

INSTITUTUL POLITEHNIC „TRAIAN VUIA”
TIMISOARA
Facultatea de mecanică agricolă

Ing. Radu I. Petroianu

CONTRIBUTII TEORETICE SI EXPERIMENTALE PRIVIND
MECANIZAREA PROCESULUI DE MARUNTIRE A SOLULUI

Teză de doctorat

Conducător științific
Prof.Dr.Doc.Ing. STEFAN CAPROIU
m.c.al Academiei de Științe
Agricole și silvice din R.S.România

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA „POLITEHNICA”
TIMIȘOARA

- 1978 -

346.100
203 F

Notații și unități de măsură folosite

- i - raport de transmitere (de demultiplicare) ;
v - viteză [m/s și km/h] ;
z - număr de dinți și număr de colți ;
 $\varphi = \omega t$ - unghi de rotire [rad. și °] ;
t - timp [s] ;
r - rază [m] ;
 ω - viteză unghiulară [rad/s] ;
 $\lambda = \frac{v_p}{v_m}$ - indice cinematic al grapei rotative ;
n - turație [rot/min] ;
 $T = \frac{2\pi}{\omega}$ - perioadă a mișcării de rotație [s] ;
 $p = \frac{X}{z}$ - pas (avans pe colț) [m/colț] ;
a - accelerație [m/s²] ;
s - spațiu [m] ;
 $\Gamma = \frac{s_j}{s_i}$ - grad de prelucrare a solului ;
R - forță de rezistență la înaintare [N] ;
k - rezistență specifică [N/m și N/colț] ;
b - lățime de lucru a colțului de grapă [m] ;
m - masă [kg] ;
 ρ - masă volumetrică (densitate) [kg/m³] ;
S - număr de rotoare al grapei cu colți ;
B - lățime de lucru a mașinii [m] ;
 δ - patinare [%] ;
F - forță [N și kgf] ;
P - putere [kW și CP] ;
M - moment [Nm] ;
 r_m - rezistență specifică la înaintare [N/m] ;
 G_{hm} - consum mediu orar de combustibil [kg/h] ;
 w_i - productivitate [ha/h și ha/schimb] ;
 Q_m - consum mediu de combustibil, la hectar [kg/ha] ;
 f - densitatea combustibilului [g/cm³] ;
 η - randament ;
 A_m - adâncime medie de lucru [m] ;
 G_{ms} - grad de mărunțire a solului la suprafață [%] ;

- G_{ap} - grad de mărunțire a solului în profunzime [%]
- G_{as} - grad de afinare a solului [%] ;
- G_{nt} - grad de nivelare a terenului [%] ;
- T_1 - timp (cronometrați sau calculați) [min] ;
- K_1 - coeficienți de folosire a timpilor T_1 .

I N T R O D U C E R E

Partidul și statul nostru acordă o atenție deosebită agriculturii, căreia, în accelerarea dezvoltării economico-sociale a țării, îi revine un rol tot mai important. Într-adevăr, ea este cea ramură de bază a economiei care, din punct de vedere al creării venitului național, ocupă al doilea loc după industrie. Pe lângă faptul că asigură hrana întregii populații și o parte însemnată din materia primă necesară industriei, agricultura contribuie substanțial la intensificarea comerțului exterior, reprezentând o însemnată sursă de devize pentru economia națională. În plus față de cele arătate, agricultura constituie și un mare rezervor de forță de muncă pentru dezvoltarea ramurilor neagricole, înainte de toate a industriei. Sub acest aspect, populația ocupată în agricultură va trebui să se reducă de la circa 35%, cât reprezintă la ora actuală, la 27-28% la sfârșitul cincinalului revoluției tehnico-stiințifice și respectiv, la numai 12-15% la finele deceniului următor. Baza obiectivă a acestui proces de scădere continuă a populației ocupate în agricultură o constituie creșterea gradului de mecanizare și chimizare, concomitent cu expansiunea industriei, a transporturilor, a telecomunicațiilor, a comerțului etc.

„Numai dezvoltarea armonioasă a industriei cât și a agriculturii - subliniază Secretarul General al Partidului, tovarășul Nicolae Ceaușescu - poate asigura îndeplinirea cu succes a obiectivului fundamental - făurirea societății socialiste multilateral dezvoltate în țara noastră, apropierea României, în scurt timp, de țările cu economie avansată, creșterea nivelului de trai, material și spiritual, al întregului nostru popor”. [2,55] .

Calea principală a sporirii producției în agricultură o constituie dezvoltarea intensivă a ei, creșterea producției medii la hectar, iar accelerarea procesului de intensificare se bazează pe sporirea simțitoare a investițiilor, în vederea dezvoltării și modernizării bazei sale tehnico-materiale. Astfel, după cum este cunoscut, în actualul cincinal, investițiile din fondul statului se vor ridica la 116,4 miliarde lei, la care se vor adăuga circa 20 miliarde lei investite de cooperativele agricole de producție, din fonduri proprii. Prin sporirea inves-

tițiilor se asigură dezvoltarea și modernizarea bazei tehnico-materiale a agriculturii, extinderea și aplicarea cuceririlor științei și tehnicii moderne, ridicarea gradului de folosire a Fondului funciar, mecanizarea complexă a lucrărilor, chimizarea, extinderea tehnologiilor cu flux industrial.

Un rol de o deosebită importanță revine, așa cum se vede, mecanizării. Astfel, eforturile însemnate de investiții sînt orientate spre înzestrarea agriculturii cu tehnică înaintată, spre dezvoltarea parcului de tractoare și mașini agricole, în vederea mecanizării complexe a lucrărilor agricole. În acest cîmp se accelerează ritmul mecanizării lucrărilor agricole. Potrivit prevederilor planului, agricultura va dispune în 1980 de circa 130.000 tractoare de tipuri diferite și de putere unitară porită, urmînd să crească ponderea tractoarelor pe șenile și pe roți de 132,5 kW (180 CP). Totodată, se va asigura întregul set de mașini într-o gamă diversificată și cu un grad înalt de universalitate. Pe această bază, se reduce suprafața arabilă ce revine pe un tractor fizic la 76 ha, micșorîndu-se în acest mod ecalonul care desparte România de țările în care agricultura este mai bine dotată cu mijloace tehnice avansate. Prin înzestrarea cu tractoare și mașini, prin asigurarea mecanizării complexe a lucrărilor agricole se realizează pași importanți în surirea unei agriculturi intensive, moderne, de mare randament și înaltă productivitate, capabilă să realizeze și chiar să deășească producțiile planificate, ceea ce se traduce prin creșteri importante de producții față de cele obținute în anii cîmpului 1971 - 1975, așa după cum se vede din cifrele absolute prezentate în tabelele 1 și 2. [55]

Tabel 1 - Producția principalelor produse agricole

Produsul	U.M.	1971-1975	1976-1980
Cereale boabe	mi tone	14814	20000 - 22360
Floarea soarelui	"	761	1000 - 1133
Sfeclă de zahăr	"	4758	8600 - 9354
Cartofi de toamnă	"	2925	4600 - 4860
Legume de cîmp	"	2554	4200 - 4316
Fruite și struguri	"	2285	3800 - 3960
Carne - total	"	1857	2500 - 2680
Lapte vacă	mi hl	38653	58000 - 62200
Ouă	mil. buc.	4201	6000 - 6500
Lină	mi tone	30,6	42 - 46,6

Tabel 2 - Evoluția producției medii la hectar la principalele culturi

Produsul	U.M.	Media 1971 - 1975	Media 1976 - 1980
Grâu și secară	kg/ha	2210	3000 - 3150
Porumb	"	2680	3500 - 3800
Floarea soarelui	"	1450	2000 - 2140
Sfeclă de zahăr	"	22140	34000 - 36000
Legume de câmp	"	16100	19000 - 20000

*

* *

În contextul prevederilor generale trecute în revistă mai înainte, un rol important în sporirea producțiilor la hectar revine măsurilor ce trebuie luate în scopul păstrării structurii solului și al reducerii tasării acestuia, între care, pe lângă altele este și aceea a reducerii numărului de treceri a agregatelor pe terenul cultivat, reducere care, concomitent cu păstrarea structurii și reducerea tasării, asigură și importante economii de energie, timp și forță de muncă.

Încadrându-se în preocupările generale ale „lucrărilor minime”, teza își propune să înfățișeze studiul teoretic, realizarea și experimentarea unei mașini originale pentru pregătirea terenului, după arat, printr-o singură trecere, în vederea semănatului, căutând să aducă o contribuție în ceea ce privește construcția acestor mașini, din ce în ce mai mult folosite în mecanizarea lucrărilor din agricultură.

*

* *

Teza de doctorat, cuprinzând un număr de 146 pagini, 79 figuri și 32 tabele, constituie rezultatul unei activități de cercetare ce s-a extins pe parcursul a peste cinci ani, timp în care s-au realizat: documentarea necesară în domeniul abordat, fundamentarea teoretică a problemei în studiu, construirea mașinii și experimentarea ei.

Pe parcursul întregii aceste perioade, autorul s-a bucurat permanent de îndrumarea de înaltă competență, acordată cu toată sollicitudinea de către conducătorul său de doctorat, tovarășul prof.dr.doc.ing. Stefan Căproiu de la institutul politehnic „Traian Vuia” - Timișoara, m.c. al Academiei de științe agricole și silvice din R.S. România, cărui îi exprimă, și

pe această cale, întreaga sa recunoștință, cele mai respectuoase și calde mulțumiri.

Totodată, autorul mulțumește cordial colegilor săi șef de lucrări ing. Emilian Baciuc și conf. dr. Gheorghe Petrescu de la Institutul de învățământ superior - Pitești, pentru sugestiile lor, cât și tovarășilor de la S.M.A.- Mărcineni, Stațiunea de cercetări viticole - Stefănești și centrele teritoriale de calcul electronic din Craiova și Pitești, care l-au sprijinit.

PARTEA INTII. STADIUL ACTUAL PRIVIND MECANIZAREA PROCESULUI DE MARUNTIRE A SOLULUI

Capitolul 1. Considerații agrotehnice privind mărunțirea solului

1.1. Structura și fertilitatea solului. Influența structurii asupra fertilității.

Capacitatea de producție a unui sol este determinată, în cea mai mare parte, de structura lui, care influențează regimul apei și al aerului în sol, accesibilitatea elementelor nutritive, activitatea microorganismelor, creșterea rădăcinilor etc.

La solurile cu structură, fertile, particulele elementare sînt grupate în agregate sau glomerule de diferite mărimi, care pot fi clasificate, potrivit [66], în:

- ultramicroagregate, mai mici de $0,25 \mu\text{m}$;
- microagregate între $0,25 \mu\text{m}$ și $0,25 \text{ mm}$;
- macroagregate, mai mari de $0,25 \text{ mm}$.

Practic, din punct de vedere agricol, au importanță macroagregatele cuprinse între 1 și 10 mm diametru, la aceste dimensiuni asigurîndu-se aerația optimă și contactul intim între sol și rădăcinile plantelor.

În sol, între agregate, există spații libere, de trei categorii:

- capilare - între ultramicroagregate,
- necapilare - între microagregate și
- spații foarte mari (intergranulare) - între macroagregate, cu deosebire cînd solul este afinat.

Raportul dintre spațiile intergranulare și necapilar-pe de o parte - și spațiul capilar - pe de altă parte - are un rol foarte important în aprovizionarea solului cu apă și aer. Astfel, prin spațiul mare și foarte mare (necapilar și intergranular), apa din precipitații și irigații pătrunde imediat și continuu spre adîncime. Venind în contact cu microagregatele, această apă le saturează capilar pînă la mare adîncime, asigurîndu-se astfel o rezervă de apă în sol. Imediat ce procesul de infiltrație a apei încetează, aerul pătrunde în spații-

le intergranulare și necapilare, înconjurând la exterior macro-agregatele și microagregatele. În aceste condiții, aici încep intense procese de descompunere aerobă a materiei organice din sol, eliberându-se hrana minerală necesară plantelor. Prin acest mecanism, asigurându-se simultan plantele cu apă, aer și substanțe nutritive, se asigură fertilitatea solului. Dacă spațiul necapilar permite pătrunderea în adâncime a rădăcinilor și dezvoltarea lor, spațiul capilar, saturat cu apă, asigură rezerve de umiditate necesară plantelor.

În solurile cu structură, întreaga cantitate de apă se infiltrează, pierzându-se prin evaporație numai apa din stratul superficial, deci o cantitate mică.

Starea structurală a solului este caracterizată, în general, prin trei însușiri importante:

a) Porozitatea totală, care reprezintă suma tuturor spațiilor libere, de toate mărimile (spațiul lacunar sau volumul total al porilor solului), exprimată în procente din volumul total al solului. Porozitatea stratului arabil poate fi influențată prin lucrări. Astfel, dacă la solurile compacte este necesară afinarea lor, la solurile prea afinate este necesară o indesare care mărește porozitatea capilară micșorând-o pe cea necapilară. Această indesare, prin care se îmbunătățește raportul dintre porozitatea capilară și cea necapilară, se obține prin tăvălugire. Administrarea îngrășămintelor organice, a unor îngrășăminte minerale și a amendamentelor, influențând favorabil asupra structurii, ameliorează implicit și porozitatea solului.

b) Elasticitatea solului este datorată aerului care pătrunde între agregate. Presiunea acestui aer se mărește din cauza degajării continue a dioxidului de carbon, în urma descompunerii aerobe a materiei organice de la suprafața agregatelor, descompunere prin care materia organică se consumă. În interiorul microagregatelor, deci în mediul anaerob, se formează humus. Astfel, există permanent un echilibru între acumulare și descompunere, între aerobioză și anaerobioză. Aceste procese au loc într-un sol afinat, cu proporția normală între spațiul capilar și cel necapilar.

c) Coeziunea constă în atracția reciprocă a particulelor de sol, din cauza căreia particulele opun rezistență la acțiunile de fărâmițare, de desfacere. În interiorul microagregatelor

coeziunea este mai mare, iar între microagregate coeziunea este slabă, ceea ce face ca în solurile cu multe microagregate coeziunea totală să fie mică. Din punct de vedere agrotehnic, coeziunea totală mică este favorabilă, rădăcinile străbătând mai ușor solul, pătrunzând mai adânc, deci în straturi cu rezervă mare de umiditate. De asemenea, solurile având coeziunea totală mică, din cauza rezistenței scăzute pe care o opun înaintării mașinilor agricole, se lucrează mai ușor. Coeziunea depinde de mulți factori, printre care: starea de îndesare, umiditatea solului, conținutul în materie organică etc.

Structura prezintă o importanță deosebită pentru producția agricolă prin aceea că:

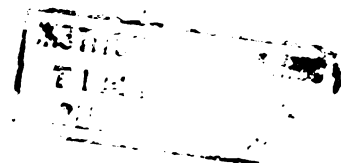
- asigură infiltrarea și înmagazinarea apei în sol;
- asigură aerisirea, ceea ce înlesnește încălzirea solului, care, la rândul ei, creează condiții favorabile vieții plantelor;
- permite pătrunderea adâncă a rădăcinilor;
- ușurează lucrarea solului, prin rezistența mică la tracțiune a mașinilor agricole;
- împiedică formarea crustei în urma ploilor repezi;
- în final, conduce la obținerea unor producții mari.

Importanța structurii reieșind din cele arătate, se pune problema păstrării, menținerii ei, ceea ce se traduce prin proprietatea agregatelor de a rezista la desfacerea lor prin acțiunea apei sau prin presiunea mecanică. Se poate deci vorbi de o stabilitate hidrică și de o stabilitate mecanică a agregatelor, ca și de o structură stabilă și de o structură instabilă.

Dintre factorii care conduc la distrugerea structurii solului, se subliniază aici:

- a) executarea lucrării de bază a solului la un grad de umiditate prea mare, fapt care produce compactarea solului datorită presării sale pe cormană și
- b) excesul de lucrări care se efectuează după arătură, factor deosebit de important pentru prezenta lucrare.

Menținerea structurii solului este asigurată, în principal, de îngrășăminte, de resturile vegetale, de plante - prin acțiunea de presare a rădăcinilor și prin lucrări adecvate, efectuate în perioada optimă.



1.2. Efectele secundare ale lucrărilor de după arătură: Tasarea și modificarea structurii solului.

După arăturile de toamnă sau primăvară urmează o serie de lucrări agricole care au drept scop asigurarea unei structuri corespunzătoare a solului. În funcție de necesități, se execută: lucrări de grăpare, nivelare, tasare etc.

Presupunând un „complet” de lucrări agricole având drept scop asigurarea patului germinativ optim, se observă că sînt necesare mai multe treceri ale tractorului, care poartă diferite unelte sau mașini, peste terenul arat. Rezultatul propus o dată obținut, se constată însă că este însoțit de o tasare pronunțată a solului, la adîncimi variînd între 15 și 40 cm [43,63].

Tasarea solului are efect imediat asupra: greutateii volumetrice, a numărului porilor umpluți cu aer, a conductivității hidraulice, a rezistenței solului și a distribuției porilor după mărime.

Un mijloc simplu și rapid de apreciere a tasării este acela al măsurării rezistenței solului cu ajutorul unor aparate ieftine și simple - penetrometrele. Într-o formă simplificată, penetrometrul se folosește încă din 1933, cînd este întilnit sub denumirea de „bastonul fermierului” [63]. La ora actuală, cel mai răspîndit penetrometru este cel folosit în încercarea „CONE INDEX”. Constructiv, el constă într-un con cu unghiul la vîrf de $0,502 \text{ rad}$ (30°), avînd secțiunea transversală maximă de $3,23 \text{ cm}^2$ și care este deplasat în sol cu viteza de $0,031 \text{ m/s}$ ($1,83 \text{ m/min}$). Valorile Cone Index variază între 14 și 70 N/cm^2 , dar se face observația că rezultatele obținute depind, în mare măsură, de conținutul de umiditate al solului.

S-ar părea din cele arătate mai înainte că, cu cît numărul trecerilor este mai mare, cu atît tasarea va fi mai pronunțată. Cu toate acestea, s-a observat că [63], dacă presiunea la suprafață este mai mică decît rezistența solului, tasarea nu se produce, solul comportîndu-se - în această situație - ca un material elastic. În cazul în care presiunea depășește rezistența, se produc atît o deplasare cît și o tasare, astfel că, în final, rezistența solului crește, egalînd valoarea presiunii aplicate. Concluzia ar fi că, nu este importantă, din punct de vedere al tasării, decît presiunea maximă de comprimare la care este supus solul, deci lucrarea agricolă executată cu mașina cea mai

grea.

Pe de altă parte, din simple observații empirice, s-a constatat că, pe lângă rezistența solului mai există și alte caracteristici ale sale care influențează efectele tasării, ca: distribuția granulometrică, conținutul în substanță organică, conținutul de umiditate etc. Dacă, în mare, conținutul în substanță organică nu se schimbă între două treceri, cei-lalți doi factori pot varia destul de mult (acțiuni de mărunțire ale mașinii care a trecut înainte, ploii repezi), astfel că, efectele trecerilor repetate pe sol cu mașinile agricole se cumulează, tasarea totală apărând ca o sumă a tasărilor remanente.

Un ultim argument în favoarea limitării numărului de treceri este și acela, deloc neglijabil, al consumului de timp și combustibil, datorat efectuării separate a lucrărilor de pregătire a patului germinativ.

1.3. Tasarea solului -fenomen în discuție. Semnificația tasării pentru producția agricolă

Așa cum s-a arătat la începutul subcapitolului 1,2, tasarea are ca efecte: creșterea greutateii volumetrice a solului, scăderea numărului porilor umpluți cu aer, scăderea conductivității hidraulice, creșterea rezistenței solului și redistribuirea porilor după mărime.

Analizând aceste efecte imediate ale tasării se constată că ele, în totalitate, implică o modificare a structurii solului, modificare ce nu este întotdeauna dorită. În general, aceste efecte se pot mult mai ușor amplifica decât diminua. Uneori, datorită unei prelucrări neadecvate, se poate ajunge chiar la distrugerea structurii solului, ceea ce atrage după sine cheltuieli sporite pentru realizarea producției agricole planificate.

Un alt aspect demn de reținut este acela că, în general, efectul tasării, în speță tasarea remanentă nu se observă la suprafața solului [63] ci în adâncime (cca. 20 cm), astfel că grăpatul nu afectează stratul de sol tasat. Acest lucru este foarte normal dacă se are în vedere faptul că stratul de sol de la suprafață, cu un conținut scăzut de umiditate, are o elasticitate pronunțată, pe când straturile din adâncime, care

prin însăși existența structurii păstrează apa, suferă o tasare accentuată asupra căreia este mult mai greu de intervenit.

În încheiere se face observația că, în regiunile cu sol uscat tasarea este dorită, ea asigurând un contact mai bun între semințe și sol, ceea ce duce la o germinare mai rapidă și mai uniformă.

În general, efectele tasării solului sînt de două categorii:

a) efecte care au influență directă în creșterea și activitatea rădăcinilor plantei și

b) efecte cu influență indirectă, tîrzie, sau dependente de condițiile meteorologice (influență asupra producției, variații în bilanțul hidrologic etc.).

