul de captare 1, conducta elastică pentru ciment 2, camera de depunere 3, pompa de vid 6. Dispozitivul de captare 1 se instalează în vagonul ce se descarcă. El este montat pe un carucior cu două roți autopropulsate cu acționare individuală a fiecarei roți. Pe carucior sunt instalate discuri rotitoare pentru afinaarea cimentului și duze de aspirație. Prin conducta de ciment 2 trece cimentul în camera de depunere 3 unde se separă de aer. Camera se fabrică în formă de rezervor cilindric-conic închis. Conducta de transport se introduce în rezervor tangential, ca urmare particulele de ciment apăsă pe pereții rezervorului, pierd viteza în partea inferioară a acestuia, unde este amplasat inclinatorul de evacuare a materialului. În continuare, transportul cimentului spre siloz se realizează cu pompa mecanică elicoidală. Distanța transportării nu depășește 12 m.

După eliberarea de ciment, aerul

curge suplimentar trece în filtrele amplasate în pompa de vid și apoi este aruncat în atmosferă. Curățirea

teror de praf de ciment se execută de către curentul invers de aer din atmosferă sau cu ajutorul mecanismului de scuturare.

Descarcatoarele de aspirație-refuzare sunt dotate cu pompa hidraulică elicoidală 4, cu camera de amestec 5 (fig. 2.27). Aerul comprimabil, care trece în camera de amestec de la un compresor aparte; transportă cimentul prin conductă în siloz. Productivitatea descarcatoarelor este de 20...50 Mg/oră, distanța pe care se transportă materialul ajunge la 50 m.

Automobile-cisterna pentru transportul cimentului. Se folosesc la transportul cimentului de la fabrica de ciment și silozuri pe șantierele de construcții și în întreprinderile industriale de construcții. Automobilul pentru transportul cimentului (fig. 2.28, a) se prezintă ca o cisternă semiremorcă 2 cuplată cu automobilul de tracțiune sub un unghi de 6...8° în direcția descărcării și prevăzută cu un sistem de încărcare și descărcare a cimentului. Pe perioada staționării, flori automobilul de tracțiune. Cisterna-semiremorcă se sprijină pe suporturile mobile 8. În interiorul cisternei este instalat canalul pneumatic 15, care reprezintă un juglă îmbrăcat cu țesături poroase.

Încărcarea se realizează prin fereastra 1 și de la sine. Principiul de autoîncărcare este bazat pe funcționarea

pompăre³ aerului se folosește c ompre-
s³re cu presiunea de p fna la 08 MPa
□'.producti,ritatea de ptna. la 100m'/
m,n. Aerul absorblt de compresor di n
atmosfera □e curiiti de praf t n priza
de arr 9 □• trece apoi tn colect,orul-
rezer,or de aer 11, care e necesar
pcntru o cantitate determinata de rez-
erva de aer comp rimat □i asigura
tuniformitatea transportarii materi-ale-
lor pri n te\li.

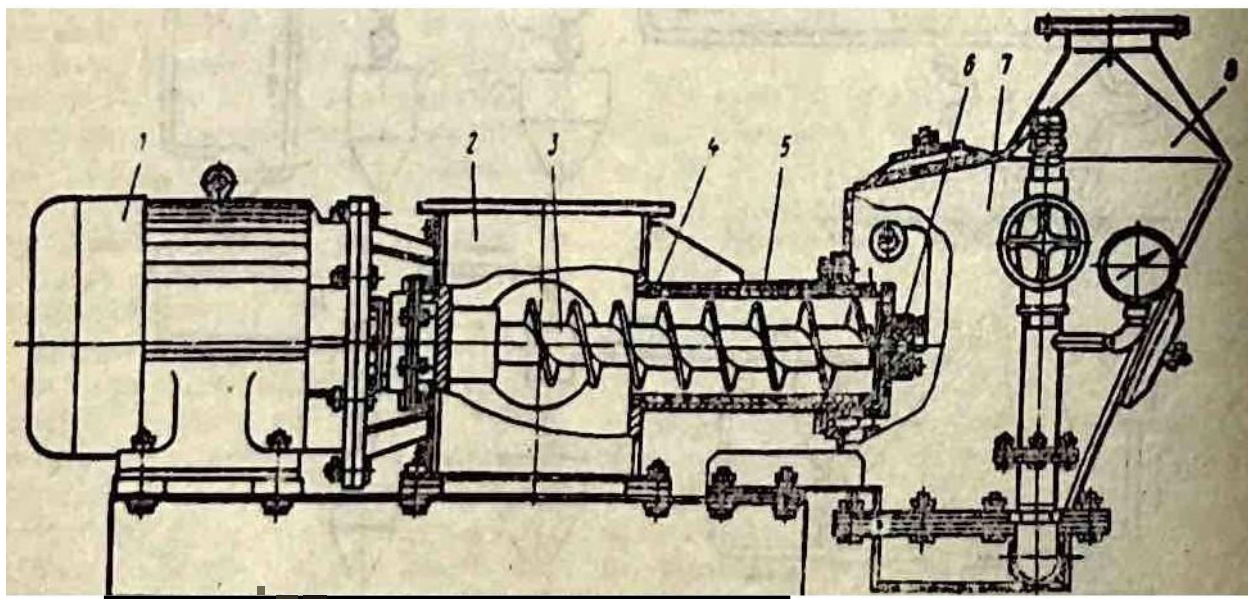
La instaJ atIIIe de refulare. ce-
lc mai raspindite sint fncarcatoarele
execut:ite ca pompe pneumatice eJi-
coidale (Hg. 2, 26). Elc se compun
din corpul cilindric 5, □urubu1 3 cu
pas „ariabl, rotit de motorul /, □i
camera de amestec 7. Datorita rnic-
□orarii p□suJuj □urubului, pe masura
ce □e deplase□za spre camera dP
nme\$tec, mterialul sc compacteaza
treptat. impiedki nd patrunderea ac-
rull li comprimat jn pilnia de alimen-
tare 2. GraduJ compacHirii materia-
Jului se regleaza cu supapa 6. In ca-
mera de amestet intra aerul compri-
mat din compresor prin conducta.
Matcria1ul, nlmerind in curentul de
□er comprimat. se amc.□teca cu ace-
ta □i trece apoi fn conducta de tran-
c::oort 8 (vezi f j g. 2. 25, b, poz. 14).
Deficienta po.mpelor pneumatice eli-
□oidale este uzarea intensa a □uru-
bului □i corpului pompei. Pentru ma-

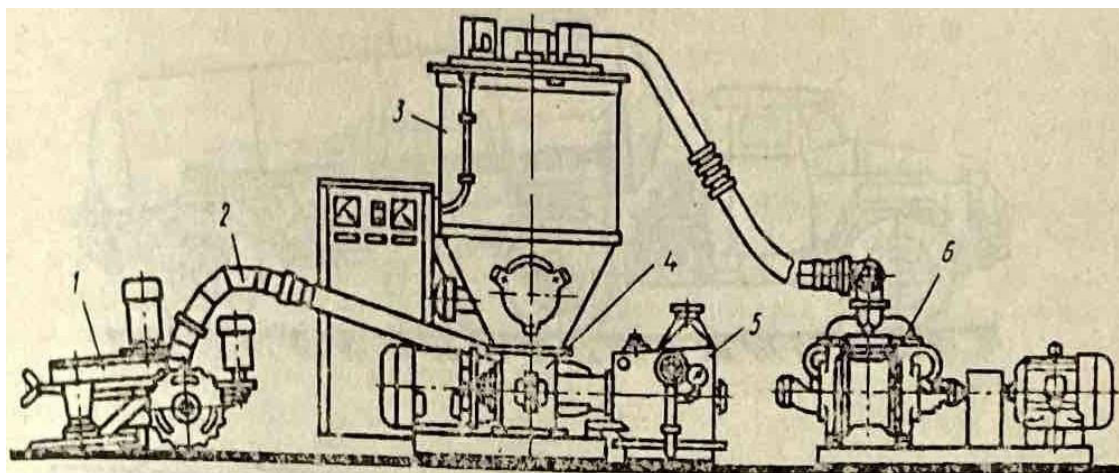
rire a duratei de f unct iona re, **corpu**
pompei se captL1-□e□te cu caml□I de
scllimb 4.

VHeza aerului care int ra tn fncir-
cator trebuie sji [ie suriclenta **pentru**
a sustine particulele materalului in
suspensie. Ea trcbuie sa aepJ,□c asca
Heza do pl'Uflre prin valoarea ;sa.
Viteza de plL1tire se nume□te **vitezl**
3 curentu)ui vertical de aer, **Ja care**
fora de greutate a particule[. tran-
sportate este ec\Jilibrata de **presiunea**
cINETIC□ a chrentuJuL Viteza d□ plu□
tire depinde de forma, dimensiuriile
si masa materialului transport t. fn
instalatiile de refulare viteza **aerulul**
la ie□irea din conducta depase□te vi-
frit initia la. d□'orila caderii pre5iu-
nii in "li□t"en1 pin□)a tca **atmosferi-**
rii. Saltul pre.slun li tn in□talatHe de
presiune rn:irt' (□)"te de 0,4...0j6 MPa,
c.)ea ce da po□ilJIIIate a de a **tFan:-**
sporta inaterialuJ la distanta. **mare**
(pina la 2 km) cu prodL1ctivitatea dc.
200...300 Mg/ora. □

Desci1rcatoarele pneumatke: EJe
sint necesare pentru desc.arcapea ma-
terialelor pulverulente din **vagoane**
□i transportarea Jo-r tn rezervor. Ace-
ste descarcatoate sint de aspiratie □•
aspirafie-refulare. Principii.JI de fun-
tionare a acestor descarcatoare e
acela□i si se bazeaza pe captarea □1
transporterca materialului sub acti u-

Fig. 2.26. Pumpa pneumatica e/.lcold.il□





Г-11, л. 22, 11' stu1-ciHor p11c411u1t1c lie cimf.'nt
clc :1spir11ic-rcfularc

peh vid11111i creat ;i s11s(inL1t in sistein
1lc po111pn lle vid. Dcoscblrea dinJ1'e
clc co11sUi i11 todH\ dc transportare
a n1alcrialului de la cc1n1cra de awes-
lcc in siloz; in dcscarcatoarele de aspi-
ra\ic se folosesc pompe mecanice,
in tJcscarcatoarele (le aspiratie-refu-
larc se foloscc\tc transportul pneuma-
1.ic.

Descarcatorul dc aspi-
r a\i c (fig. 2. 27) c co111pus din <lis-
pozitiv\ <lc caplare / , conductn c\as-
tica pc11tn1 ci111c11t 2, ca111cra dc dc-
p\111erc 3, po111pə dc vid 6. Dispoz.ili-
„11\ dc captarc / sc instalcaza Tn va-
□Olllll ce sc drscDrca. W cstc niontat
pe L1H ciir11cior cli <lo11a ro\i autoprop-
p11\satc c11 nc1ionarc individt1ala n fi\c-
carci ro\i. Pe cArllcior sint instalte
dischri rotito:1rc pc11trt1 affnarca ci-
ment11lhi □i cluzc <lc 3Spirntic. Prin
co1hl11cta dc ci111c11t 2 trecc ci11u11t11t
in ca111crt1 tlc dc p\w1ci-c 8, nncu- se sc-
rarti (lc arr. Cn111crn sc fnbricli i11 for-
111:i dc rczrr\ or cilinuric-conic i11cl1is.
Co11<1t1clq <lr tran\$port sc i11tro<1hct'
i11 r'z'rvor t1111[:!t'11iul, c3 H1113rc'
1H1rtlc11lc tlc ci111c11t ap:isa pe pcr-
tii rczer, orl1111i, picrd vHeza ib par-
t'a i11.fcriourЛ a nccstoin, w1dc cstc
:i111plnsat illecllizerul dc cvəchnrc n
111nt<?rialH11i. In continuorc, transpor-
iul c.i111c11tului spr siloz s< t'atizea-
7.□ c,1pu111p3 wec:wic3 clicoidala. Dis-
tanta trānsportarii nu depa□e□te
12 w_