Concluziile diferiților cercetători în ceea ce privește influența tasării asupra creșterii rezistenței mecanice totale a solului sînt contradictorii. Astfel [63], dacă Hawkins susține că creșterea densității solului nu împiedică pătrunderea rădăcinilor plantelor, Jamison și alții, referindu-se la solurile din America, susțin că pătrunderea rădăcinilor este limitată datorită creșterii densității ca urmare a tasării. O limitare a lungimii rădăcinilor însă nu determină neapărat o scădere a producției de cereale. Există puține date asupra raportului dintre creșterea rădăcinilor și producția plantelor respective.

Tasarea puternică reduce indicele porilor umpluți cu aer cu peste 90%, iar în caz de exces al precipitațiilor, cu peste 95%. Greenwood arată că această reducere, deși poate produce zone anmerobe în sol, nu va limita creșterea plantelor decît în cazul în care solul este aproape complet saturat cu apă. Întrucît această situație este foarte rară pe terenurile agricole, creșterea rădăcinilor și a părților aeriene ale plantelor va fi rareori stînjinită de lipsa oxigenului.

Multitudinea factorilor care influențează producția face ca rareori să se poată stabili un raport cauzal direct între modificările determinate de tasare și recoltă. Există multe dovezi însă care arată că, în urma compactării apar scăderi importante ale producției, chiar la modificări nefinse semnate ale masei volumetrice.

Creșterea masei volumetrice are drept consecință scăderea foarte pronunțată a conductivității hidraulice a solului. De pildă, o creștere a acesteia de la 1200 la 1400 kg/m³ a condus la scăderea de zece ori a conductivității hidraulice, scădere care duce la o uscare greoaie a terenului în primăvară, ceea ce duce, la rîndu-i, la întîrzierea semănatului, pe de o parte și la o slabă aerație, pe de altă parte.

Un alt efect al tasării constă în creșterea numărului de bulgări foarte rezistenți în urma lucrărilor de mobilizare a solului. Acești bulgări foarte rezistenți, printre altele, reprezintă o problemă în ceea ce privește pregătirea patului germinativ. S-a observat de pildă că lucrarea solului tasat este mai puțin eficace decît a solului netasat; energia necesară pentru lucrarea lui este mai mare, mărunțirea este mai redusă, rezistența și duritatea bulgărilor sînt mai mari. Solul tasat, ca urmare a circulației intense din timpul recoltării, va trebui să fie neapărat arat sau lucrat cu cultivatorul, sub adîncimea de tasare, dacă se urmărește obținerea unui pat germinativ de calitate, ori lucrat superficial, cu cultivatorul, dacă se urmărește numai afînarea necesară pentru un semănat. Pentru a anula deci tasarea este nevoie de lucrări suplimentare de mobilizare a solului. Cultivația totală pe soluri tasate nu este suficientă pentru a se obține patul germinativ adecvat, din cauza persistenței bulgărilor cu duritate mare.

Înlăturarea tasării sau reducerea ei constituie o problemă a cărei soluție este complexă.

- În primul rînd, ar trebui examinat foarte amănunțit mecanismul de rulare al tractoarelor și al utilajelor folosite la recoltat; s-ar putea extinde folosirea roților duble la tractoare și s-ar impune și examinarea efectului tasării produse de șenile, deoarece el nu este neglijabil.

- În al doilea rînd, ar fi necesare informații asupra compactării solurilor și asupra măsurii în care compactarea este influențată de conținutul în substanță organică, de tratamentele sau de lucrările anterioare ale solului și de natura sarcinii de tasare.

- În al treilea rînd, ar fi necesară elaborarea unor mașini îmbunătățite de mobilizare a solului, ceea ce ar constitui un progres remarcabil.

- În sfîrșit, în al patrulea rînd, s-ar impune scăderea

circulației atât pe patul germinativ cât și în timpul recoltării, ceea ce se poate obține prin aplicarea „lucrărilor minime”.

Capitolul 2. Realizări actuale în domeniul construcției uneltelor și mașinilor folosite la marunțirea solului.

2.1. Lucrările minime. Combinatoare

„Lucrările minime” (minimum tillage) se referă, în principal, la metode noi aplicate la lucrarea solului și semănat. Ele tind să simplifice tehnologiile clasice, complicate, în vederea reducerii cheltuielilor directe, astfel încât să se poată obține, în final, produse la un preț de cost cât mai mic.

Primele experiențe privind eficiența lucrărilor minime [9] au fost efectuate în S.U.A. în anul 1947, ulterior metoda extinzându-se și într-o serie de țări europene, pe măsură ce acestea au dispus de tractoarele puternice necesare executării simultane a mai multor lucrări.

Intr-o primă etapă de aplicare a lucrărilor minime, s-a căutat să se efectueze cât mai multe lucrări într-un singur parcurs (cu respectarea cerințelor agrotehnice), astfel încât să se reducă, la minimum, tăierea cu consecințele ei. Procedurul a fost aplicat inițial la lucrările de primăvară, când pericolul tăierii și al pierderii umidității este mai mare. În etape următoare s-a trecut la alte procedee cunoscute acum, ca:

- a) semănatul concomitent cu pregătirea patului germinativ;
- b) eliminarea arăturii și semănatul culturii în miriști sau perumbiști lucrate superficial, folosindu-se erbicide;
- c) semănatul direct în teren pe care s-au lucrat superficial numai benzi înguste, între rândurile de plante terenul rămânând nelucrat, de asemenea folosindu-se erbicide;
- d) semănatul direct pe urmele roților tractorului și altele.

Lucrările minime, negeneralizate încă, pun în fața constructorilor de mașini problema creării unor agregate complexe corespunzătoare și a unor tractoare capabile să le acționeze.

La ora actuală, datorită fiabilității reduse a agregatelor complexe și manipulării greoaie a lor precum și necesității existenței unor tractoare de puteri foarte mari, capabile să acționeze aceste agregate, accentul se pare că se pune pe realizarea unor combinatoare pentru prelucrarea solului înainte de semănat, într-o singură trecere.

2.2. Elemente constitutive ale combinatoarelor pentru mărunțirea solului.

Intrucât, în alcătuirea celor mai multe combinatoare pentru pregătirea solului intră [9] o serie de mașini și unelte cunoscute, în cele ce urmează, vor fi trecute în revistă, succint, aceste mașini și unelte.

2.2.1. Grapele rigide cu colți (fig.1) sunt alcătuite din cîmpuri obișnuite de grapă rigidă cu colți, cuplate la un cadru de tip purtat, cîmpurile fiind legate între ele prin lanțuri, pentru a li se asigura stabilitatea laterală. Colții

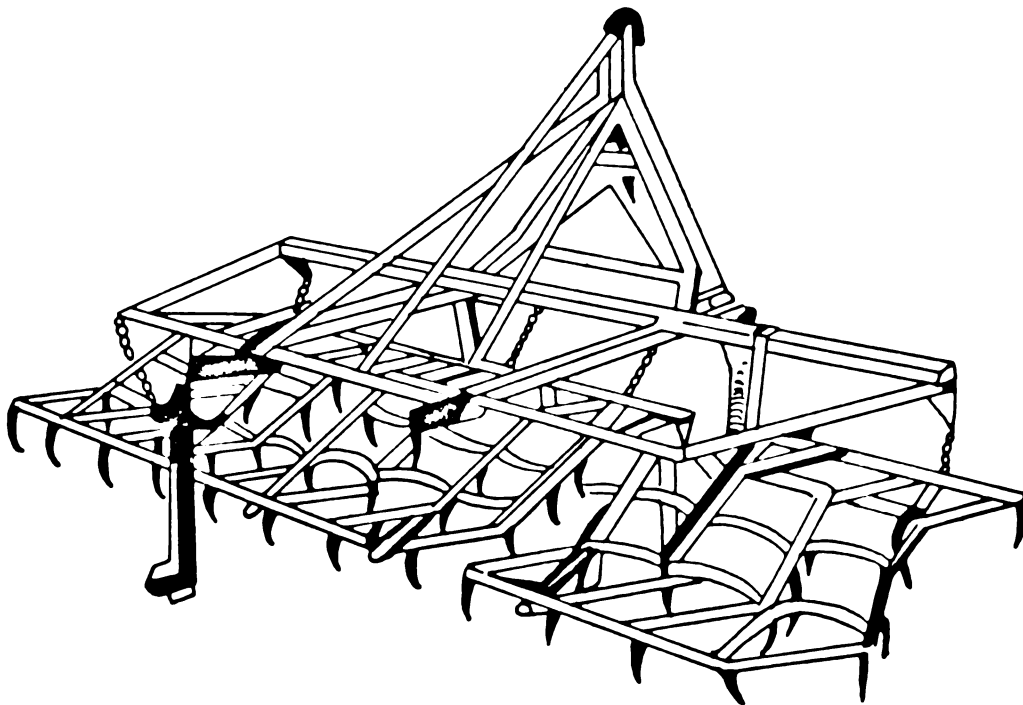


Fig.1 Grapă rigidă cu cadru de tip purtat.

folosiți pot fi drepecți, cu vîrf curbat, sau cu vîrf curbat și aplatizat, aceștia din urmă montați la grape foarte grele, cunoscute sub denumirea de grape cu lingurițe.

2.2.2. Cultivatoarele pentru cultivare totală (fig.2) sunt prevăzute cu cuțite săgeată, fixate pe suporturi semirigizi,

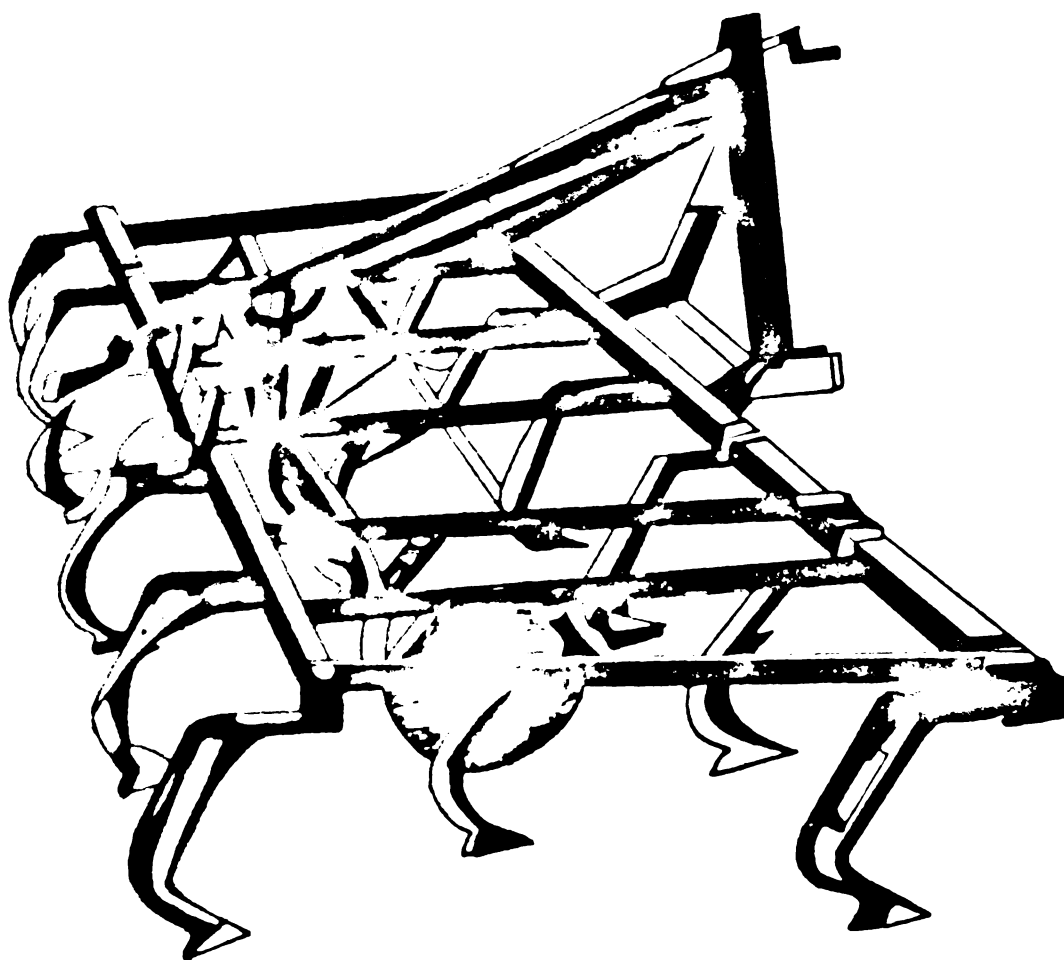


Fig.2 Cultivator pentru cultivație totală

prevăzuți la partea lor superioară fie cu lame flexibile (fig. 3.1), fie cu lame flexibile și arcuri elicoidale (fig.3.2). Datorită acestei construcții, suportii pot arcuri, la o forță de circa 500 N, până la 50 mm.

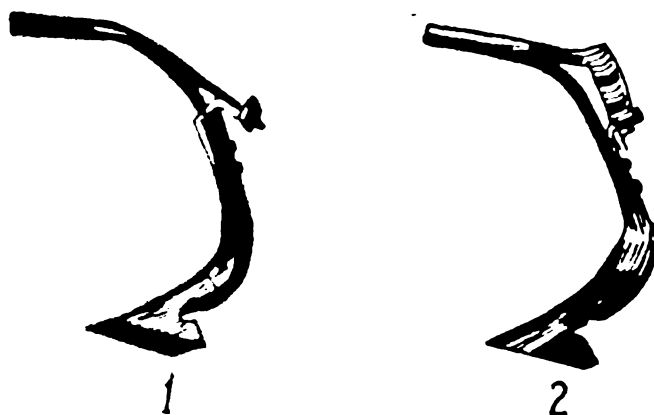


Fig.3. Tipuri de suportți semirigizi pentru cuțitele de cultivator.

2.2.3. Grepele cu discuri (baterii de discuri) pot face și ele parte din componența combinatoarelor, mai ales a acelor care execută pregătirea patului germinativ într-un sol greu,

bolevănos. Un combinator în a cărui alcătuire intră discurile sferice [42] este prezentat în fig.4, în care se văd: cadrul 1, două baterii de discuri 2, cuțitele extirpatoare 3 cu lățime mare de lucru și grupurile de discuri exterioare 4 și 5.

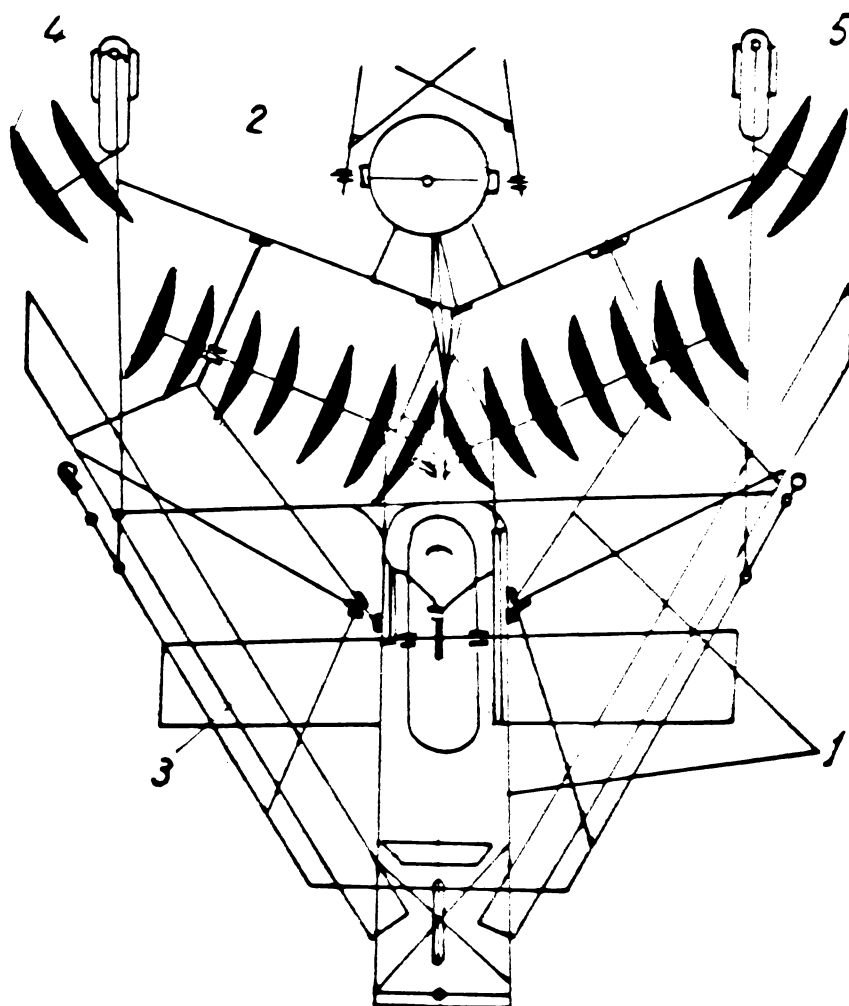


Fig.4. Combinator cu discuri sferice și cuțite extirpatoare de lățime mare.

Organele de lucru ale acestor grape sînt discurile sferice, a căror teorie și construcție sînt bine cunoscute din literatura de specialitate și asupra cărora, deci, nu se insistă.

2.2.4. Vibrocultoarele (fig.5) sînt utilizate pentru afinarea solului la adîncimi de 10 - 12 cm și pentru distrugerea buruienilor mici. Suporții organelor de lucru, confecționați din oțel elastic, avînd formă de S, pot purta mai multe tipuri de cuțite (fig.6): cuțite reversibile tip gheară, cu lățimea de lucru de 30 - 35 mm, pentru afinarea solului neîmburuienat (fig.6.1), cuțite labă de gîscă, cu lățimea de lucru de 70 mm, folosite pentru afinarea terenului ușor îmburuienat (fig.6.2), cuțite înguste cu lățimea de lucru de 10 mm, pentru afinarea

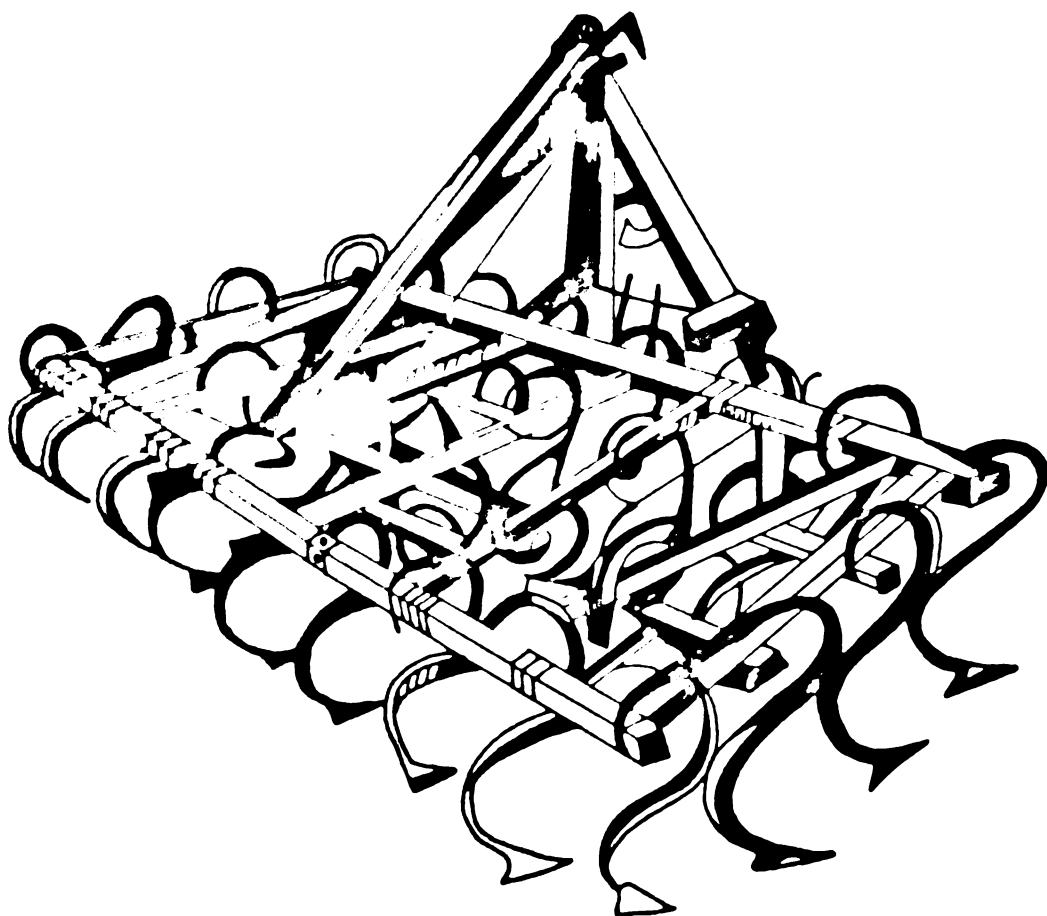


Fig.5 Vibrocultor

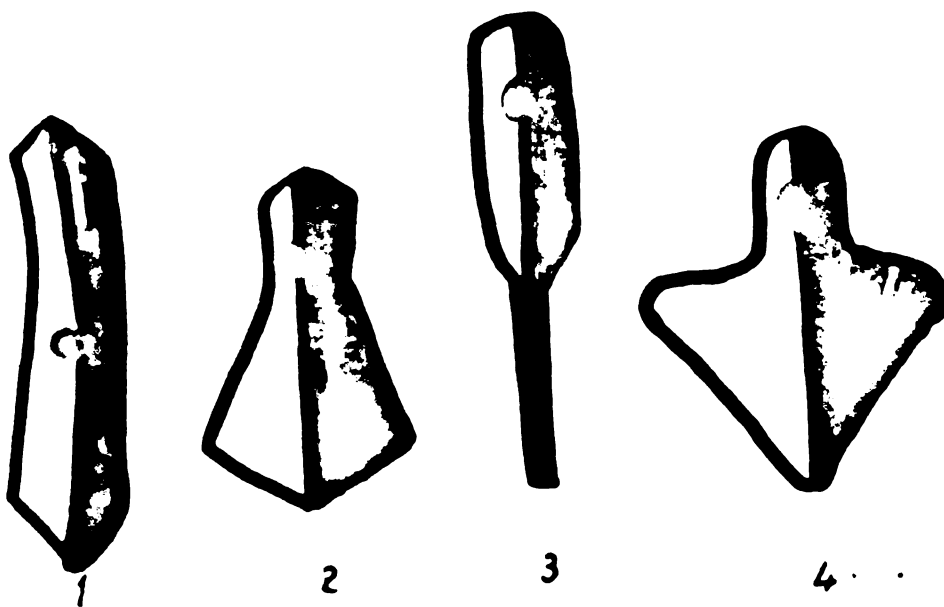


Fig.6 Tipuri de cuțite folosite în echiparea vibrocultoarelor.

solului pe rășuni (fig.6.3) și cuțite săgeată cu lățimea de 80-100 mm, folosite la pregătirea terenurilor imburuienate (fig. 6.4). La o forță de circa 600 N, suportii cuțitelor vibrocultorului, permițând o arcuire de 120 - 150 mm, vibrează în timpul

lucrului, rezistența la tracțiune fiind considerabil mai mică decât în cazul suporturilor rigizi. De asemenea, această elasticitate a suporturilor permite depășirea ușoară a obstacolelor din sol. Cele mai bune rezultate se obțin în terenurile cu multe resturi vegetale sau cu rizomi, aceștia fiind smulși de organele de lucru, apoi lăsați pe loc, prin ridicarea organelor de lucru ale vibrocultorului, aprinși și lăsați să ardă. Viteza optimă de lucru a vibrocultoarelor este cuprinsă între 1,66 și 2,22 m/s (6-8 km/h). Întrucât în urma vibrocultorului terenul rămâne vâlurit, este bine ca în spatele său să fie atașată o grapă.

Reglarea adâncimii de lucru, atât a vibrocultoarelor cât și a cultivatoarelor pentru cultivație totală amintite, se face de la roțile lor de sprijin. Unele construcții sînt dotate cu dispozitive stabilizatoare cu arc, a căror construcție (fig.7)

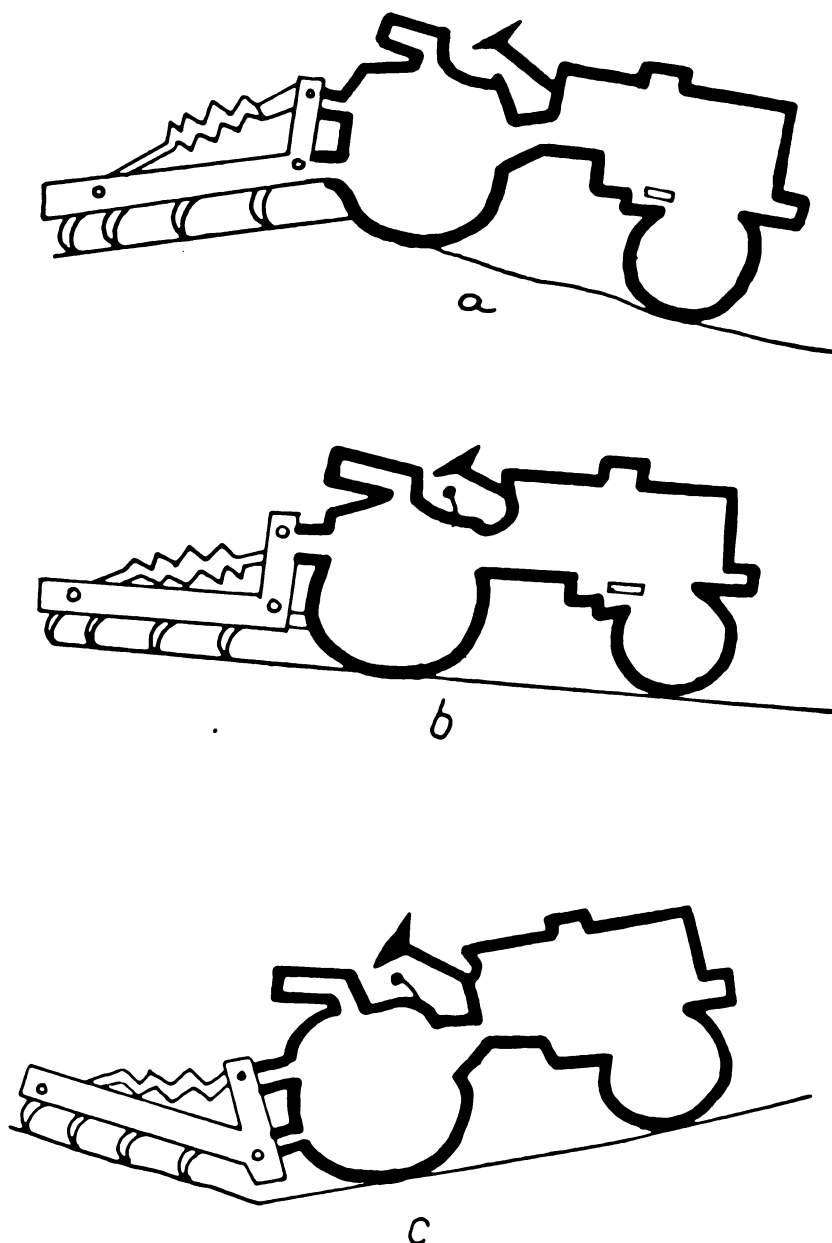


Fig.7 Schema de funcționare a dispozitivului stabilizator cu arc, folosit în scopul adaptării mașinii la micro-relief.

permite cadrului mașinii să se adapteze microreliefului, fapt ce conduce la înlăturarea greșurilor.

2.2.5. Grapele rulante sînt tipuri mai noi de grape, la care efectul de afinare a solului nu se mai realizează prin tîrirea organelor de lucru prin sol, ci prin rostogolirea lor pe sol. Cîmpurile grapelor rulante cele mai utilizate sînt formate din cîte un arbore cu 4 - 5 stele din oțel lat, pe colții cărora sînt montate sîrme sau șine de oțel, netede sau zimțate, dispuse elicoidal (fig.8). În timpul lucrului, prin rostogolire,

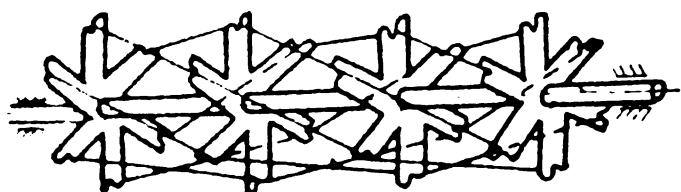


Fig. 8 Tip de grapă rulantă cu sîrme

sîrmele sau șinele lovesc bulgării, îi mărunțesc, nivelează și tasează ușor solul. În general, aceste grape lucrează bine la viteze cuprinse între 1,66 și 2,5 m/s (6 - 9 km/h).

Alt tip de grapă rulantă are drept organ de lucru o spirală metalică dispusă elicoidal pe un tambur cilindric format din mai multe șine sau vergele, așa cum este și grapa rulantă a combinatoarei prezentat în această lucrare.

În construcția multor combinatoare moderne (Accord, Rau-Kombi etc.) grapele rulante amintite, de un tip sau altul, au rolul de a realiza o serie de funcțiuni, cele mai importante fiind acelea de mărunțire a bulgărilor de sol, de netezire și tasare superficială. Cercetări efectuate în R.F.G. [65] au demonstrat că:

- încărcarea grapei și viteza de lucru au influență diferită asupra afinării solului, în funcție de tipul grapei rulante. Astfel la grapa elicoidală cu sîrmă (fig.8), mărirea vitezei de lucru nu conduce neapărat la o afinare mai bună, aceasta obținându-se mai degrabă printr-o încărcare suplimentară a grapei;

- grapele rulante, de toate tipurile, asigură o bună sedimentare mecanică a solului în care se va semăna, ceea ce va asigura alimentarea bună cu apă a germenilor semințelor;

- grapele rulante, de orice tip ar fi, înlătură greșurile rămase trecerii grapei de lucru anterioare și o combi-

2.2.6. Grapele cu colți dispuși pe bare oscilante (grapele sinus) prezintă față de alte tipuri de grape avantajul că, pe lângă mișcarea de translație pe care o realizează împreună cu întregul agregat, colții au și o mișcare oscilatorie, realizată prin acționarea barelor pe care sînt montați, de la priza de putere a tractorului. În principiu, o grapă cu colți dispuși pe bare oscilante (fig.9) este realizată într-un cadru, pe care, prin barele PD și P'D', sînt montate barele cu colți 1 și 3, iar prin barele RF și R'F', barele cu colți 2 și 4.

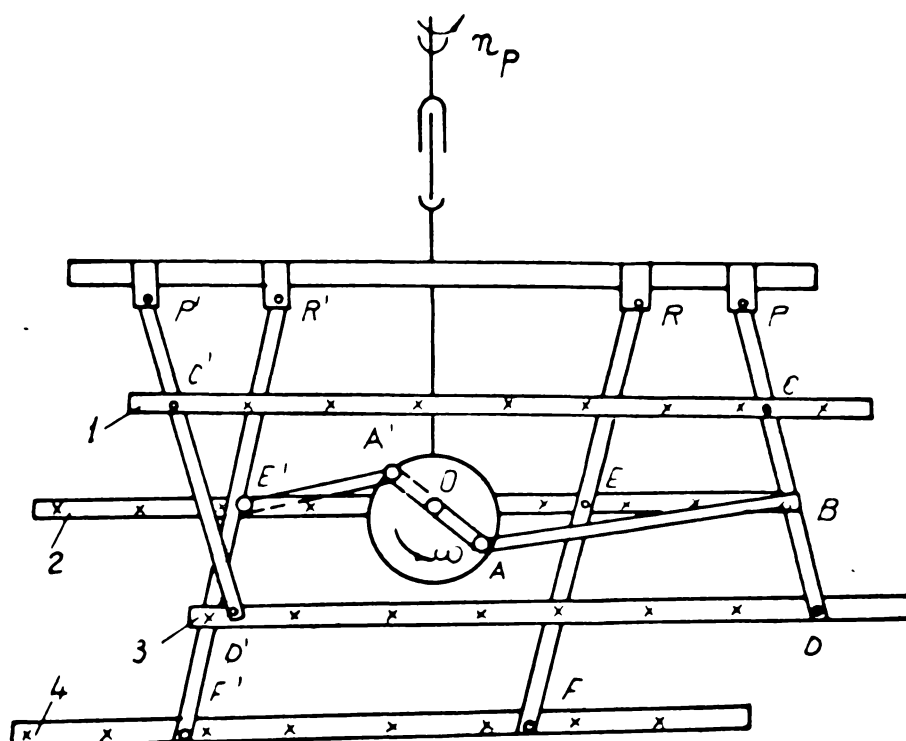


Fig. 9 Schema grapei cu colți dispuși pe bare oscilante acționate de la priza de putere.

Manivelele OA și OA', opuse diametral, imprimă celor două mecanisme patrulatere PP'DD' și RR'FF' câte o mișcare oscilatorie, defazată una față de cealaltă cu π .

Dispunerea barelor 1, 2, 3 și 4 la distanțe diferite față de punctele de oscilare P și P' și respectiv R și R' face ca amplitudinile colților de pe cele patru bare să fie diferite [69].

Trajectoriile descrise de colți, în general, rezultă din compunerea mișcării lor oscilatorii cu mișcarea de translație a mașinii.

Raza de manivelă OA (fig.10) fiind mică în comparație cu

lungimea bielei AB, iar mecanismul OAB avînd dezaxarea nulă. (punctele O, B₀ și B'₀ sînt în același plan vertical transversal), se poate considera că traiectoria punctului B (de articulare a bielei cu bara PB) este coarda B'₀B₀ aflată pe axa Oy a sistemului de coordonate xOy.

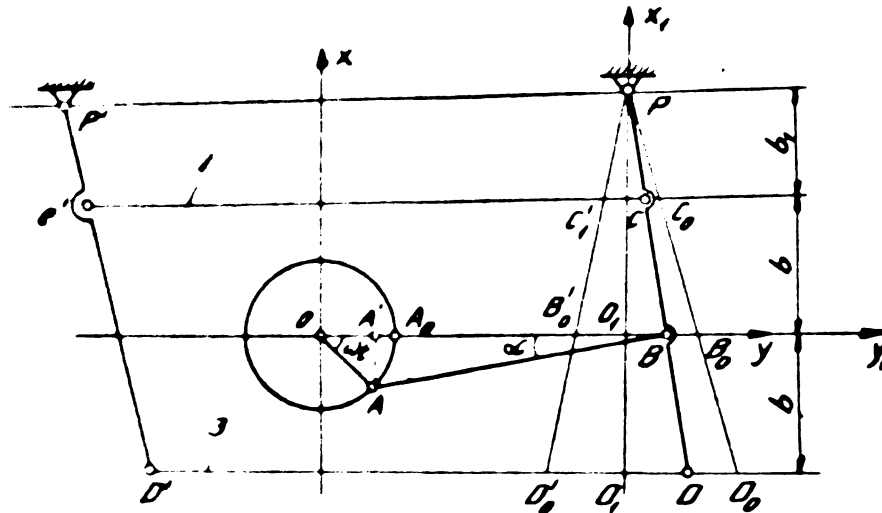


Fig.10 Schemă de funcționare

Legea de mișcare a punctului B pe direcția Oy este:

$$y_B = l \cdot \cos \alpha + r \cdot \cos \omega t, \quad (1)$$

unde:

l - lungimea bielei AB;

r - raza manivelei OA;

ω - viteza unghiulară a manivelei.

relația de legătură între unghiurile α și ωt este:

$$r \cdot \sin \omega t = l \cdot \sin \alpha, \quad (2)$$

de unde:

$$\cos \alpha = \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \omega t}. \quad (3)$$

Din acestea rezultă:

$$y_B = l \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \omega t} + r \cos \omega t. \quad (4)$$

Dezvoltînd în serie primul termen din membrul al doilea

al ecuației (4) se obține expresia generală a legii de mișcare a punctului B față de sistemul de axe xOy:

$$y_B = 1 - \frac{1}{2} \frac{r^2}{l} \sin^2 \omega t - \frac{1}{8} \frac{r^4}{l^3} \sin^4 \omega t + \dots + r \cdot \cos \omega t. \quad (5)$$

Ecuația mișcării aceluiași punct B față de sistemul de axe $x_1 O_1 y_1$ ($x_1 = 0$; $y_1 = 0$) este:

$$y_{1B} = - \frac{r^2}{2l} \sin^2 \omega t - \frac{r^4}{8l^3} \sin^4 \omega t + \dots + r \cdot \cos \omega t, \quad (6)$$

relație din care rezultă că punctul B are o mișcare de oscilație nearmonică în jurul punctului O_1 .

Deoarece raportul $\frac{r}{l} \ll 1$, se poate considera, destul de precis, că punctul B execută în jurul lui O_1 o oscilație armonică identică cu cea a punctului A' în jurul lui O . În această accepțiune, primii termeni ai ecuației (6) putând fi neglijați:

$$y_{1B} \approx r \cos \omega t, \quad (7)$$

putându-se deci socoti că punctul B are o mișcare armonică de amplitudine egală cu raza de manivelă r și perioadă $\frac{2\pi}{\omega}$.

Punctele C și D, de pe barele 1 și respectiv 3, vor avea mișcările date de ecuațiile:

$$y_{1C} = \frac{b_1}{b_1 + b} r \cos \omega t \quad (8)$$

și

$$y_{1D} = \frac{b_1 + 2b}{b_1 + b} r \cos \omega t. \quad (9)$$

Se observă că mișcările oricărui punct de pe barele 1 și 3 au aceeași perioadă de oscilație $\left(\frac{2\pi}{\omega}\right)$, dar amplitudini diferite, depinzând de valoarea lui r și de distanțele CP și DP.

Legea de mișcare a punctului E' de pe bara 2 (fig.11) față de sistemul de axe xOy este:

$$y_{E'} = - l_1 \cos \alpha_1 - r \cos \omega t \quad (10)$$

sau, în final:

$$y_{E'} = -l_1 \sqrt{1 - \frac{r^2}{l_1^2} \sin^2 \omega t - r \cos \omega t} \quad (11)$$

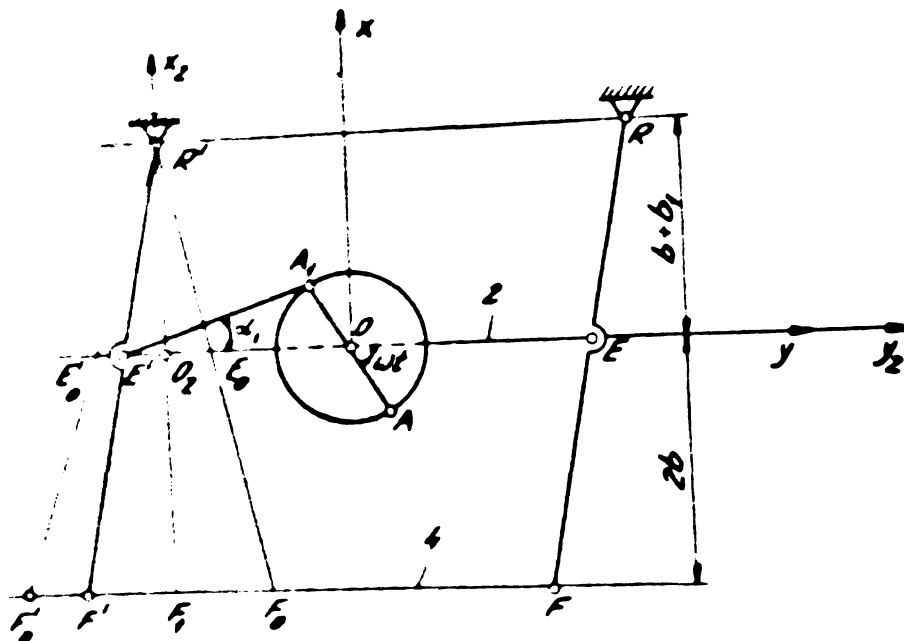


Fig. 11 Schemă de funcționare

Translatându-se sistemul de axe de coordonate în punctul O_2 ($x_2 = 0$; $y_2 = -l_1$) și dezvoltând în serie primul termen al celui de-al doilea membru al ecuației (11) se obține expresia reală a mișcării punctelor E de pe bara 2:

$$y_{2E'} = \frac{1}{2} \frac{r^2}{l_1} \sin^2 \omega t + \frac{1}{8} \frac{r^4}{l_1^3} \sin^4 \omega t + \dots - r \cos \omega t, \quad (12)$$

unde:

$l_1 = A_1 E'$ - lungimea bielei de acționare a barelor 2 și 4.

Considerând, și în acest caz, că $\frac{r}{l_1} \ll 1$, punctul E' are o mișcare oscilatorie armonică, a cărei ecuație este:

$$y_{2E'} \approx -r \cos \omega t \quad (13)$$

Ecuația de mișcare a punctului F' de pe bara 4, în aceeași ipoteză ($\frac{r}{l_1} \ll 1$) va avea forma:

$$y_{2F'} = - \frac{b_1 + 3b}{b_1 + b} r \cos \omega t \quad (14)$$

Ecuatiile de mişcare a punctelor de pe barele 2 şi 4 reprezintă deci oscilaţii armonice în aceeaşi perioadă $\left(\frac{2\pi}{\omega}\right)$, dar avînd amplitudini diferite.

Comparîndu-se ecuaţiile (5) şi (12) se observă că dacă $l = l_1$, mişcările punctelor B şi E' ar fi de amplitudini egale şi opuse. În mod similar se vede că oscilaţiile descrise de colţii de pe barele 1 şi 3 vor fi totdeauna în opoziţie cu oscilaţiile descrise de colţii de pe barele 2 şi 4, amplitudinile depinzînd de r , l şi distanţele pînă la punctul de articulare cu cadrul grapei.