Dupa clibrrarea de clment. aerul

cura□at suplime.ntar trce in filtrele
a□ezate 1n pompa de vid □i apoi este
aruncat in atmosfera. Curaprea W-
trelor de praJul de ciment se ex.ecuta
dc catre curentul invers de aer din
atmOsfera sau cu ajuton11 mcanis-
mului de schturare.

Descarcatoarele de as-
piratie-refu1are s1nt <lotate
cu pompa pneumatica elicoidala 4,
ch ca111era de awestec 5 (fig. 2. 27).
Aerul comprimat, care trce in cawer-
ra dc aiestec de ta un compresor
aparte, transporta ciwntu] prin con-
ducta in siloz. Productivitatea des-
ciircatoarelor c de 20...50 Mg/or5,
distan\ a pe care se transportii mate-
riatHl ajttnge la 50 111.

Automoblle-cisterna pentru tran-
s-portalul cimentului. Se folosesc la
transportul cimentului de la fabrica
dc ci111c11t □i siJozuri pe \$antierc.□e de
construc\ii □i in intreprindm:10. in-
{Hstriei dc constructii. Automobilul
pcntrtt transport111 ciin entului (fig.
2. 28, a) □e prez11ti ca o cisternă-
□rwirc111orca 2 cuplati cu automobi-
1Hl d<? tractiune sub un unghi de
6...8° in direclia descārării și pre-
uzuta cu tm sistem 11e încărcare și
<lcscarcare a cimenta: lui. Pe perioada
stationarii, firl a automobilul de trac-
tiunc, cist,rna-sermremorcă se spri-
ji11a pe suporturle mobile 3. In in-
trioru1 cisteru.□d este instalat cana-
lul pneumatic 15, care reprezintă un
jgleab tmbt □at cu țesătură poroasă.

Inclrcarea se realizează prin le-
reastla / și de la sine. Principiul de
autoîncărcare e bazat pe funcționa-

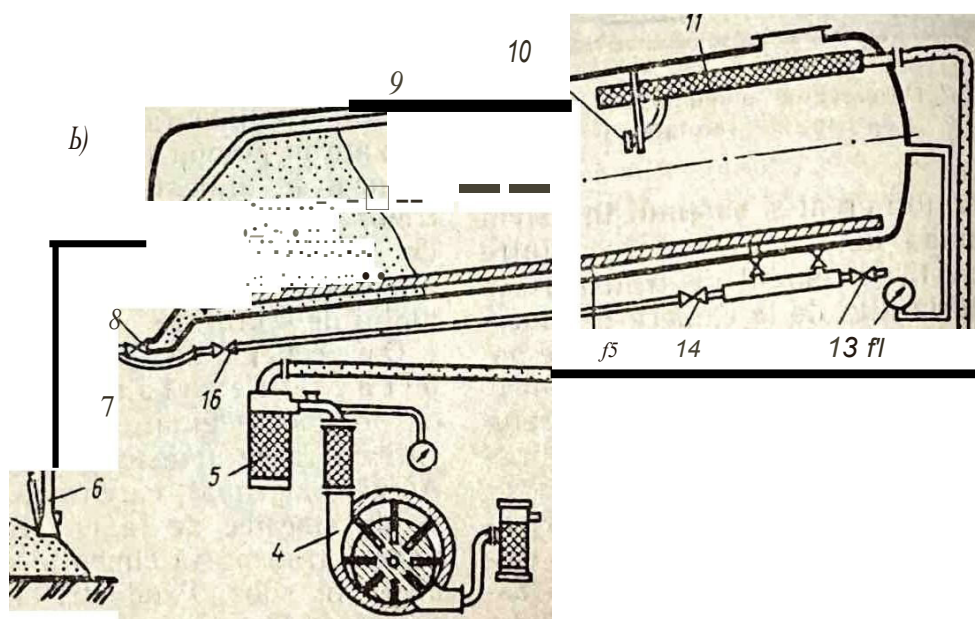
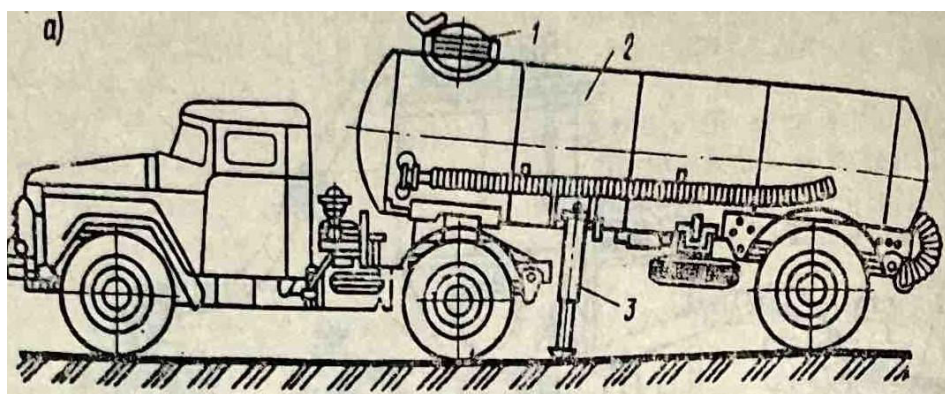