Legea de mişcare a colţilor, în condiţii de lucru, deci cînd agregatul se deplasează cu viteza $v_m = \text{const.}$, rezultă prin compunerea celor două mişcări: de translaţie, pe direcţia de lucru Ox şi de oscilaţie armonică, pe direcţia Oy. Astfel, ecuaţiile parametrice ale punctului B sau E' sînt:

$$\left. \begin{aligned} x &= v_m t \\ y &= r \cos \omega t \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

sau, eliminînd timpul t ,

$$y = r \cos \frac{\omega}{v_m} x, \quad (16)$$

ceea ce reprezintă ecuaţia unei cosinusoide în coordonate x şi y . Ecuaţiile curbelor descrise de colţii grapei, deci, sînt:

$$y_1 = \frac{b_1}{b_1 + b} r \cos \frac{\omega}{v_m} x; \quad (17)$$

$$y_2 = - r \cos \frac{\omega}{v_m} x; \quad (18)$$

$$y_3 = \frac{b_1 + 2b}{b_1 + b} r \cos \frac{\omega}{v_m} x; \quad (19)$$

$$y_4 = \frac{b_1 + 3b}{b_1 + b} r \cos \frac{\omega}{v_m} x, \quad (20)$$

ecuații în care indicii 1, 2, 3 și 4 ai lui y se referă la barele pe care sînt montați colții și din care se vede că perioada mișcării este aceeași pentru toți colții, iar amplitudinile mișcării sînt crescătoare, fiind proporționale cu distanțele la care se găsesc barele cu colți față de punctele de articulare la cadru. De asemenea, se vede că mișcările colților de pe barele 1 și 3 sînt opuse ca sens față de cele ale colților de pe barele 2 și 4.

Datorită decalării barelor cu colți, pe direcția Ox cu distanța b , traiectoriile descrise de colți sînt defazate una față de alta cu această distanță.

Funcție de modul în care se realizează suprapunerea traiectoriilor descrise de colții de pe diferitele bare, se poate asigura uniformitatea prelucrării solului, mai cu seamă gradul său de mărunțire.

În fig.12 este înfățișată reprezentarea grafică a traiectoriilor colților, pentru: $c = 200$ mm (distanța dintre colți pe bară), $r = 50$ mm, $l_1 = 200$ mm, $b = 250$ mm și $\frac{2\pi v_m}{\omega} = 160$ mm.

Elongația mișcării oscilatorii a colților se repetă ca mărime și sens.

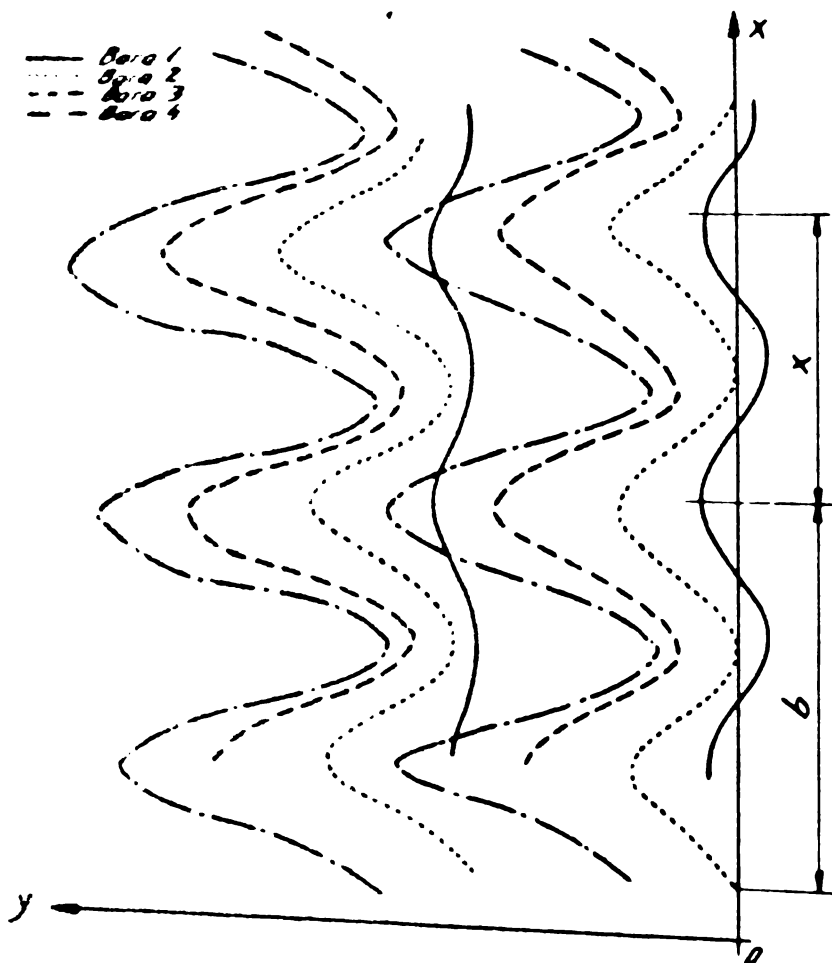


Fig.12 Spectrele traiectoriilor colților

Avansul maşinii în timpul unei rotaţii a manivelei (perioada) este:

$$X = \frac{2\pi}{\omega} v_m \quad (21)$$

Perioadele X fiind aceleaşi pentru toate barele cu colţi, există o strînsă legătură între poziţia reciprocă a traectoriilor colţilor, viteza de lucru a agregatului v_m , viteza unghiulară a manivelei ω şi distanţa b dintre bare.

Dacă distanţa b este egală cu un număr întreg impar de semiperioade, adică dacă:

$$b = (2k + 1) \frac{X}{2} \quad (22)$$

traectoriile descrise de colţii de pe diferite bare vor avea tendinţa de suprapunere simetrică; adică vor descrie curbe care nu se intersectează.

Dacă b este un număr par de semiperioade, adică dacă:

$$b = 2k \frac{X}{2} \quad (23)$$

traectoriile colţilor de pe diferitele bare se vor intersecta între ele, maximele curbelor găsindu-se tot pe aceeaşi linie, dar avînd sensuri, două cîte două, opuse. În fig.13 este diagrama traectoriilor descrise de colţi pentru cazul $b = 4 \frac{X}{2} = 250$ mm, $X = 125$ mm, ceilalţi parametri avînd aceleaşi valori ca în cazul din fig.12. Se observă că, în acest al doilea caz, traectoriile colţilor se intersectează reciproc între ele, maximele găsindu-se pe aceeaşi dreaptă (paralelă cu Oy), punctele de intersecţie ale traectoriilor fiind simetrice faţă de această dreaptă. Acest caz ($b = kX$) este cel mai favorabil, deoarece asigură o mărunţire mai intensă a solului.

Gradul de intensitate a acţiunii colţilor asupra solului se poate mări sau micşora prin modificarea distanţei c dintre colţii de pe aceeaşi bară, prin modificarea amplitudinii de oscilaţie a colţilor (alegerea razei r sau a vitezei unghiulare ω) şi prin modificarea avansului X (variaţia vitezei de lucru v_m).

În cazul cînd:

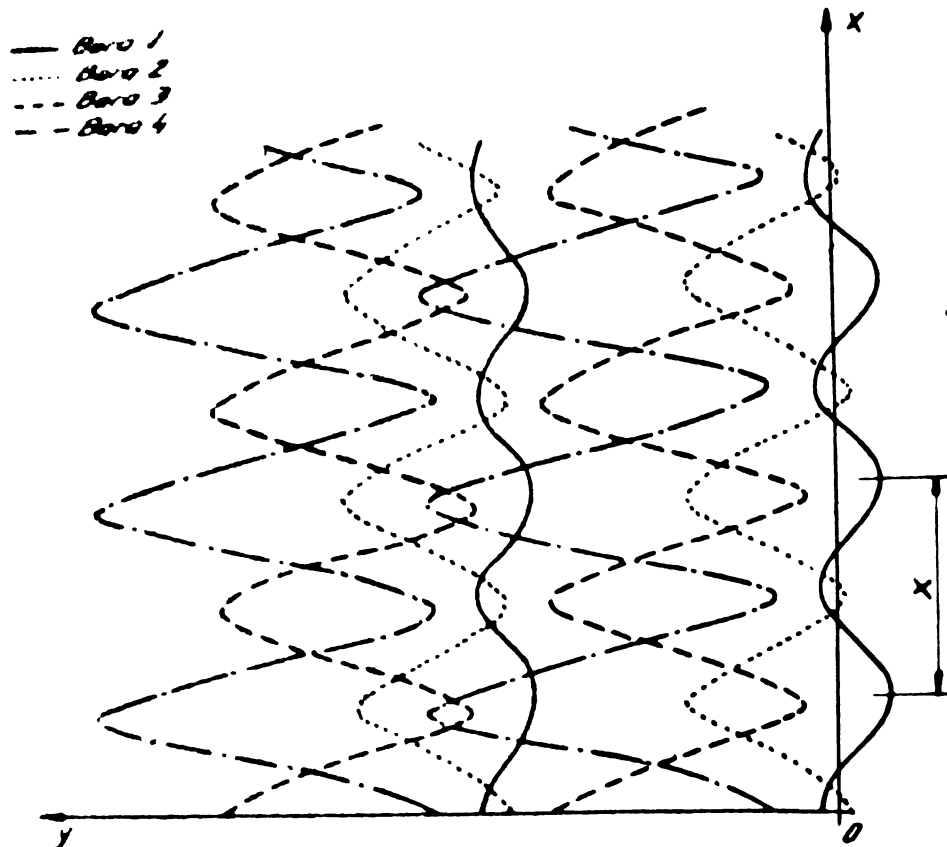


Fig.13 Spectrele traectoriilor colților

$$(2k + 1) \frac{x}{2} > b > kx, \quad (24)$$

traectoriile descrise de colți se vor intersecta, însă punctele de intersecție nu vor fi simetrice, uniformitatea prelucrării solului situându-se între cele două cazuri extreme (fig.12 și 13).

Pe baza considerentelor de mai înainte, din relațiile (21) și (23) se poate stabili legătura care trebuie să existe între viteza de înaintare a agregatului, turația mecanismului de acționare a barelor cu colți și distanța dintre bare. Astfel, din aceste relații rezultă:

$$b = 2k \frac{\pi}{\omega} v_m = \frac{60}{n} k v_m \quad (25)$$

sau:

$$v_m = \frac{b \cdot n}{60 k}, \quad (26)$$

unde:

n - turația manivelei [rot/min] .

Grapa cu colți dispuși pe bare oscilante are acțiune

energică asupra solului, gradul de mărunțire putînd fi variat prin asigurarea unei corelații optime între parametrii săi constructivi și funcționali.

Dezavantajul acestor grape este însă acela că necesită viteze de lucru mici și lățimi de lucru reduse, de unde rezultă productivitatea lor scăzută. Pentru acest motiv, ele se folosesc numai acolo unde avantajele prelucrării energice primează asupra productivității.

La ora actuală există foarte multe mărci și tipuri de astfel de grape [9]: firma olandeză Vicon produce trei tipuri (A 72, A 73, A 74 cu lățimi de lucru de 3; 3 și respectiv 4,3 m și masele corespunzătoare de 580; 540 și 515 kg); firma Stille din R.F.G. produce tipurile RE-250 și RE-300 avînd lățimea de lucru de 2,5 și respectiv 3 m și masa de 585, respectiv 610 kg. Ele necesită tractoare de 26 și respectiv 33 kW (35 și 50 CP) și lucrează la o adîncime maximă de 25 cm cu o productivitate de 1 - 1,2 ha/h. De asemenea, astfel de grape, cu caracteristici asemănătoare, produc și firmele Diadem (Franța), Bastian (Franța), Dynascar (Franța), Weidner (RFG) etc.

2.2.7. Grapa rotativă cu colți, purtată, acționată de la priza de putere a tractorului (fig.14), construită și expe-

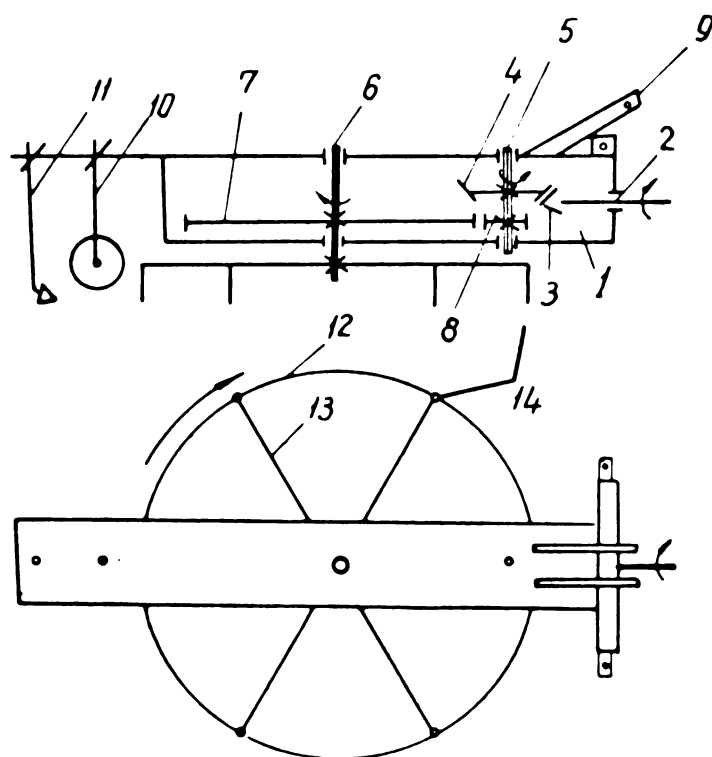


Fig.14 Schema cinematică a grapei rotative cu colți acționată de la priza de putere.

rimentată în 1967 [19] este alcătuită din cadrul transmisiei, arborele conducător 2 care se cuplează la priza de putere a tractorului, angrenajul de roți dințate conice 3 și 4 (raport de demultiplicare $i_{34} = 4$), arborele vertical intermediar 5, arborele condus 6, angrenajul de roți dințate cilindrice 7 și 8 (raport de demultiplicare $i_{78} = 7$), dispozitivul de suspendare 9, roata de limitare a adâncimii de lucru 10, scormonitorul 11, pentru prelucrarea urmei lăsată de roata de limitare a adâncimii de lucru, cadrul propriuzis al grapei 12, razele de rigidizare 13 și colții 14. Din încercările efectuate în anul 1967, în soluri mijlocii, a reieșit că, la o alegere potrivită a raportului dintre viteza de rotație a colților v_p și viteza de translație a mașinii v_m , se obțin traectorii ale colților mai eficiente, în ceea ce privește mobilizarea solului, decât în cazul grapelor cu colți montați pe bare oscilante.

Studiind mai îndeaproape, în partea II-a, principiul de funcționare al acestei grape care, schematic, este alcătuită (fig.15) din arborele 1, razele 2, cadrul 3 și colții 4 se va vedea că, datorită compunerii celor două mișcări, fiecare colț va descrie în sol o curbă diferită, în funcție de pozi-

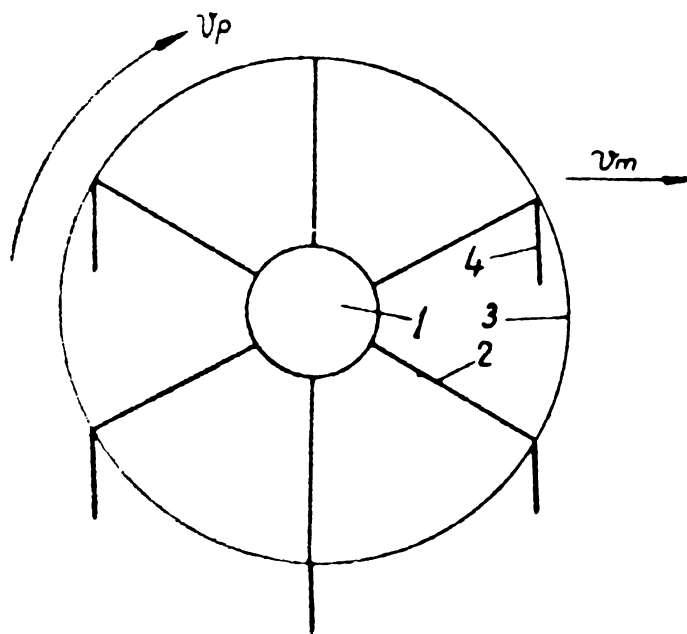


Fig.15 Schema simplificată a grapei rotative cu colți acționată

ția sa față de axul grapei și de raportul dintre cele două viteze v_p și v_m .

2.3. Combinatoare pentru mărunțirea solului.

Primele construcții de combinatoare realizate [9,67] sînt de tip tractat, avînd un cadru rigid pe care se montează, unele în spatele altora, două sau trei tipuri de organe de lucru, de construcția celor trecute anterior în revistă sau de construcții diferite.

Din categoria acestor prime tipuri fac parte:

- Combinatorul K-17 (fig.16), construit în R.D.G.

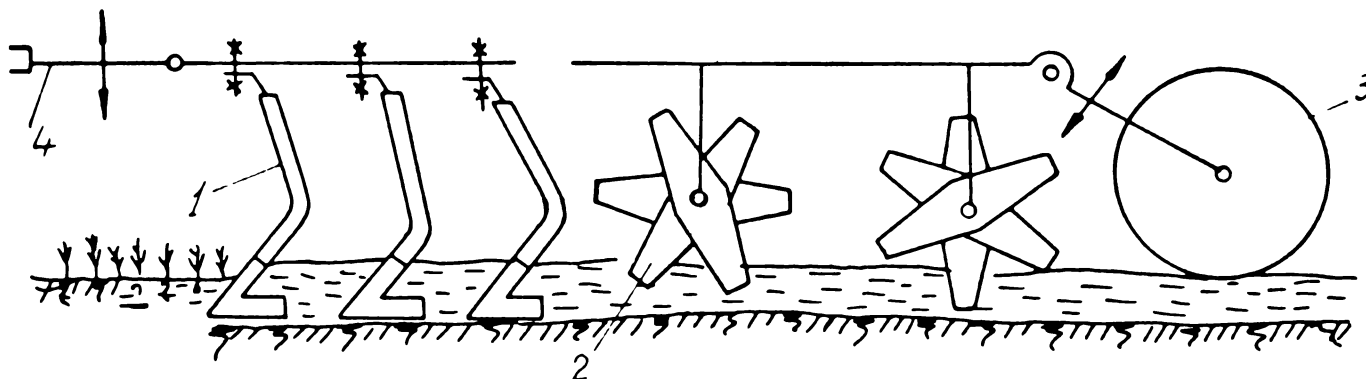


Fig.16 Schema combinatorului K-17 (K-25)

Acesta este alcătuit dintr-un cadru rigid, prevăzut la partea anterioară cu bara de tracțiune 4, cadru pe care se montează, în ordinea intervenției în procesul de lucru, cuțitele săgeată cu suportii semirigizi 1 și două baterii de rozete 2, din câte trei palete de tablă manganoasă. La partea posterioară a combinatorului se află două roți 3 pentru reglarea adîncimii de lucru.

Este un tip de combinator destinat pregătirii patului germinativ pe soluri ușoare și mijlocii. În timpul lucrului, cuțitele săgeată afinează solul și taie rădăcinile buruienilor, iar rozetele care urmează mărunțesc și, într-o oarecare măsură, nivelează terenul. La o lățime de lucru de 1,7 m, combinatorul K-17 are o masă de 675 kg, poate lucra pînă la 15 cm adîncime și necesită un tractor cu motor de 22 kW (30 CP).

Se construiește și varianta mai mare K-25, cu lățimea de lucru de 2,5 m, masa de 900 kg și care necesită un tractor de 33 kW (45 CP).