Fig. 2.28. Automobil pentru transportul cimentului

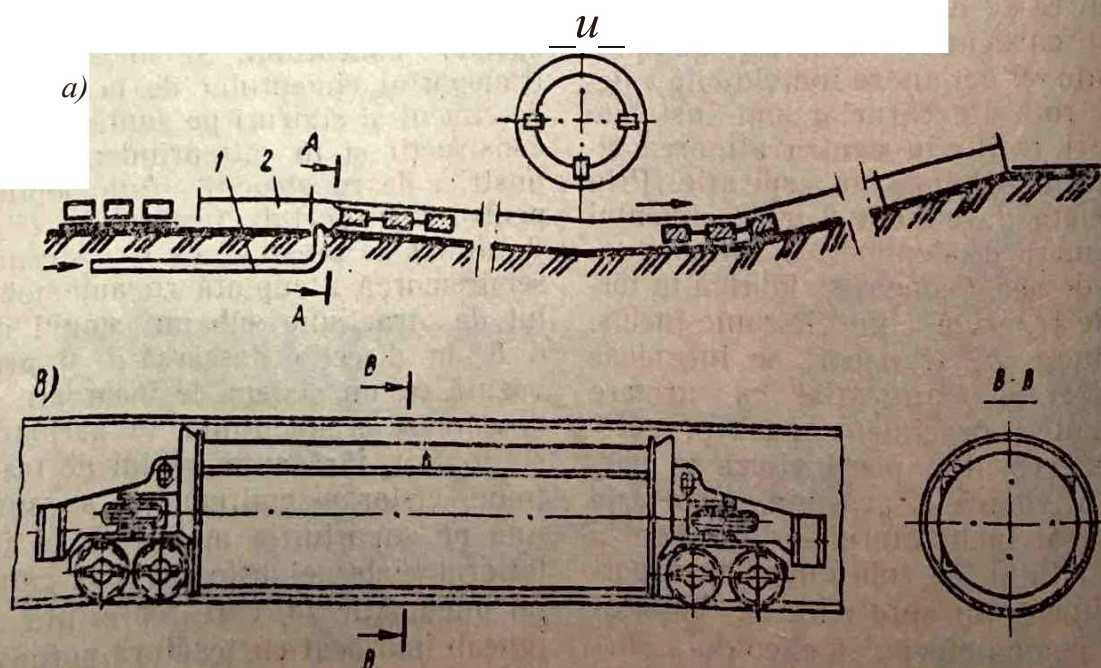


Fig. 2.29. Schema transportului containerelor prin conducte:
a — traseu; b — container; 1 — conductă de aer; 2 — cameră de ecluză

rea instalată ei tle aseirăie (fig. 2. 28, b). Utilizările c/c încărcare este compus din 7-tza c/c captare 6 cu furtunul elnsc, c 7, teava de distribuție 9 pompa de vid 4 și filtrele 5. Pompa de vid este acționată de motorul autotilubului și poate funcționa în regim de pompa la încărcare și în regim de compresor la descărcare. Aerul se VCLtra ta în filtrele 11 și 5.

În cisternă este instalat semnalizatorul de nivel 10 și manometrul 12. Sistemul de aer este prevăzut cu supapele 13 și 14 de reținere și de siguranță 16. La descărcare, prin jgheabul pneumatic, se introduce în cisternă aer comprimat de la pompa-compresor. La obținerea presiunii de lucru 0,15...0,20 MPa se deschide robinetul de descărcare 8 de capul sferic al caruia este legat furtunul. Cimentul saturat cu aer capătă inobilitate și se transportă în depozite la înălțimea de pînă la 25 m. Capacitatea de încărcare a autotiluburilor pentru transportul cimentului este de 3, 5, 8, 13, 22 Mg.

Transportul containerelor prin conducte (fig. 2. 29). Teava cu diametrul de 0,8...1,6 m și cu lungimea de pînă la cîțiva km se montează pe teren. În teava cu un luft mic sînt așezate vagonete-container, care se reazernă cu rolele pe suprafața internă a tevii. Pentru etanșarea golului între teava și vagonet, acesta e prevăzut cu un manson de etanșare. Sub acțiunea aerului pe suprafața frontală a vagonetelor deplasarea lor poate fi efectuată cu viteza de pînă la 30 km/ora la capacitatea de încărcare a fiecăruia pînă la 2...3 Mg.

2.6. Mașini de încărcat-descărcat

Mașinile de încărcat-descărcat pentru construcții se folosesc la încărcarea materialelor în bucăți în vrac, descărcarea lor din mijloacele de transport, precum și pentru transportarea și depozitarea lor în atelierului. Ele sînt mașinile autotilubate cu roți, mașinile de ridicat și transportat.

DLpii principiul de executare a operațiilor de lucru, mașinile de încărcat-descărcat se împart în mașini cu acționare discontinuă și continuă. Pritnele sînt universale și pot fi utilizate în diferite condiții, datorită posibilităților de a utiliza o diversitate de organe de lucru, ce altele se folosesc la întreprinderile cu volum mare de lucrări de încărcare, transport și descărcare a materialelor de construcție în vrac, precum și acolo unde procesul de lucru trebuie să fie continuu.

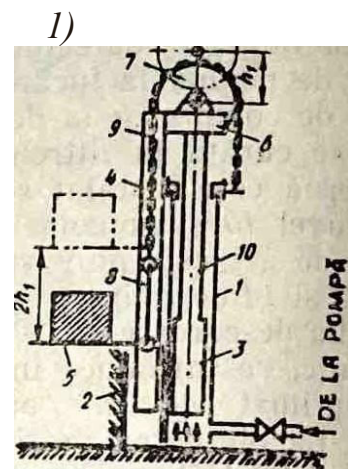
În funcție de destinație, mașinile de încărcat-descărcat se împart în încărcătoare pentru materiale în bucăți - autotilubare și pentru încărcături în vrac - încărcătoare cu una sau mai multe cupe.

Pentru descărcarea materialelor din garniturile de cale ferată se folosesc ca descărcătoare cu destinație redusă specială, de diferite construcții, de exemplu, cu organe de lucru cu raclete, cu burghiu și freza, cu aspirator. Construcția și principiul funcționării descărcătorului pneumatic de ciment au fost prezentate în § 2. 5.

Autotilubare. Tipul de bază al organelor de lucru al autotilubarilor este dispozitivul de prindere în furcă, care se pune sub încărcătură sau sub stivă de materiale de încărcat, așezate pe suport. Cu ajutorul încărcătoarelor cu furci se transbordază și se transportă articole de fier armat cu bucată, palete cu carar nida, utilaj, cherestea de dimensiuni mari, profile de metal.

Autotilubarele cu furci se produc pe baza agregatelor de automobilitate (punător, cutiilor de viteze, mecanismelor de direcție, dispozitivele de frînare, etc.) cu motoare de ar

re internă sau cu electromotoare montate de la acumulatori. Toate agregatele (fig. 2. 30, a) sînt montate pe ramă de susținere, care se sprijină pe pînă, înțea din față 12 și pe cea din spate 13 ale încărcătorului. Spre deosebire de mașinile obișnuite, la încărcăturile cu furci motorul și roțile motrice se găsesc în partea



^fFig. 2.30. Autoîncărcare cu furci

rul cilindrului hidraulic 1. Corpul
 cilindrului hidraulic se reazema pe
 traversa inferioara a ramei princi-
 pale, iar pistonul 3 și tijă 10 sunt
 legate articulat cu bara de sus a ra-
 mei mobile 6. În același timp, pe
 glidajul ramei se deplasează • ciru-
 ciorul de marfa cu ajutorul palanului
 simplu invers cu lant. Acesta din or-
 ,na este alcatuit din două lanțuri cu
 plăci 9 care înconjoară roțile de 1
 7 instalate pe bara de sus a cam-
 mobile 6. Capetele lanțurilor strâ-
 xate de rama principală și de c
 cioru) de marfa. Datorită a
 fapt, caruciorul de marfa se d
 seaza cu viteză dublă și parcurge un
 traseu, de două ori mai mare decât
 mersul tijei cilindrului hidraulic.

.Mi□carea de transmisie a Jti elor ci-
lindrilor hldraulici ai or,g nului de
lucru al eutotncircitorul i cu furci
ste generati de R,r unea lichidu-
Jui pompek m •□□pan de motorul
:aut) fncJrcit□lui. Pentru micșora-
rn loqei- ii.e esare conducerii, în sis-
tM;iv-1:□.□i□f. Manevrabile este pre-
□ zuta o servodirectie. Pentru acțio-

narea servodirecției este instalată o pompă. Comanda servodirecției este blocată cu coloana volanului și se execută automat.

Incarcatoarele cu furci se produc cu capacitatea de ridicare 3...5 Mg, înălțimea de ridicare a încărcăturii este de până la 6 m și viteza de deplasare în sarcină de până la 20, iar fără încărcătură - până la 40 km/oră. Autoincarcatoarele sunt utilizate cu diferite tipuri de organe de lucru demontabile - cu grei fer pentru bușteni, cu cupa pentru încărcături în vrac, cu brat de macara și alte dispozitive, care largesc domeniul lor de utilizare. Astfel, pentru manevrarea unor încărcături lungi, cu care încărcătorul obișnuit nu poate lucra, se folosesc autoincarcatoare cu ridicător de încărcături așezat lateral. Ridicatorul se întoarce în jurul axei longitudinale, iar încărcătura de lungime mare se așază cu ajutorul dispozitivului de prindere în furcă, pe bratele laterale în lungul mașinii și se transportă în această poziție, prin trecerile înguste ale depozitelor.

Incarcatoarele cu o cupă. Organul de lucru de bază al încărcătorului cu o cupă este cupa folosită la săparea, încărcarea și transportarea materialelor în vrac, în bucafi mici, și a pământului de categoriile I și II. Parametrul principal al incarcatoarelor cu o cupă este capacitatea de încărcare. După valoarea capacității de încărcare ele se împart în incarcatoare de gabarite mici (până la 0,5 Mg), ușoare (0,6...2,0 Mg), medii (2,0...4,0 Mg), grele (4,0...10 Mg) și de mare tonaj (peste 10 Mg).

. În funcție de echipamentul de tracțiune, incarcatoarele pot fi cu șenile și pneuri. Incarcatoarele pe șenile au capacitatea de trecere mare și dezvoltă o forță de împingere majorată, căci cu roți cu pneuri au manevrabilitate mare și o viteză mai mare de transport. În calitate de mașini de bază pentru incarcatoare se folosesc asiuri speciale pe roți cu pneuri, tractoare industriale pe șenile și cu roți cu pneuri cu modificări pentru

incarcatoare sau tractoare de destinație generală. Asiurile speciale pe roți cu pneuri sunt compuse din două semirame îmbinate articulat. Articulația semiramelor permite realizarea încărcării-descărcării la manevrarea minimă, datorită întoarcerii reciproce a semiramelor la un unghi de până la 40° în plan în ambele părți ale axului longitudinal al mașinii.