- Combinatoarele Carlo Pesci (fig.17), de construcție italiană, sînt destinate pregătirii patului germinativ în soluri mijlocii și grele. Sînt alcătuite tot dintr-un cadru rigid, pe care sînt montate cuțitele săgeată cu suportii rigizi 1, bateriile de stele 2 și bara nivelatoare 3. Arborii celor trei

baterii de stele sînt angrenați prin roți dințate cilindrice montate în interiorul carcasei 4, ultimele două baterii fiind plasate mai jos, deoarece lucrează într-un sol mărunțit deja, în mare măsură, de stelele primei baterii. Ultima baterie are o turație de 1,25 ori mai mare decît primele două, pentru a intensifica procesul de mărunțire. Colții stelelor au secțiu-

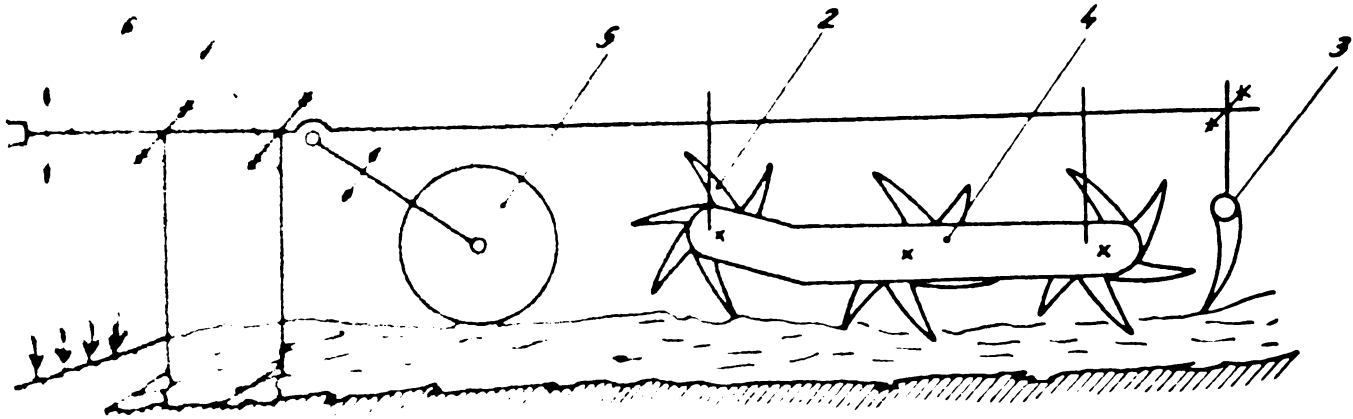


Fig.17 Schema combinatorului Carlo Pesci

nea transversală rombică, iar virfurile lor sînt ascuțite și curbate în sensul deplasării. Cadru combinatorului este prevăzut cu două roți 5, servind pentru reglarea adîncimii de lucru și cu o bară de tracțiune 6. Acțiunea de mărunțire și afinare este energetică datorită greutatei mașinii, formei agresive a colților stelelor cît și faptului că stelele se autoantrenează, ceea ce le intensifică acțiunea de sfărîmare a bulgărilor. Combinatoarele Carlo Pesci sînt construite în mai multe variante, ale căror caracteristici sînt date în tabelul 3.

Tabelul 3. Tipuri de combinatoare Carlo Pesci

Tipul combinatorului Caracteristicile	CFP-8	Imola Benatti	CFP -12	CFP-24	CFP-30
Lățimea de lucru [m]	1,4	1,6	1,7	2,1	2,6
Adîncimea max. [cm]	18	18	18	25	25
Masa [kg]	800	830	1100	2500	3000
Tractorul necesar [kW / CP]	$\frac{15-18}{20-25}$	$\frac{18-22}{25-30}$	$\frac{22-30}{30-40}$	$\frac{38-66}{55-90}$	$\frac{66-110}{90-150}$

- Combinatoarele CPGS-3 și CPGS-4, construite în țara noastră (fig.18), servesc la pregătirea patului germinativ pentru semănatul sfeclei. Ele sînt alcătuite din vibrocultorul 4, la partea din față, urmat de o grapă rigidă cu colți 5, în

spatele căreia se poate atășa o grapă rulantă elicoidală cu sîrme. La partea din față a vibrocultorului și a grapei cu colți se găsește cîte un dispozitiv de prindere 1, prevăzut cu brațele 2 și cu bolțuri la partea lor posterioară. Tija filetată 3, reglabilă ca lungime, are rolul de tirant central. Lățimea de lucru este de 3 și respectiv 4 m, adîncimea de lucru a vibrocultorului 10 cm, iar productivitatea combinatorului CPGS-3, echipat cu vibrocultor și grapă rulantă, de 13,5 ha/schimb.

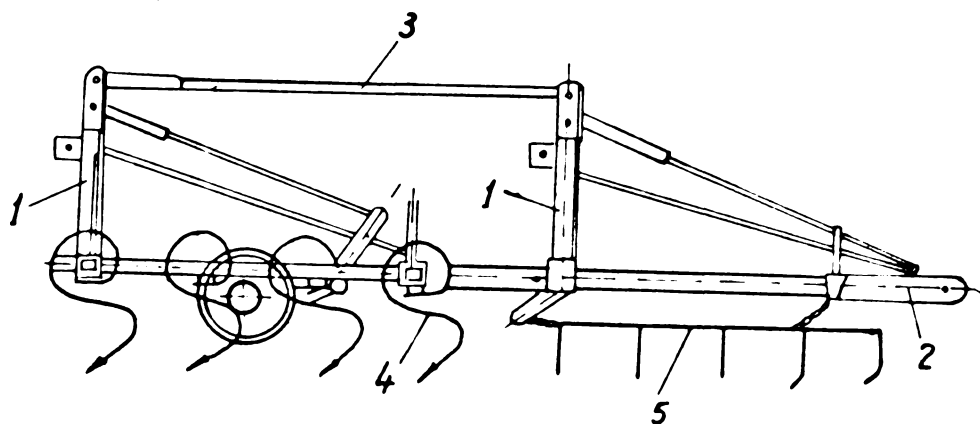


Fig.18 Schema combinatorului CPGS-3

- Combinatoarele Accord (R.F.G.) [67,80] au ca utilaje componente: vibrocultorul, cultivatorul pentru cultivație totală, grapa cu colți și grapa rulantă elicoidală, aceste utilaje putîndu-se combina în diferite variante, asigurînd lățimi de lucru cuprinse între 2,2 și 4 m. Cuplarea la tractor se face sigur și repede, cu ajutorul unui dispozitiv de cuplare rapidă tip Accord (fig.19) format din ferma de cuplare 1, triunghiulară, sudată pe cadrul mașinii și o parte mobilă 2, tot triunghiulară, prevăzută la partea ei superioară cu rola de ghidare 3 și urechile 4, pentru cuplarea la tirantul central 6 al ridicătorului hidraulic al tractorului. La partea inferioară a părții mobile 2 se găsesc bolțurile 5, pentru cuplarea la tiranții longitudinali ai ridicătorului hidraulic. Zăvorul 7 împiedică ieșirea rolei 3 din partea fixă solidară cu mașina, iar maneta 8 servește la decuplarea mașinii.

Dispozitivul de cuplare rapidă descris a fost adoptat și de alte firme producătoare de combinatoare.

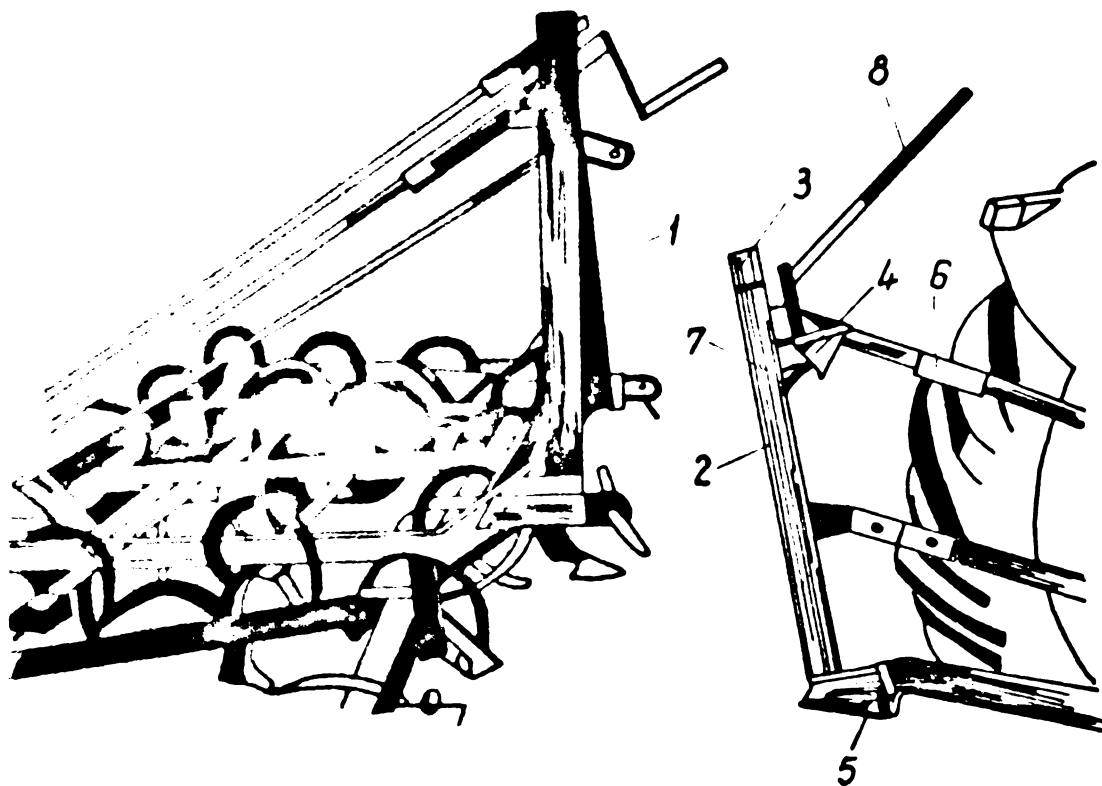


Fig.19 Dispozitivul de cuplare rapidă tip Accord

- Combinatoarele Rau-Kombi (R.F.G.) pot cuprinde în alcătuirea lor: vibrocultor, grapă cu colți curbați și vîrf aplatizat (lingurițe), grapă rulantă elicoidală și grapă plasă (flexibilă). Ele au lățimi de lucru cuprinse între 1,85 și 4,4 m.

- Combinatoarele Crammer (R.F.G.), cu lățimi de lucru între 2 și 4 m, sînt alcătuite din vibrocultor, grapă cu lingurițe și grapă rulantă elicoidală.

- Combinatoarele Kockerling (R.F.G.) sînt alcătuite din vibrocultor, cultivator pentru cultivație totală și grapă rulantă elicoidală. Ele au lățimi de lucru cuprinse între 1,65 și 3,45 m.

- Combinatoarele Stoll (R.F.G.) pot fi alcătuite, în diferite variante, din: vibrocultor, cultivator pentru cultivație totală, grapă cu lingurițe, grapă rigidă cu colți și grapă rulantă elicoidală, pentru lățimi de lucru de la 2,2 pînă la 4,4 m.

- Combinatorul RVK-3 (URSS) [45] este alcătuit (fig. 20) din cadrul 4 pe care sînt dispuse, succesiv: cuțitele flexibile de afinare 12, o baterie tăvălug inelar cu pinteni 11, un

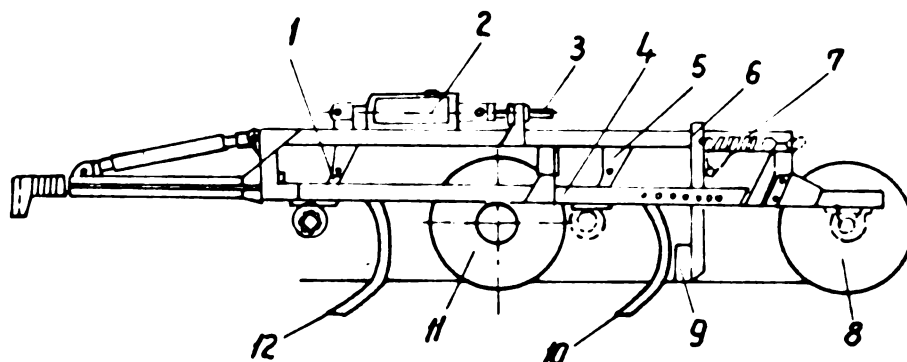


Fig.20 Schema combinatorului RVK-3

al doilea rând de cuțite 10, barele de nivelare 9 și o a doua baterie de tăvălug inelar cu pinteni 8. Mecanismul pentru ridicarea și coborârea cuțitelor și pentru reglarea adâncimii de lucru este alcătuit din cilindrul hidraulic 2 cu șurubul 3, bara longitudinală cu suportți 5 și pârghiile rotative 1. Barele de nivelare 9 sînt fixate prin articulații la pârghiile 6, legate la cadru cu arcurile de întindere 7, acestea permițînd reglarea apăsării pe care o exercită bara de nivelare 9 asupra solului.

În figura 21 este arătat procesul de lucru al combinatorului RVK-3. Primul rând de cuțite 1 afinează solul. Bulgării

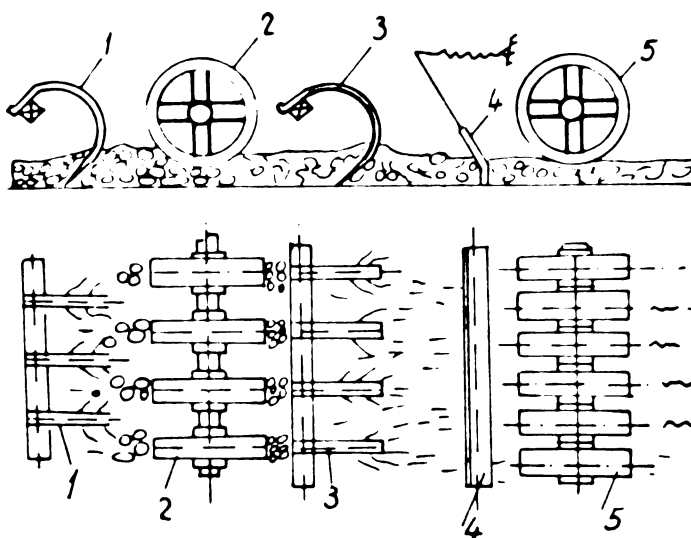


Fig.21 Schema procesului de lucru al combinatorului RVK-3

de pământ care înconjoară suportii cuțitelor sînt călcați de inelele cu pîteni 2 și sfîrîmați. Al doilea rînd de cuțite 3 afîinează zonele neprelucrate de primul rînd. Barele de nivelare 4 nivelează și sparg suplimentar bulgării, iar inelele 5 tasează și definitivează spargerea bulgărilor. Productivitatea maximă a acestui agregat este de 2,35 ha/h, iar rezistența la tracțiune este de 7000 - 9500 N. Producția la hectar pe terenul lucrat cu acest combinator a fost cu 300 - 500 kg superioară celei de pe terenul lucrat separat cu cultivatorul, grapa cu colți și tăvălugul. Cheltuielile totale s-au redus de două ori. Semănatul pe terenul pregătit cu combinatorul KVK-3 s-a făcut la o viteză mai mare, iar pierderile de boabe la recoltare s-au micșorat de 2 - 3 ori, datorită coacerii uniforme.

- Combinatorul Schmotzer [67] (fig.22), avînd lățimea de lucru de 5,5 m, are un cadru 1, care se prinde de mecanismul de suspensie al tractorului. Sub cadru se poate atășa fie un cultivator 2, fie o grapă cu discuri, fie o grapă cu colți. În partea posterioară a cadrului sînt fixate pivotant brațele cadrului auxiliar 3, la care se atășează grapele rulante 4.

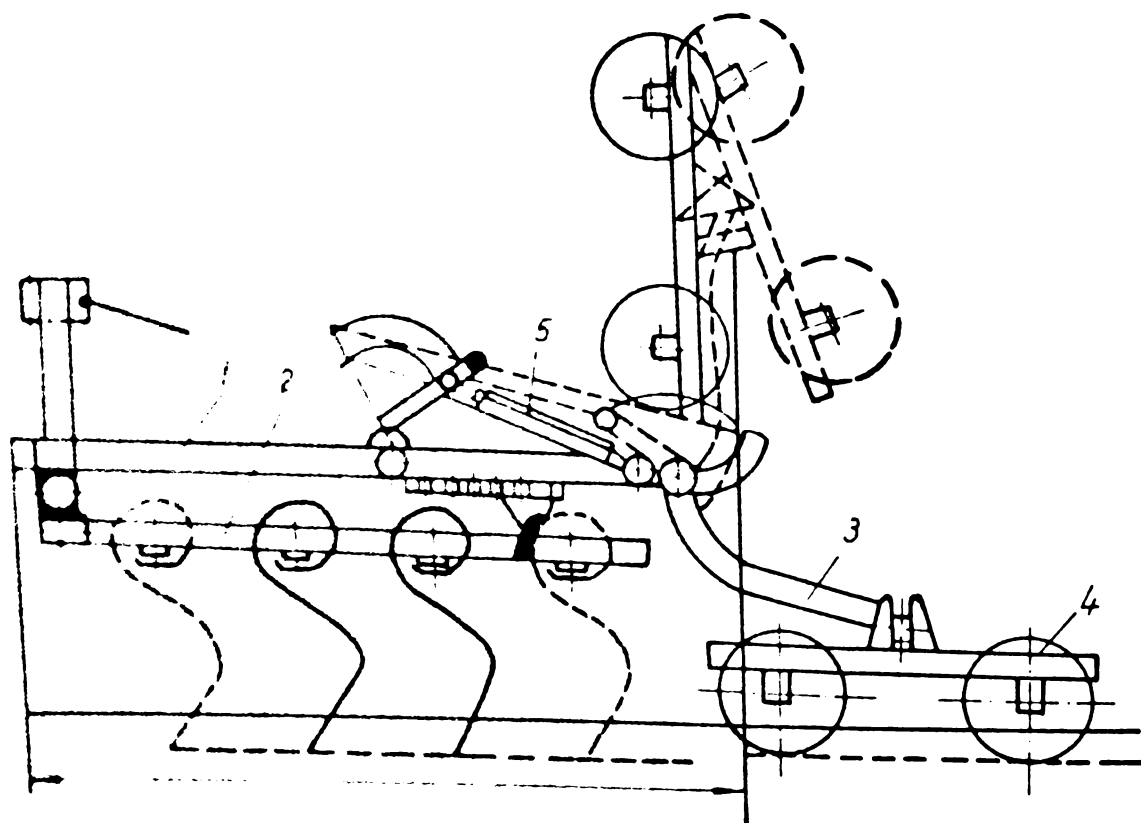


Fig.22 Schema combinatorului Schmotzer

Cadrul auxiliar este rabatabil, putînd fi adus astfel deasupra cadrului principal prin acționarea unui cilindru hidraulic 5, aceasta pentru poziția de transport.

- Agregatul combinat Accord-Weiste [67] servind la pregătirea terenului pentru culturile de primăvară este alcătuit din cuțite de cultivator montate pe suportți elastici și grape rulante elicoidale. Cuplarea la tractor se face cu dispozitivul de cuplare rapidă tip Accord, cunoscut. Agregatul necesită un tractor de 37 kW (50 CP), viteza optimă de lucru fiind de 1,66 m/s (6 km/h). Productivitatea agregatului este de 2,3 - 2,6 ha/h.

2.4. Privire critică asupra uneltelor și mașinilor pentru mărunțirea solului. Oportunitatea construirii unui combinator pentru condițiile agriculturii din țara noastră.

Făcîndu-se o trecere în revistă a uneltelor, mașinilor și agregatelor combinate existente, folosite în scopul mărunțirii solului și prezentate sintetic în această primă parte a lucrării, se poate constata că:

- majoritatea acestora asigură mărunțirea corespunzătoare în solurile ușoare și mijlocii. Așa este de pildă cazul combinatoarelor K-17 și K-25, CPGS-3 și CPGS-4, Accord, Rau-Kombi, Crammer, Kockerling, Stoll, Accord-Weiste. Cele mai multe dintre aceste combinatoare sînt alcătuite din aceleași unelte și anume: grape rigide cu colți, vibrocultoare și grape rulante.

- Puținele combinatoare destinate mărunțirii solurilor grele, printre care Carlo Pesci - cu toate tipurile lui constructive - și RVK-3 sînt caracterizate prin organe de lucru de construcție diferită față de organele „clasice” și anume: stele cu colți ascuțiți și curbați, bare nivelatoare, cuțite de afinare flexibile și inele cu pinteni, ceea ce explică parțial eficacitatea mai bună, în ceea ce privește mărunțirea, a acestor combinatoare. Totodată, se poate afirma că combinatoarele citate realizează mărunțirea solurilor grele și datorită maselor mari pe care le au; de pildă (tabelul 3), tipul CPF-30 al combinatorului Carlo Pesci are masa de 3000 kg, la o lățime de lucru de numai 2,6 m, ceea ce constituie un dezavantaj general al combinatoarelor pentru soluri grele, dezavantaj

ce se concretizează prin necesitatea folosirii unor tractoare de putere mare, grele, cu consumuri ridicate de combustibil. De asemenea, manevrabilitatea acestor combinatoare este greoaie. În sfârșit, agregatele realizate astfel exercită asupra solului o tasare destul de pronunțată, datorită maselor mari pe care le au.

În concluzie, se poate afirma că problema mărunțirii, afînării, nivelării și tasării superficiale a solurilor la o singură trecere nu este încă complet rezolvată, fapt care face ca tasarea - cu urmările ei - să nu poată fi în total înlăturată, menținerea structurii optime a solului să nu se poată încă realiza în toate situațiile, iar economiile de combustibil, timp și forță de muncă să rămână încă în faza dezideratului.

Această situație de fapt pune în fața specialiștilor problema creării, printre alte unelte, mașini și instalații, și a unor combinatoare pentru mărunțirea solului cu un grad de universalitate cât mai înalt [33], care să contribuie la dotarea agriculturii, ramură de bază a economiei noastre naționale, cu mijloacele tehnice avansate capabile să confere muncii din agricultură un caracter cât mai apropiat de munca industrială.