Tractoarele modificate ca incarcator de tip industrial se fabrică, ținând cont de faptul că pe ele se vor instala echipamente de încărcare și se va lucra cu ele. Acestea se montează pe mașina de bază în față sau în spatele motorului. Transmisia de putere ale autotractorelor pe șenile și cu roți cu pneuri, precum și ale asiurilor speciale se produc hidromecanice cu o cutie de trei viteze (trei viteze înainte și trei viteze înapoi). Această transmisie este adaptată pentru reversarea frecventă a mișcării la schimbarea automată a vitezelor și corespunde mai bine regimului de lucru al incarcatoarelor cu o cupă.

După modul de descărcare a organului de lucru se deosebesc incarcatoare: cu descărcare în față (incarcatoare frontale), cu descărcare laterală (incarcatoare cu întoarcere semicompletă), cu descărcare înapoi (încarcător de tip basculant). Cele mai răspândite în construcții sunt incarcatoarele frontale și cu întoarcere semicompletă cu roți cu pneuri și pe șenile cu acționarea hidraulică a echipamentului de încărcare.

Incarcatoarele frontale. Asiguri descărcarea cupei în partea de săpare a materialului. Echipamentul de încărcare este fixat de rama de porttal 6, instalată fix pe rama principală a mașinii de bază (fig. 2.31). EI este compus din organ de lucru, brat, mecanismul cu pârghii fixe și cilindrii hidraulici de acționare dubli. Organul de lucru, care este fixat pe bratul de lucru, este un mecanism de P: f: care conține două culbutoare: unul balansier și unul cu mișcare de

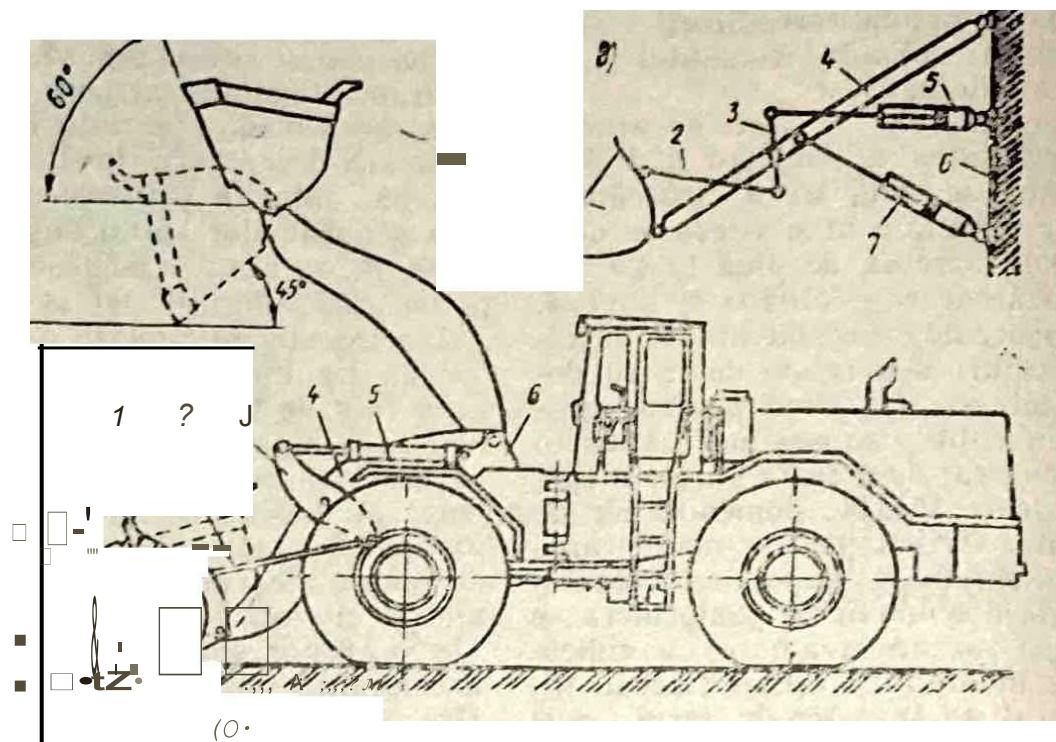


Fig. 2.31. Încărcător frontal cu o C1pa:
a - schema cîrmuirii; b - schema cîrmuirii a ului de încărcare

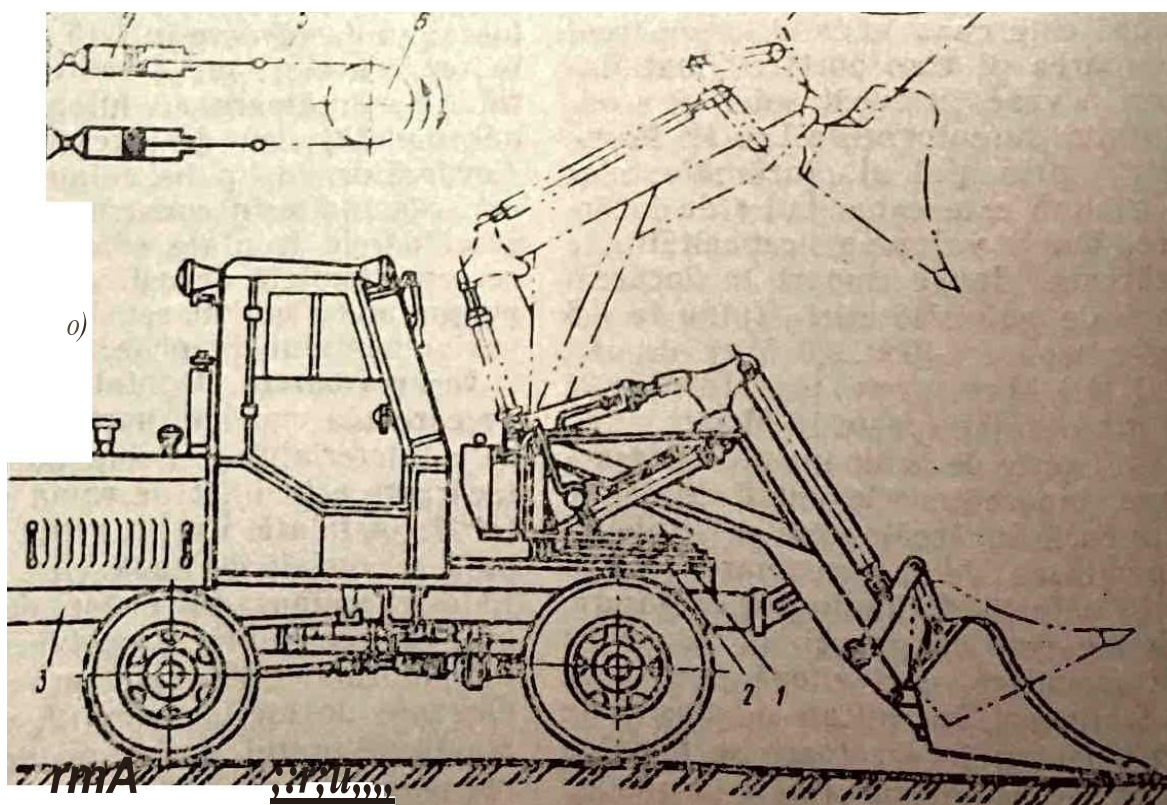


Fig. 2.32. Încărcător cu cupă cu întoarcere semicompletă:
a - schema constructivă; b - schema cîrmuirii a mecanismului de rotire a platformei

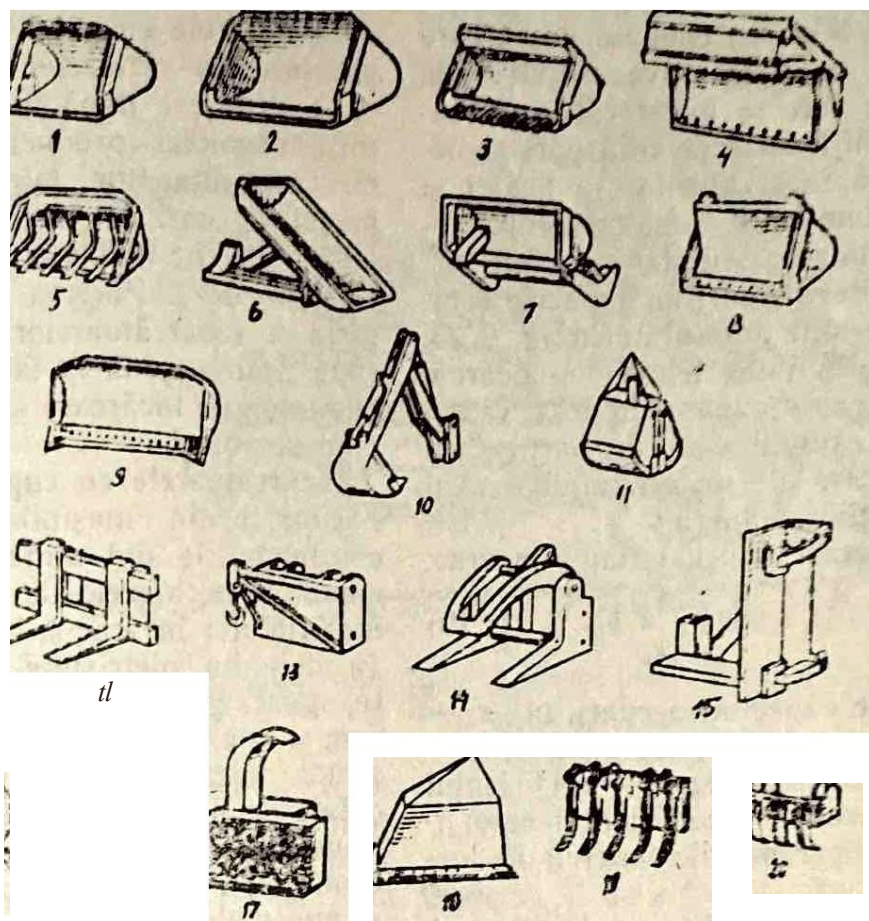


Fig. 2.33. Echipament de lucru cu organe de schimb suspendate al incircitoarelor cu o cupii:

1- normaHi; 2- mirIII; 3-reducl; 4- cu doul IIIci; 5- cu carcasi; 6- cu descarcare lateralJ; 7- cu inIIIimea de descircare milr/ti; 8- cu des* cJrcare lortatil; 9- lamA de buldozer; 10- exca- valor; 11- gJalfer; 12- furca de fncirc.iturt; 13- macara; 14- dispozltiv de prindere cu IIIcl; 15- dlspozltiv de prindere a stflpllor \$1 pllollor; 16- plug de zlpadl; 17- plug de zlpadl cu rolor; 18- de IIIat tu fl\$uri; 19-defrlator-colector; 20 -splrgltor de asfalt

doi cilindri hidraulici 5 de rotire a cupei. Ridicarea și coborirea bratului se executa cu doi cilindri hidraulici 7. Acționarea hidraulică a echipamentului de lucru permite schimbarea lină a vitezei în limite largi și protejarea sigură împotriva supraîncărcării.

Procesul de lucru al încărcătorului cu cupa este compus din următoarele operații: deplasarea încărcătorului spre material cu coborirea conștientă a cupei, introducerea cîmpului în material prin efortul de împingere al mașinii, ridicarea cupei împreună cu bratul, transportarea materialului spre locul de descărcare

și descărcarea cupei prin rasturnare.