Un combinator capabil să mărunțească orice tip de sol [4, 9, 19, 67], la o singură trecere și cu un consum cât mai mic de combustibil și forță de muncă, trebuie să îndeplinească următoarele condiții de bază:

- a) Să aibă o masă cât mai mică.
- b) Să cuprindă în echiparea sa și organe de lucru acționate, a căror agresivitate să poată fi modificată atât în funcție de tipul și starea solului în care lucrează cât și în funcție de cultura ce trebuie realizată.
- c) Să aibă un grad ridicat de manevrabilitate (să fie manevrabil).
- d) Să necesite forțe de tracțiune cât mai mici.
- e) Să fie ușor de întreținut și să prezinte o fiabilitate cât mai mare.
- f) Să aibă o productivitate cât mai bună.

PARTEA A DOUA. CONTRIBUTII TEORETICE LA MECANIZAREA PROCESULUI DE MARUNTIRE A SOLULUI

Capitolul 1. Alegerea tipului de mașină

In urma concluziilor reieșite din partea întâi a tezei, și în vederea construirii unui combinator cu un grad de universalitate cât mai mare, care, pe lângă solurile ușoare și mijlocii să poată asigura și mărunțirea solurilor grele, bulgăroase, caracteristice și județului Argeș în care autorul își desfășoară activitatea, s-a efectuat în zonele Albota, Stefănești și Călinești, experimentarea unor unelte și mașini agricole echipate cu organe de lucru de diverse tipuri, și anume: grape cu colți, cu discuri și rulante (elicoidale), cultivatoare cu dălți, cu gheare și cu săgeți universale și tăvălugi inelari. In urma acestor experimentări s-a constatat că eficacitatea maximă, în ceea ce privește sfărâmarea bulgărilor duri de sol o au discurile sferice, la un unghi de atac de $0,2093 \text{ rad } (12^\circ)$, iar în ceea ce privește mărunțirea solului, nivelarea terenului și tasarea superficială, grapele rulante elicoidale cu spiră din sirmă înfășurată pe tamburi cilindrici.

Totodată, s-a constatat, cu prilejul aceluiași experimentări, că și forța de rezistență la tracțiune a discurilor și a grapelor rulante este mai redusă comparativ cu a organelor de lucru ale celorlalte unelte și mașini experimentate.

Concomitent cu aceste lucrări, mergându-se pe ideea utilizării unor organe de lucru cu mișcare proprie, s-a experimentat, în aceleași zone (Albota, Stefănești, Călinești) și grapa rotativă cu colți, acționată de la priza de putere a tractorului [19], încercată încă din 1967 în zona Craiovei în soluri mijlocii, constatându-se că ea asigură o bună mărunțire și în condițiile de sol greu, mai cu seamă după trecerea grapei cu discuri.

Un combinator [4] alcătuit din organe de lucru în formă de daltă - la partea dinainte, urmate de cîmpuri de grape rotative cu colți acționate, de tipul grapei amintite mai sus

[19] și de grape rulante elicoidale, experimentat și el în condițiile aceluiași sol greu, nu a dat rezultatele scontate, întrucât, pe lângă faptul că dălțile nu asigură sfărîmarea satierelor a bulgărilor foarte duri, ele opun și o rezistență mare la înaintare, astfel încît, în condițiile date, combinatorul respectiv, în agregat cu tractorul U-650, nu poate lucra decît în treptele de viteză I_f , I_r , II_f și III_f , la viteze de deplasare mai mari forța de tracțiune fiind insuficientă. Chiar în treptele de viteză amintite, calitatea lucrării pe care o efectuează acest combinator este necorespunzătoare.

În urma tuturor acestor constatări, s-a construit (în atelierul S.M.A. Mărăcineni, județul Argeș) un combinator [53] alcătuit dintr-un cadru dreptunghiular din țeavă de oțel sudată, la partea anterioară a căruia s-au fixat rigid două baterii de discuri sferice de la grapa GD - 3,2, iar la partea posterioară au fost prinse articulat trei cîmpuri de grapă rulantă elicoidală, cu spiră înfășurată pe tamburi cilindrici. Între bateriile de discuri și cîmpurile de grapă, pe cadru, sînt plasate gase rotoare, fiecare cu cîte patru colți, de secțiune rombică, cu virful curbat. Rotoarele respective sînt acționate de la priza de putere a tractorului, prin transmisii cardanice, angrenaje de roți dințate conice cu dinți drepiți și transmisii cu lanț (fig.23, 24, 25, 26, 27).

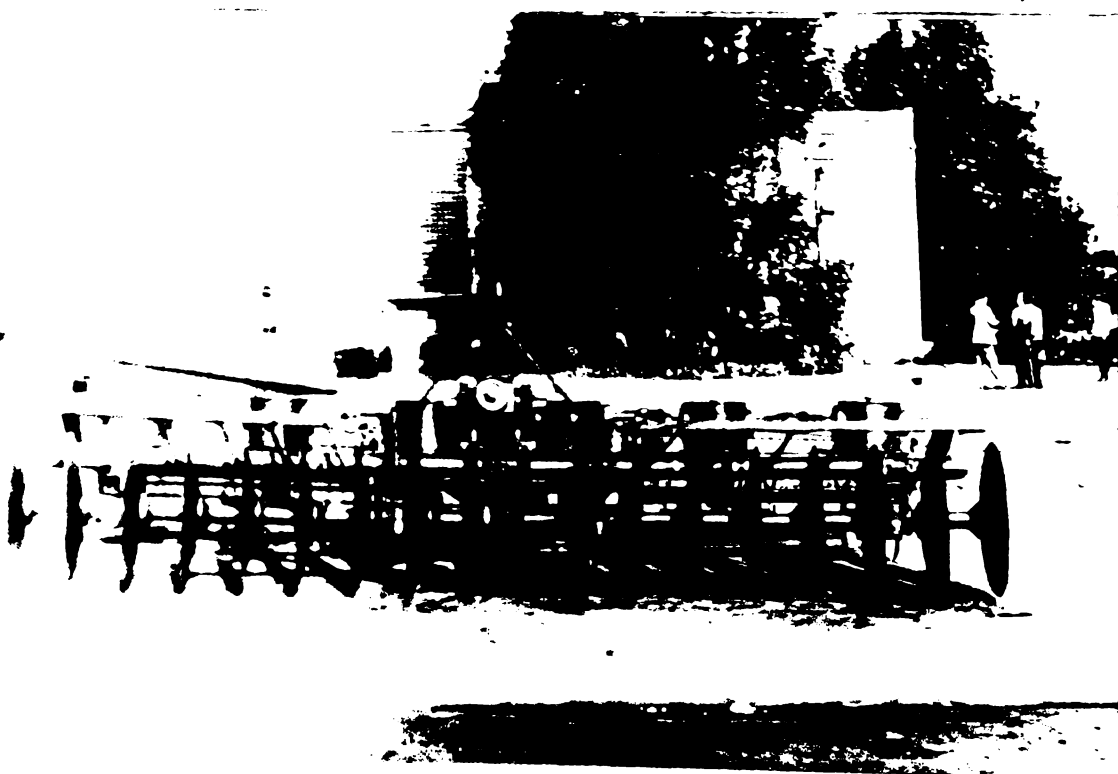


Fig. 23 Vedere din față a combinatorului

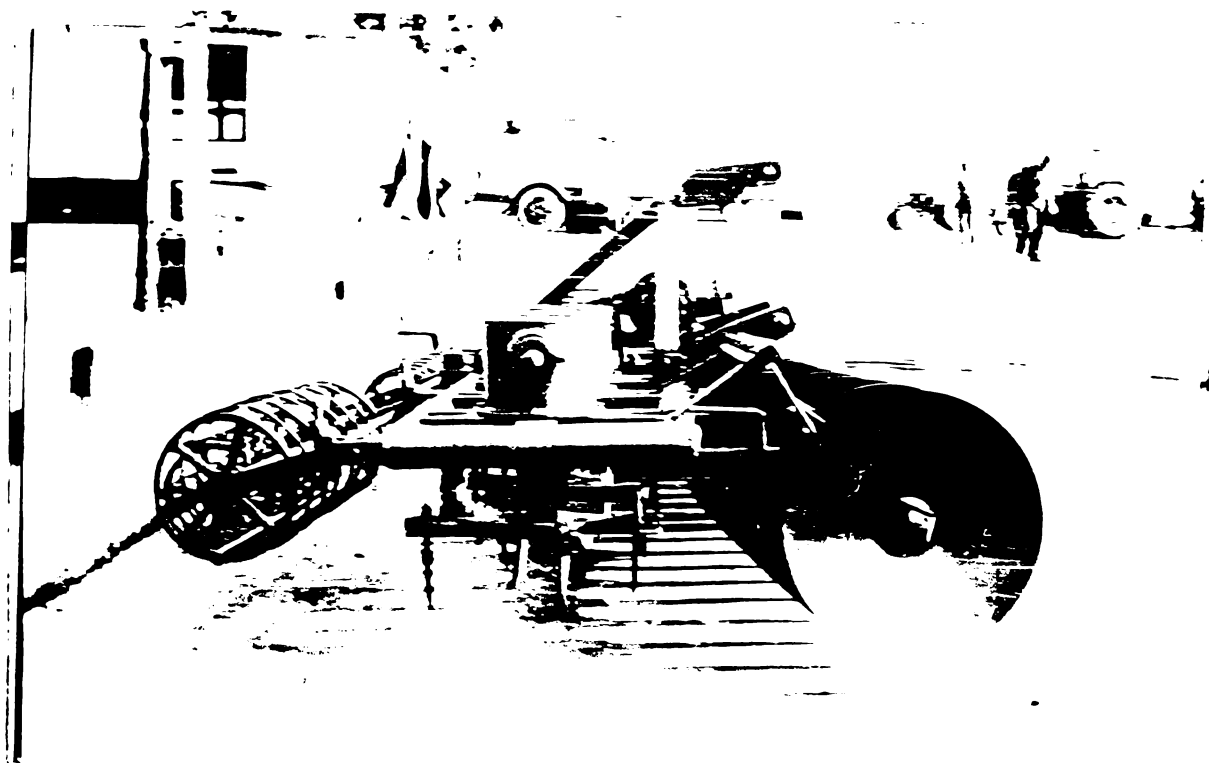


Fig.24 Vedere laterală din dreapta

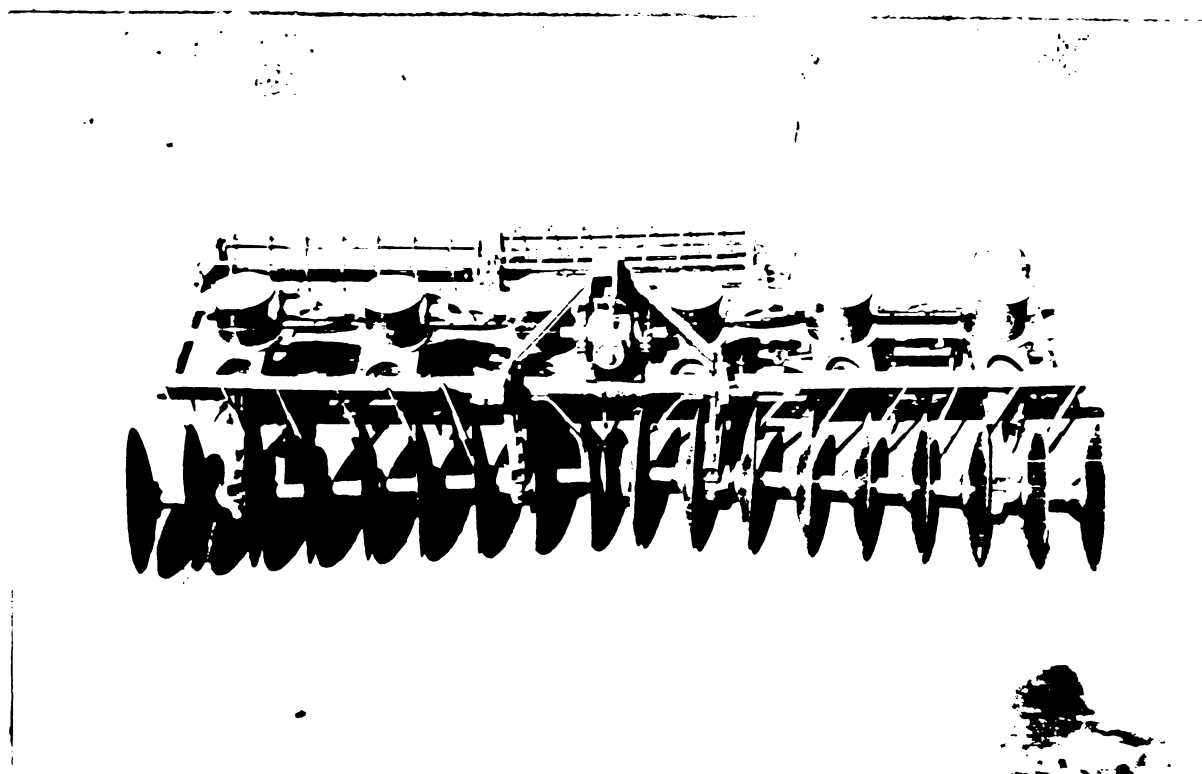


Fig.25 Vedere din față - sus

Descrierea amănunțită, modul de funcționare, caracteristicile tehnice și reglajele combinatorului astfel conceput sînt prezentate în partea a treia a lucrării.

Amplasarea organelor de lucru ale combinatorului a fost stabilită în ordinea arătată, deoarece, așa cum este logic și

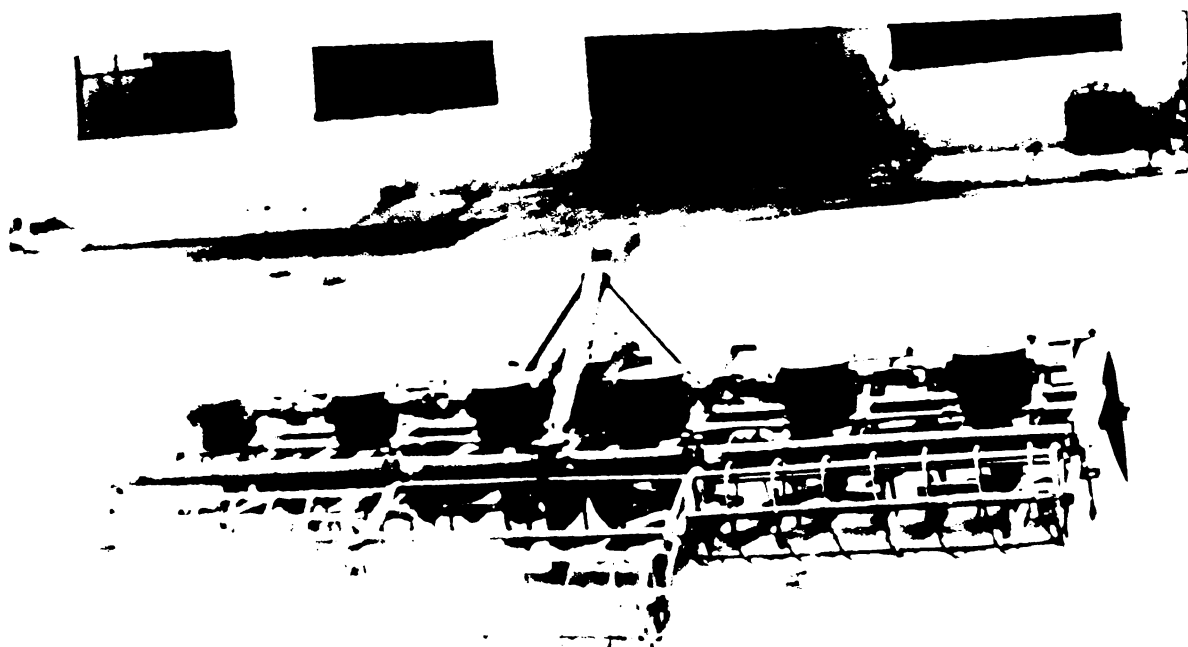


Fig.26 Vedere din spate - sus

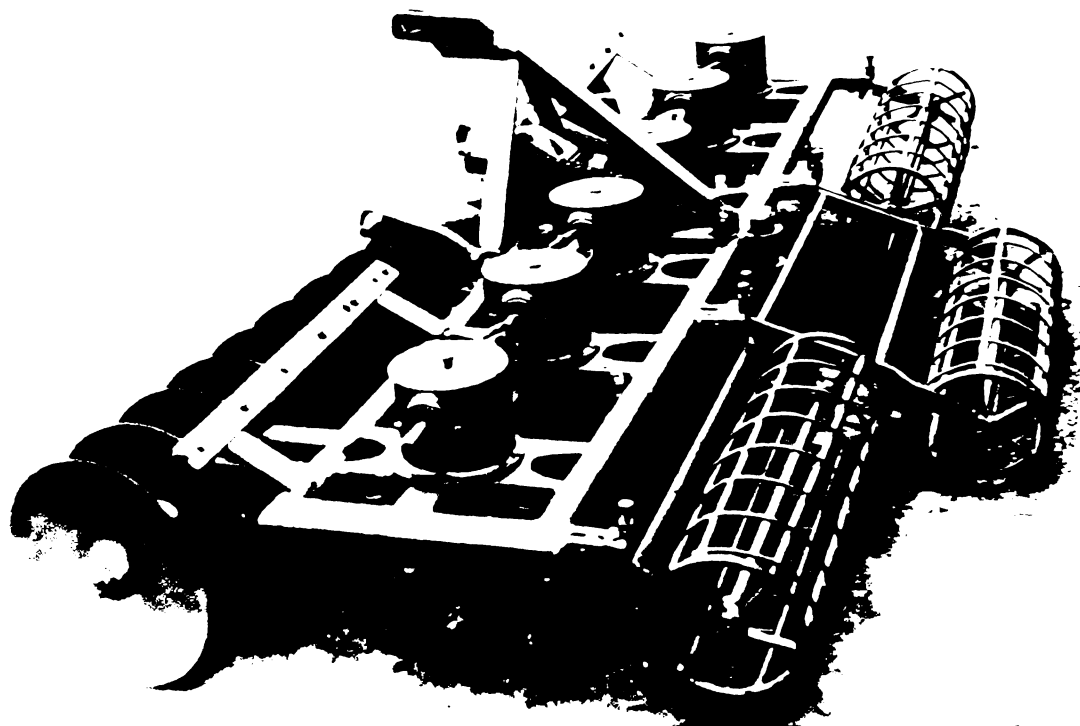


Fig.27 Vedere laterală din stînga-sus

cu se arătat și încercările amintite: discurile sferice încep săfri-
marea lor și îi mărunțesc, iar grapele elicoidale - rulante de
săvirgesc mărunțirea bulgărilor, nivelează terenul și asigură
tasarea superficială, necesară în special în cazul semințelor
mici.

Elementele combinatorului construit fiind cele trei grape care intră în componența sa, în continuare vor fi tratate numai grapa rotativă cu colți acționată și grapa rulantă eliocoidală, deoarece grapele cu discuri sînt bine cunoscute, iar teoria lor se găsește în întreaga literatură de specialitate.

1.1. Grapa rotativă cu colți acționată de la priza de putere

Din schema cinematică a acesteia (fig. 28) se poate observa că cele șase rotoare au, trei câte trei, sensuri de rotație diferite, astfel ca, prin echilibrarea momentelor lor

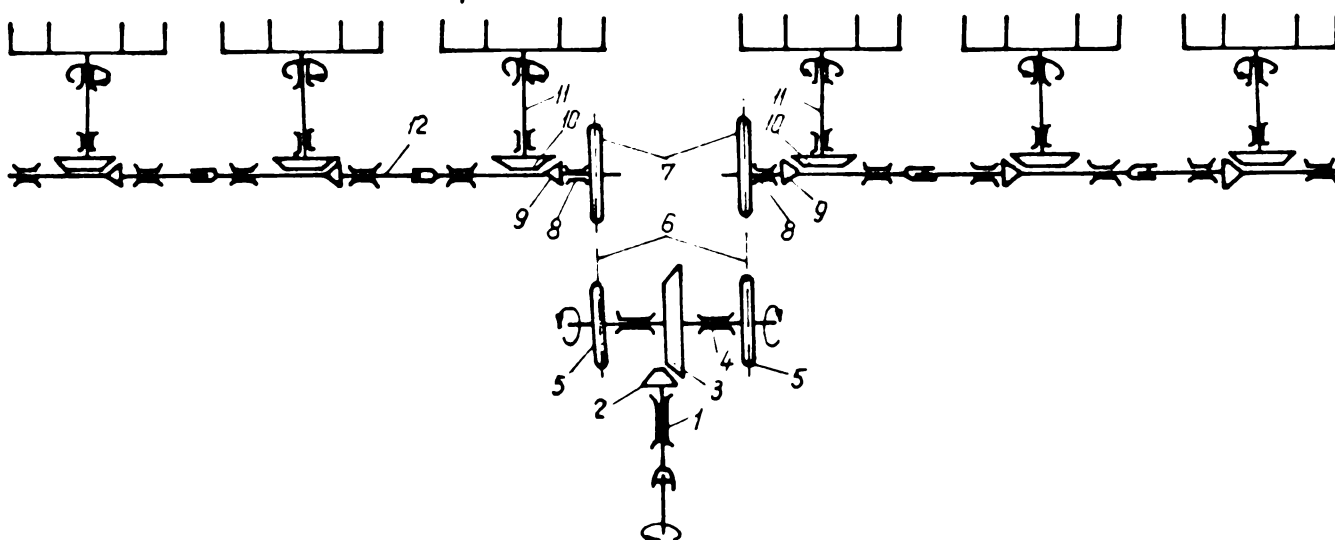


Fig. 28 Schema cinematică a grapei rotative cu colți acționată de la priza de putere

rotitoare, să fie asigurată stabilitatea laterală a combinatorului în timpul lucrului.