Încărcătoarele cu întoarcere **semi-completa** (fig. 2. 32). Spre deosebire de cele frontale, aceste mașini asigură descărcarea cupei și a organelor de lucru de schimb înainte și în ambele părți sub un unghi de 90:î fata de axa longitudinală. Aceasta reduce timpul pentru viraje și permite folosirea la lucrări în condiții de spa-

țiu îngust. După construcție, **incircatoarele** cu întoarcere **semicompleti** se deosebesc de cele **frontale** prin aceea că echipamentul de **incircare** e montat pe o platformă **rotativă** care se sprijină cu dispozitivul de suport rotativ 2 pe cadrul **echipamentului** de deplasare 3 al **mașinii** de baza. Mișcarea de rotație este imprimată platformei rotative prin intermediul a doi cilindri **hidraulici** orizontali 4, tijele cărora sînt lepte cu lantul cu plici 5, care învîrtoară roata de lant 6 a platformei rotative. În **afari de** **cu** **principali**, **incircitoarele** sînt **cu** mai multe tipuri **de organe de schimb**

su s□e□d□Le : c□.cupe cu c3pacitntc marlta □• redusa, ch cupe (Jc. greif cr cu doua falci, cu cupe cu descarcare laterala, cu dispozitive rotative de prindere care se folosesc ln incarcarea.ft:t mijloacde de transport □i depozltarea incarcaturilor in bucali si de lungime mare, a materialului len□-nos, instalarea stilpilor □i cu alte organe. **Cite1'a** tipuri de astfel de cchi-pamente sint prezentate in fig. 2.33.

Productivitatea tellnica a incarcatoarelor cu o cupa (m³/ora) se det□rmin□, llnhd cont de particularitatile flzice ale materialului excavat □i conditiile de lucru.

La lucrari cu materiale in vrac:

$$Pr=3600 \frac{q_k}{fck} \cdot k_1 \quad (2.19)$$

und□9 e□capacitatea cuP,ei, m³; ku - coeflclentul 9e ump]cre a cupei; t□ - durata ciclului, s; ka- coeficientul de aftnare; k, - coeficientul care vine cont de conditiile concrete de lucru.

In general, durata ciclului se compune din durata incarcarii cupei □i trecerii ei in pozde de tr:insport, durata deplasarii cu incarcatura, durata descarcarii, durata virajului □i revenirii la locul de lucru.

La lucrari ch materiale Tn bucali productivitatea tellnica (Mg/ora):

$$Pt=3600 \cdot \frac{G}{tc} \cdot k_1 \quad (2.20)$$

unde G este capacitatca de ridicare a incarcatorului, Mg.

Productivitatea tellmica este limitata posibilitatii ma□inii □i nu poate fi depasita fara schimbarea vitezelor de Jucruputerii motarului, etc. Pentru obtin□rea productivit□ii tehnice e r:iecesara analizarea conditiilor de l□cru. inclusiv. folosirea scellemei optime de organizare a lucrului, a organului de lucru de schimb corespunzator (de exemplu cupe cu **capacitatea marita s3,1 redusa**), care contribuie la utilizarea maxima a **forteii** de tractiune a tractorului de **baza sau** a iut tractorului. Datoriti **capacita-**

th bnnc ,lc trallsportore, fnclircAtoa-rele cu cl1pa CONCLIFcaza cu **succes** excavatoarele cu cupii, care jncarcA pallilltLll ln lllijloa□cle □c tran□port, □i Je <.lcpii□esc tlupa ullli indica tcJ1-nico-cconomici (productivitatca muncii unli muncitor intr-un schirnb pretul de cost al productiei, consu□mului specific de maieriale □i energie al I ucrarilor). Puterea instalatiei de forta a incarcatoarelor moderne cu cupa ajunge pina la 900 kW cu capacitatea de incarcare a cupei principale de 10 m³.

Incarnatoarele cu cupe **articulate**. Fac parte din ma□inile cu actiune continua. Ele sint utilizate la incarcarea in mijloacele de transport a materialelor in vrac □i ln bucali mici (a nisipului, pietri□ului, pietrei sparte, zgtlrei, ghetii sparte, zapezii), precum □i la astuparea cu pam,nt a tran□eeelor. Incarnatoarele cu cupe **articulate** se monteaza pe □asiuri **autorropulsat□** sau pe roti cu pneuri, in c?llstructia cal'ora se folosesc piese ;;1 ansamble de tractoare □i automobile.

Dupa constructia organului de lucru. Incar□atoarele se impart in elicol<.l□le □i cu cupa, □i roata cu cupe, cu dlscurl □i brate de adunare. Organul de lucru cu cupe □i □urub are un almentator cu □urub □i **elevator** c□i cup□ pentru transportarea **materialu**, lln spre co□veierul cu **banda**. Incarca-toarele cu roata cu **cupe exca-**veaza materialul cu freze sferice sab. cu cupele. In incarnatoarele cu di\$... c□r., --□materialul se aduce cu - d oua l,s"curi. care se rotesc tn **directie** de mtlmpnare. Bratele de a dunare a□uc., □.ate.rialul la conveier dati brita ml□□arll clematice speciale. p para-metrul p□incipal al incircito:lr:□=□cu cupe artaculate este producti,ri tatea. Ele se executa cu o producti □ vitate de 40,..80:, 160. 250 m•Jori □ tn altimea de lnc□rc"are de 2,4 4,2 lltt.

□ncarcatorul cu funcp onare conti-nua cu organul de l icoidal si cupe (fig□2.34) □...ao□i...Mi compus din ur-mitoarele **ansamy** compus din ur-e principale; □asiul pe roti eupactA cu ambele osii mo-