Tinînd seama de numărul de dinți ai roților 2, 3, 5, 7, 9 și 10, raportul total de demultiplicare al lanțului cinematic, în varianta construită, este:

$$i = \frac{Z_3 \cdot Z_7 \cdot Z_{10}}{Z_2 \cdot Z_5 \cdot Z_9} = \frac{27 \cdot 18 \cdot 24}{11 \cdot 18 \cdot 13} \approx 4,5$$

Acțiunea colților, în general, va fi mai energică sau mai puțin energică, după cum ei vor fi fixați, pe brațele rotoarelor, cu curbura vîrfului în sensul de rotație sau invers (fig.29).



Fig.29 Fixarea colților pe rotoare

De asemenea, agresivitatea colțului, exprimată prin gradul de prelucrare a solului Γ (tabel 8), este proporțională cu lungimea traectoriei descrise de el la o deplasare constantă a agregatului.

1.1.1. Cineratica colțului

- Deplasarea colțului grapei

În timp ce agregatul se deplasează pe direcția de lucru cu viteza v_m (fig.30), colții execută și o mișcare de rotație proprie cu o viteză v_p , viteza absolută a colților v_c fiind rezultatul celor două viteze v_m și v_p . Direcția vitezei absolute v_c este tangentă la curba pe care o descrie colțul în sol.

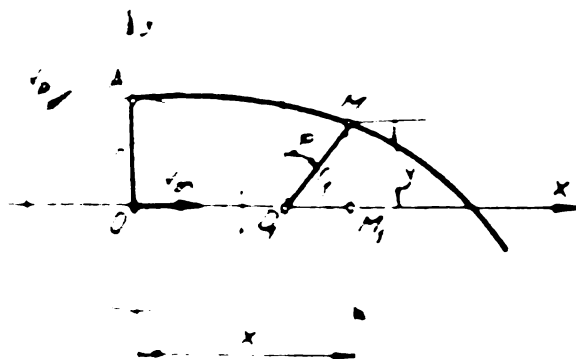


Fig.30 Schema deplasării colțului grapei relative

Astfel, la momentul inițial t_0 , axa de rotație a rotorului de grapă se află în originea O a axelor de coordonate, iar colțul considerat în A . La momentul t , când axa rotorului s-a deplasat din O în O_1 , colțul considerat, care s-a și rotit, a ajuns în punctul M , descriind curba AM . Față de poziția inițială, brațul rotorului (raza r) s-a rotit cu unghiul $\varphi = \omega t$.

La momentul t deci, coordonatele punctului M sînt:

$$\left. \begin{aligned} x &= OO_1 + O_1M_1 = v_m \cdot t + r \cdot \sin \omega t \\ y &= MM_1 = r \cdot \cos \omega t \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

Avînd în vedere că rotorul grapei are patru colți defazați cu $\frac{\pi}{2}$ (fig.31), ecuațiile (27) vor putea determina po-

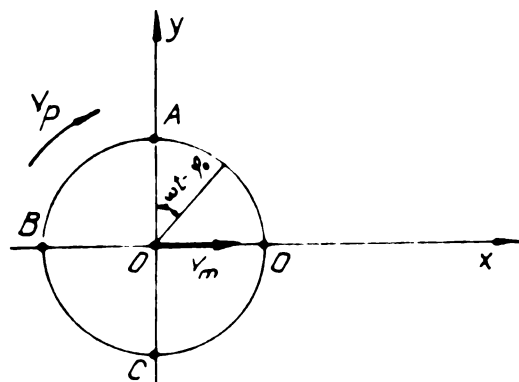


Fig.31 Defazarea colților unui rotor

ziția celor patru colți cu ajutorul unei constante φ_0 , proprie fiecărui colț, astfel:

$$\left. \begin{aligned} x &= v_m t + r \cdot \sin (\omega t - \varphi_0) \\ y &= r \cdot \cos (\omega t - \varphi_0), \end{aligned} \right\} \quad (27')$$

unde φ_0 are valorile:

$$\varphi_{0A} = 0; \varphi_{0B} = \frac{\pi}{2}; \varphi_{0C} = \pi; \varphi_{0D} = \frac{3\pi}{2}.$$

Unghiul β (fig.32) făcut de tangenta la traectoria descrisă de colț, într-un punct M , cu direcția de deplasare a agregatului (Ox) poate lua orice valoare între 0 și 2π , valoare dată de:

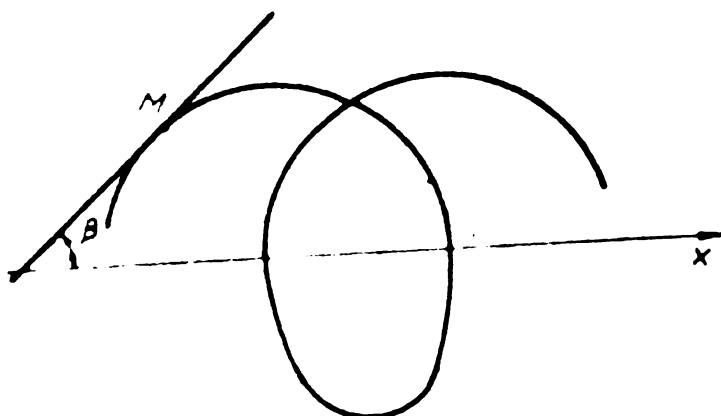


Fig.32 Schema variației valorii unghiului β

$$\operatorname{tg} \beta \stackrel{P}{=} \frac{dy}{dx} = - \frac{r \omega \sin (\omega t - \varphi_0) dt}{[v_m + r \omega \cos (\omega t - \varphi_0)] dt} . \quad (28)$$

Se ia în considerație, în continuare, numai colțul A, calculul pentru ceilalți colți făcându-se identic, avînd în vedere defazajul existent între ei. În acest caz, $\varphi_{0A} = 0$ și (28) devine:

$$\operatorname{tg} \beta = - \frac{r \omega \sin \omega t}{v_m + r \omega \cos \omega t} . \quad (28')$$

Raportul

$$\lambda = \frac{v_p}{v_m}$$

reprezintă indicele cinematic al grapei rotative, indice a cărui valoare, după cum se va vedea, prezintă o importanță practică deosebită.

Parametrii t și φ fiind interdependenți, se poate scrie:

$$t = \frac{\varphi}{\omega} = \frac{\varphi r}{v_p} .$$

Ca urmare, ecuațiile (27) și (27') se poate scrie numai în funcție de φ :

$$\left. \begin{aligned} x &= v_m \frac{\varphi r}{v_p} + r \cdot \sin \varphi \\ y &= r \cdot \cos \varphi \end{aligned} \right\} \quad (27'')$$

sau, ținând seama de indicele cinematic λ :

$$\left. \begin{aligned} x &= \frac{\varphi R}{\lambda} + r \cdot \sin \varphi \\ y &= r \cdot \cos \varphi \end{aligned} \right\} \quad (27^m)$$

din care se observă că alura traectoriei descrise de colț, deci implicit și agresivitatea lui depind de valoarea acestui indice λ [19] .

Astfel:

- dacă $\lambda = \infty$ ($v_m = 0$), primul termen al ecuației lui x din (27^m) se anulează și traectoria colțului va fi un cerc;
- dacă $\infty > \lambda > 1$, traectoria va fi o trohoidă, cu bucla din ce în ce mai mică cu cât λ se apropie de valoarea 1 (fig. 33);

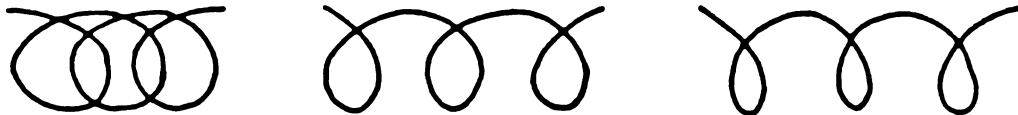


Fig. 33 Traectorii ale colțului, în cazul $\infty > \lambda > 1$

- dacă $\lambda = 1$ ($v_p = v_m$), traectoria colțului este o cicloidă (fig.34);



Fig. 34 Traectoria colțului, în cazul $\lambda = 1$

- dacă $1 > \lambda > 0$, cicloida se deformează devenind o trohoidă alungită, cu atât mai mult cu cât λ se apropie de valoarea 0 (fig.35);



Fig.35 Traectorii ale colțului, în cazul $1 > \lambda > 0$

- dacă, în fine, $\lambda = 0$ ($v_p = 0$) traectoria colțului va fi dreaptă, determinată numai de translația mașinii.

Lucrîndu-se, așa cum s-a arătat mai înainte, în agregat cu tractorul U-650, în diferite trepte de viteză și acționîndu-se grapa rotativă atît de la priza de putere independentă cît și de la priza de putere sincronă, se pot obține diferite traectorii ale colțurilor și, implicit, o acțiune mai agresivă sau mai puțin agresivă a acestora asupra bulgărilor de sol.

Astfel, la folosirea prizei de putere independente ($n_p = \text{const} = 536 \text{ rot/min}$), timpul t_1 , în care rotorul grapei efectuează o rotație completă, este constant și are valoarea:

$$t_1 = \frac{60}{n_p} = \frac{60 \cdot 4,5}{536} = 0,5 \text{ [s]}$$

Cu vitezele teoretice de deplasare v_m s-au calculat spațiile parcursă de agregat în timpul t_1 (tabelul 4).

Tabelul 4. Spațiile parcursă de agregat în timpul t_1

Treapta de viteză	I _f	I _r	II _f	II _r	III _f	III _r	IV _f	IV _r	V _f	V _r
Viteza v_m [m/s]	0,717	1,063	1,154	1,714	1,606	2,375	2,135	3,16	5,0	7,5
Spațiul parcurs [m]	0,36	0,53	0,58	0,86	0,80	1,19	1,07	1,58	2,5	3,75

Tabelul 5. Valorile lui v_m, t_1, v_p și λ la diferite trepte de viteză

Treapta de viteză	I _f	I _r	II _f	II _r	III _f	III _r	IV _f	IV _r		
Viteza - v_m	0,717	1,063	1,154	1,714	1,606	2,375	2,135	3,16		
t_1	sincron	1,68	1,13	1,04	0,7	0,75	0,5	-	-	
	indep.	constant 0,5								
v_p	sincron	0,94	1,38	1,51	2,24	2,10	3,10	-	-	
	indep.	constant 3,11								
λ	sincron	constant 1,3								
	indep.	4,35	2,93	2,70	1,82	1,94	1,3	1,45	0,98	

La folosirea prizei de putere sincrone, timpul t_1 este diferit pentru fiecare treaptă de viteză în parte, întrucât fiecărei viteze de deplasare v_m îi corespunde o anumită turație n_p a arborelui prizei de putere și deci un anumit v_p . Valorile caracteristice ale lui t_1 , v_p și λ sînt prezentate în tabelul 5, iar variația lui t_1 cu v_m , în fig. 36. În fig. 37 este prezentată variația lui λ funcție de viteză, la folosirea ambelor prize de putere.

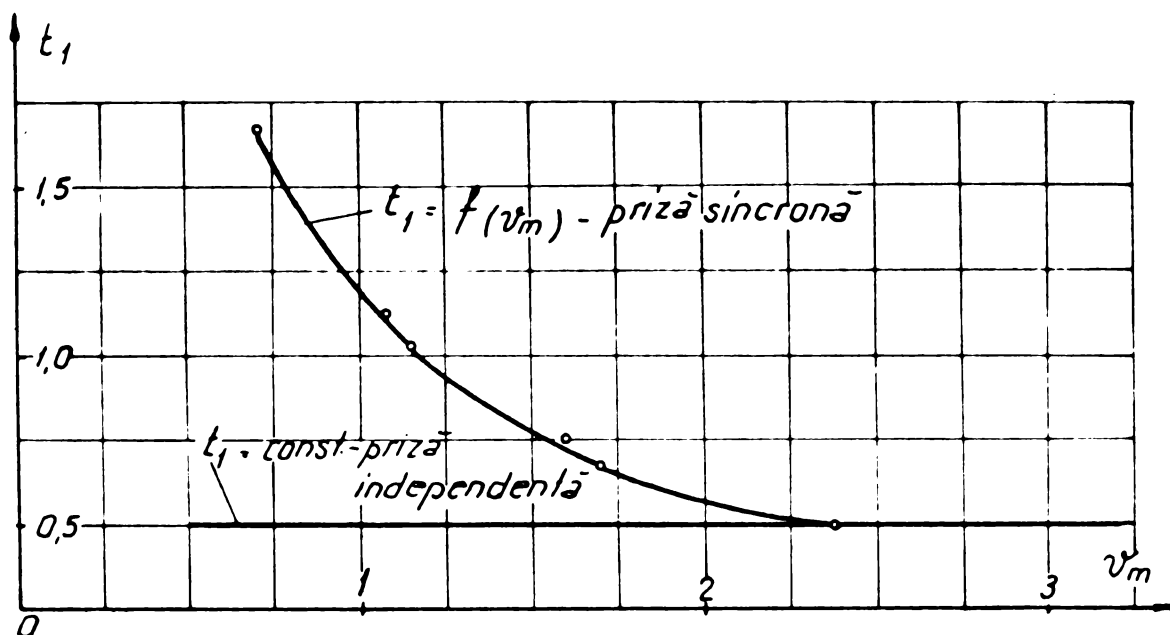


Fig. 36 Variația timpului t_1 cu viteza de lucru

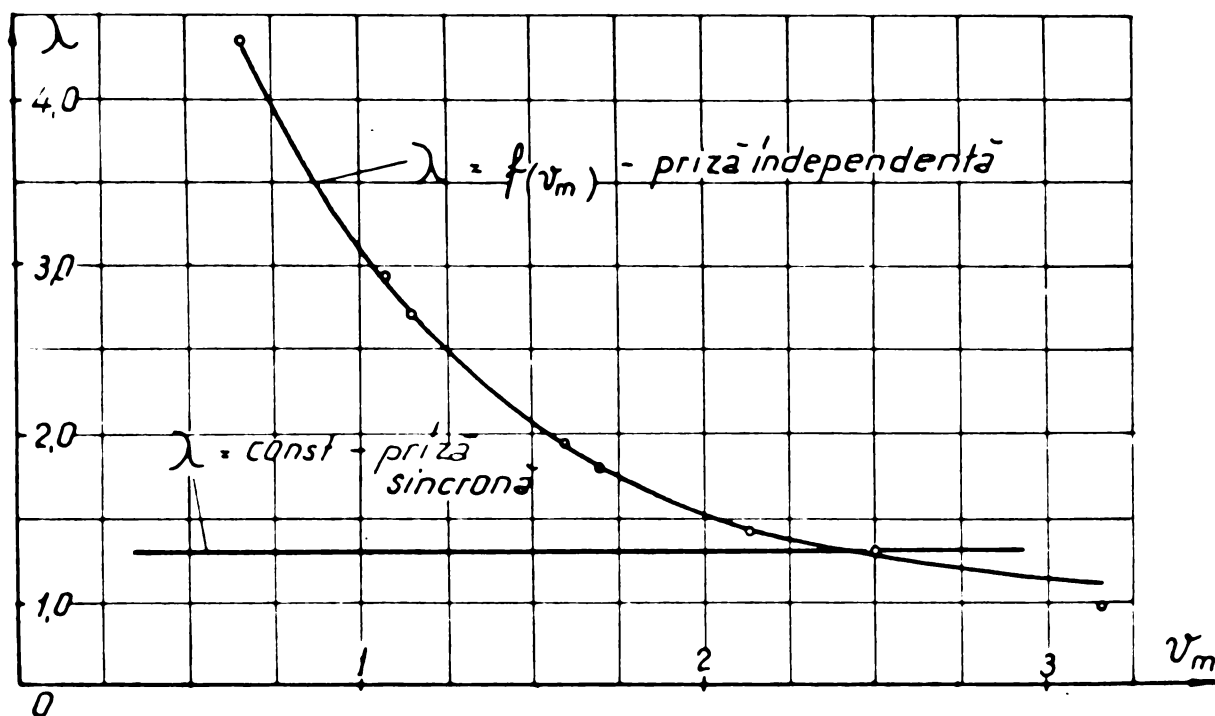


Fig. 37 Variația valorii indicelui cinematic λ cu viteza de lucru

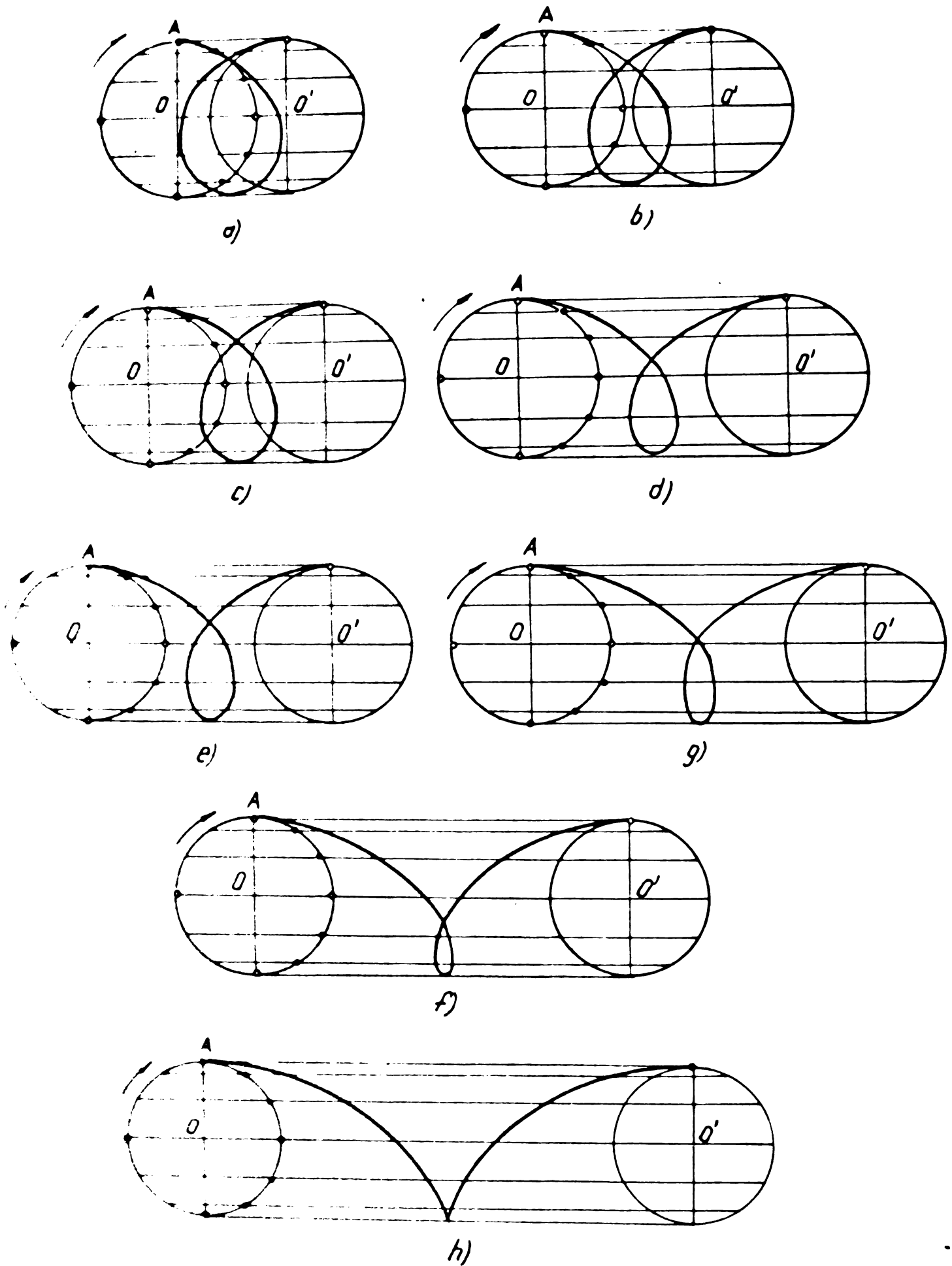


Fig. 38 Traectoriile descrise de colțul A la diferite trepte de viteză: a- I_{fi} ; b- I_{ri} ; c- II_{fi} ; d- II_{ri} ; e- III_{fi} ; f- III_{ri} și priză sincronă toate treptele; g- IV_{fi} ; h- IV_{ri}

Cu valorile din tabelul 4 și la o rază a rotorului grapei de 0,25 m, s-au reprezentat, la scară, spectrele traectoriilor descrise de colțul A (fig.38).

In tabelul 6 sînt date valorile turațiilor rotorului grapei și ale vitezelor unghiulare, la folosirea prizei de putere sincrone, valori ce vor fi necesare în cele ce urmează.

Tabelul 6. Turațiile rotorului grapei și vitezele unghiulare, la folosirea prizei de putere sincrone

Treapta de viteză	I _f	I _r	II _f	II _r	III _f	III _r
$n_r = \frac{n_p}{i}$ [rot/min]	35	51,8	56,5	83,7	78	116
ω [rad/s]	3,76	5,52	6,04	8,96	8,40	12,40

- Spațiul parcurs de combinator la o rotație completă a grapei rotative acționate:

La o rotație a grapei rotative, spațiul parcurs de combinator este:

$$X = v_m T, \quad [m] \quad (29)$$

unde:

$$T = \frac{2\pi}{\omega} - \text{perioada mișcării de rotație a rotorului, [s].}$$

Inlocuind în (29) pe T prin valoarea de mai sus se obține:

$$X = v_m \frac{2\pi}{\omega} = \frac{2\pi r}{\lambda}, \quad [m] \quad (29')$$

spațiu care ar coincide cu avansul pe colț (pasul), în cazul în care rotorul ar avea un singur colț. Cum însă rotorul are z colți (z = 4), avansul pe colț (pasul) va fi spațiul parcurs de agregat din momentul inițial (fig.39) pînă cînd colțul următor (B) se va afla, ca ordonată, pe locul din care a pornit colțul A.

Se observă că timpul necesar trecerii colțului B, ca ordonată, în locul colțului A este:

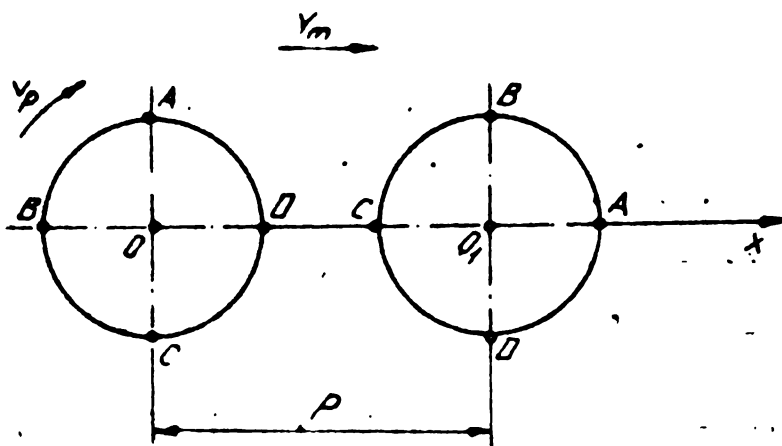


Fig.39 Pasul (avansul pe colț)

$$t = \frac{T}{z} = \frac{2\pi}{\omega z}, \quad [s] \quad (30)$$

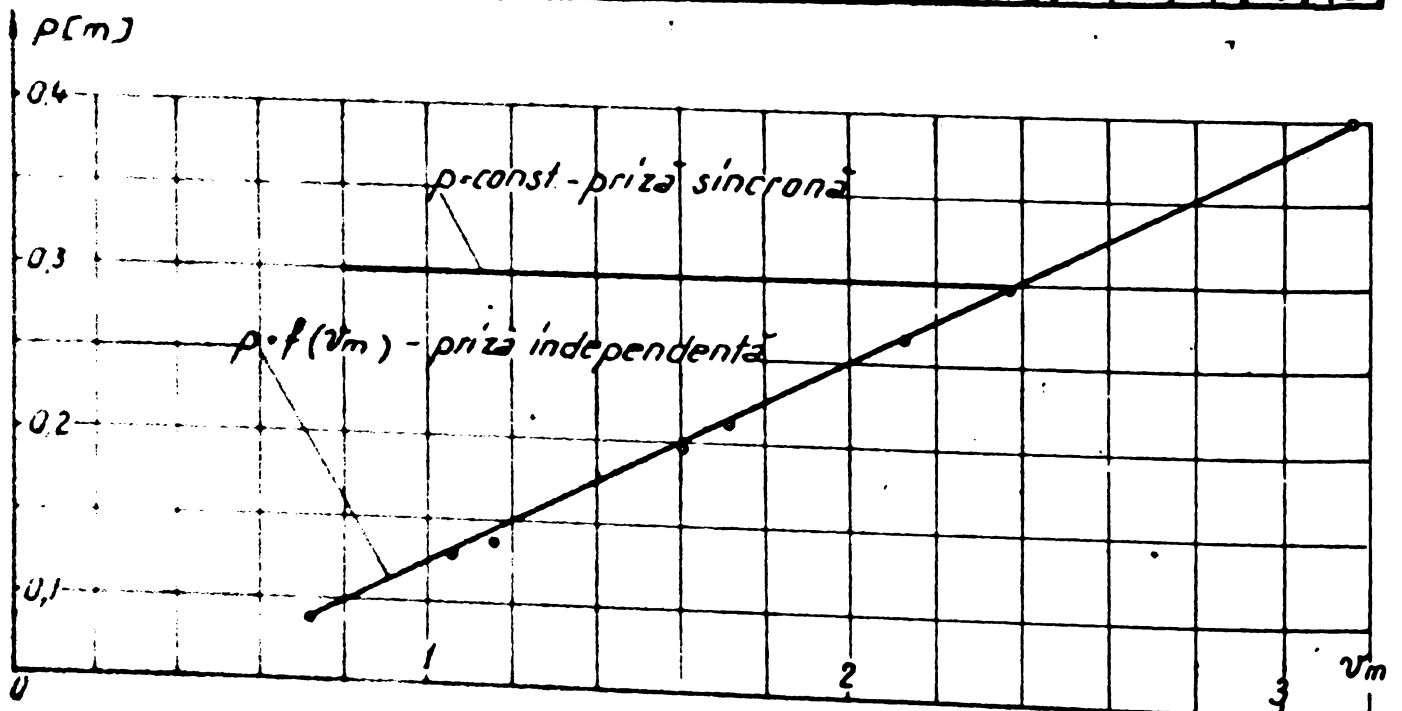
deci valoarea pasului este:

$$p = \frac{v_m}{z} = \frac{2\pi r}{\lambda z} \cdot [\text{m/colț}] \quad (31)$$

In tabelul 7 sînt date valorile lui p, la diferitele trepte de viteză, pentru cazul concret $z = 4$, iar in fig.40 se reprezintă grafic variația lui p cu v_m , pentru folosirea ambelor prize de putere.

Tabelul 7 Pasul p, in funcție de treapta de viteză

Treapta		I _f	I _r	II _f	II _r	III _f	III _r	IV _f	IV _r
P [m/ colț]	Priza sincronă	c o n s t a n t 0,3							
	Priza in- dependentă	0,09	0,13	0,14	0,21	0,20	0,30	0,27	0,40



lui p cu viteza de

- Viteza colțului grapei

Considerînd că traectoria colțului are alura prezentată în fig. 41, viteza absolută a colțului (tangenta la traectoria în punctul respectiv) este:

$$v_c = \sqrt{v_{cx}^2 + v_{cy}^2} \quad (32)$$

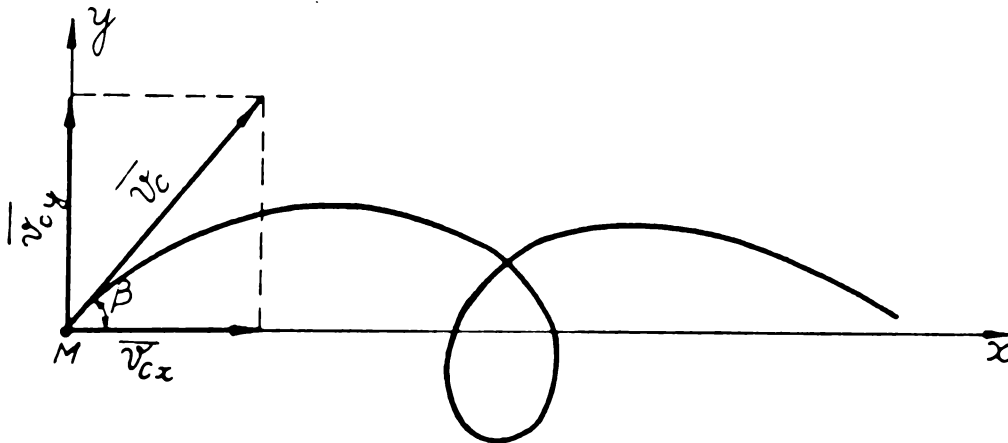


Fig.41 Componentele vitezei colțului

Pentru a studia variația componentelor v_{cx} și v_{cy} la o rotație completă a rotorului grapei, se consideră un triedru fix XOY de versori \vec{i}_1 și \vec{j}_1 și un triedru mobil, solidar legat cu discul xOy, de versori \vec{i} și \vec{j} (fig.42). În sistemul

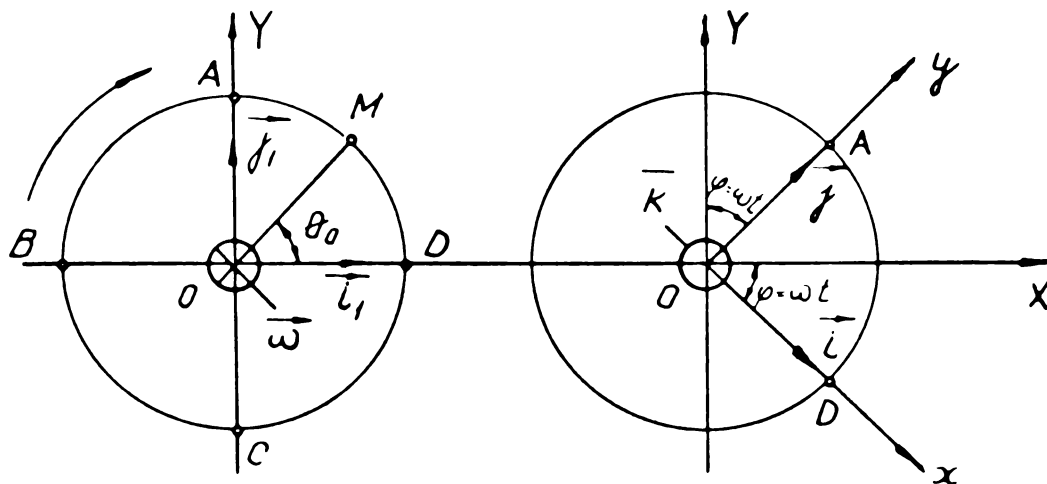


Fig.42 Schema explicativă a determinării variației componentelor v_{cx} și v_{cy}

de coordonate XOY, $\varphi = \omega t$ reprezintă unghiul de rotație al rotorului grapei la momentul t , iar vectorul $\vec{\omega}$ are direcția paralelă cu axa OZ și sensul opus versorului \vec{k} , adică $\vec{\omega} = -\omega\vec{k}$.

La momentul $t = 0$, cele două sisteme coincid. Legătura dintre cele două sisteme de referință (fig.43) este dată de

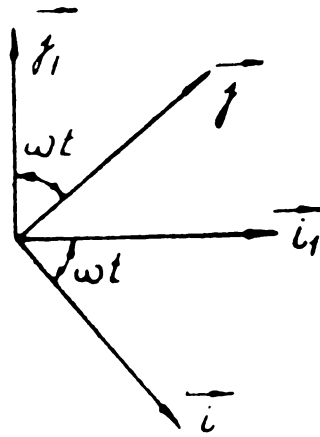


Fig.43 Legătura dintre cele două sisteme de referință

relațiile:

$$\left. \begin{aligned} \vec{i} &= \cos \omega t \cdot \vec{i}_1 - \sin \omega t \cdot \vec{j}_1 \\ \vec{j} &= \sin \omega t \cdot \vec{i}_1 + \cos \omega t \cdot \vec{j}_1 \end{aligned} \right\} \quad (33)$$

Fie un punct M (fig.42), determinat prin unghiul $\theta_0 = \widehat{DOM}$. Viteza absolută a acestui punct este:

$$\vec{v}_M = \vec{v}_m + \vec{\omega} \times \vec{OM}, \quad (34)$$

unde:

$\vec{v}_m = v_m \vec{i}_1$ - viteza de translație a discului (viteza maginii);

$\vec{OM} = r \cdot \cos \theta_0 \vec{i} + r \cdot \sin \theta_0 \vec{j}$;

$\vec{\omega} = -\omega \vec{k}$.

Cele două sisteme avînd aceeași axă Oz, $\vec{k} = \vec{k}_1$.

Înlocuind în (34) pe \vec{v}_m , \vec{OM} și $\vec{\omega}$ cu valorile lor de mai sus, se obține:

$$\begin{aligned} \vec{v}_M &= v_m \cdot \vec{i}_1 + (-\omega \vec{k}) \times (r \cdot \cos \theta_0 \vec{i} + r \cdot \sin \theta_0 \vec{j}) = \\ &= v_m \vec{i}_1 - \omega r (\cos \theta_0 \vec{j} - \sin \theta_0 \vec{i}) = \\ &= v_m \vec{i} - \omega r \cdot \cos \theta_0 (\sin \omega t \cdot \vec{i}_1 + \cos \omega t \cdot \vec{j}_1) - \\ &- \sin \theta_0 (\cos \omega t \cdot \vec{i}_1 - \sin \omega t \cdot \vec{j}_1) = \\ &= v_m \vec{i} - \omega r \left[(\sin \omega t \cdot \cos \theta_0 - \cos \omega t \cdot \sin \theta_0) \vec{i}_1 + \right. \\ &+ (\cos \omega t \cdot \cos \theta_0 + \sin \omega t \cdot \sin \theta_0) \vec{j}_1 \left. \right] = \\ &= v_m \vec{i} - \omega r \left[\sin (\omega t - \theta_0) \vec{i}_1 + \cos (\omega t - \theta_0) \vec{j}_1 \right] \end{aligned} \quad (34')$$

Deci:

$$\vec{v}_M = \left[v_m - \omega r \cdot \sin(\omega t - \theta_0) \right] \vec{i}_1 + \omega r \cdot \cos(\omega t - \theta_0) \vec{j}_1 \quad (35)$$

Viteza punctului M are, pe axele fixe, următoarele proiecții:

$$\left. \begin{aligned} v_x &= v_m - \omega r \cdot \sin(\omega t - \theta_0) \\ v_y &= \omega r \cdot \cos(\omega t - \theta_0) \end{aligned} \right\} \quad (36)$$

Valoarea absolută a vitezei este deci:

$$v_M = \sqrt{v_m^2 + \omega^2 r^2 - 2v_m \cdot \omega r \cdot \sin(\omega t - \theta_0)}, \quad (37)$$

sau, înlocuind pe ωt prin φ :

$$\left. \begin{aligned} v_x &= v_m - \omega r \cdot \sin(\varphi - \theta_0) \\ v_y &= \omega r \cdot \cos(\varphi - \theta_0) \end{aligned} \right\}$$

$$v_M = \sqrt{v_m^2 + \omega^2 r^2 - 2v_m \cdot \omega r \cdot \sin(\varphi - \theta_0)}. \quad (37')$$

Particularizînd pe M în colțul A, avem componentele vitezei v_c a colțului:

$$\begin{aligned} v_{cx} &= v_m - \omega r \cdot \sin\left(\varphi - \frac{\pi}{2}\right) = v_m + \omega r \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2} - \varphi\right) = \\ &= v_m + \omega r \cdot \cos \varphi; \\ v_{cy} &= \omega r \cdot \cos\left(\varphi - \frac{\pi}{2}\right) = \omega r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \varphi\right) = \\ &= \omega r \cdot \sin \varphi, \end{aligned}$$

de unde:

$$v_c = \sqrt{v_m^2 + \omega^2 r^2 + 2v_m \cdot \omega r \cdot \cos \varphi},$$

și cum

$$\frac{\omega r}{v_m} = \lambda,$$

$$\begin{aligned} v_c &= \sqrt{v_m^2 \left(1 + \frac{\omega^2 r^2}{v_m^2} + 2 \frac{\omega r}{v_m} \cos \varphi \right)} = \\ &= v_m \sqrt{1 + \lambda^2 + 2 \lambda \cos \varphi}. \end{aligned} \quad (38)$$

Intrucit mărimea v_c nu se exprimă rațional, trebuie să facem considerațiile necesare numai pe componentele ei:

$$\left. \begin{aligned} v_{cx} &= v_m + \omega r \cdot \cos \varphi \\ v_{cy} &= \omega r \cdot \sin \varphi \end{aligned} \right\} \quad (39)$$

De altfel, interesează numai componenta v_{cx} , intrucit de valoarea ei depinde forța de rezistență la înaintare a agregatului.

Reprezentarea grafică a variației componentelor v_{cx} și v_{cy} este arătată în figurile 44 și 45. Este necesar să se sublinieze că mărimile v_m și ωr trebuie comparate, intrucit:

- dacă $v_m > \omega r$, graficul arată ca în fig. 44;
- dacă $v_m < \omega r$, graficul taie axa $O\varphi$.

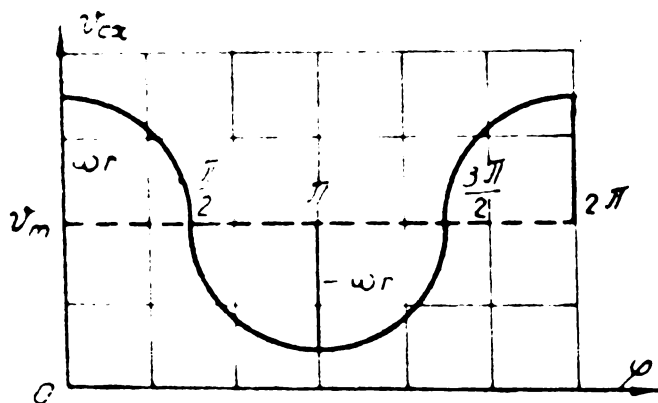


Fig. 44 Variația lui v_{cx} la o rotație a rotorului grapei

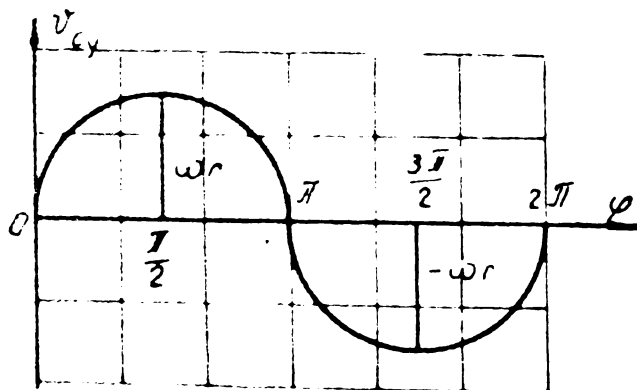
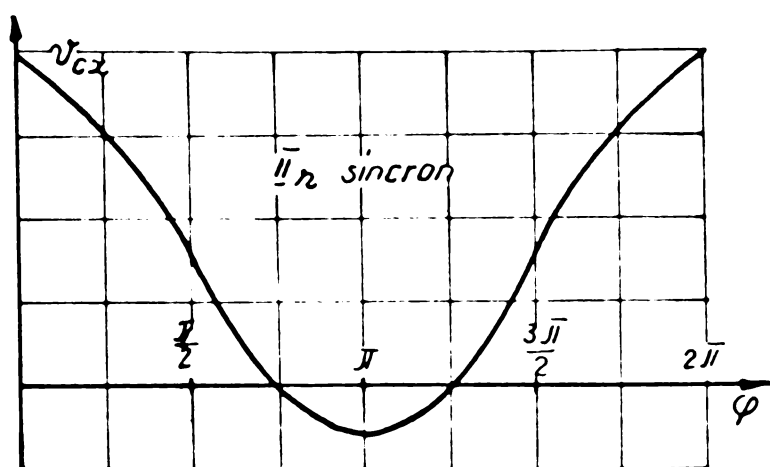
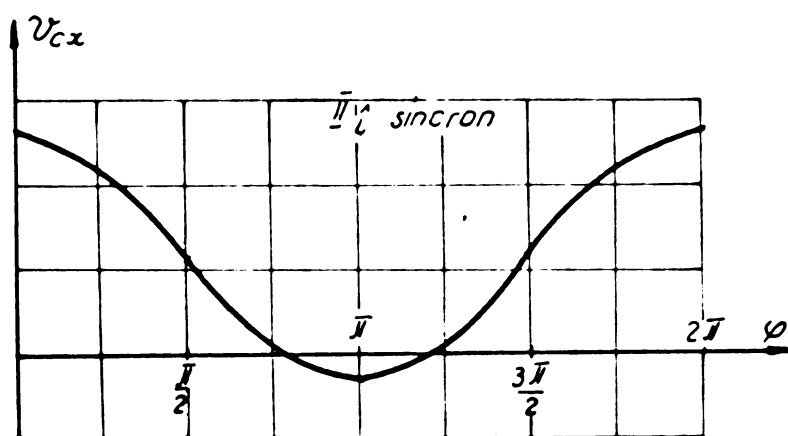
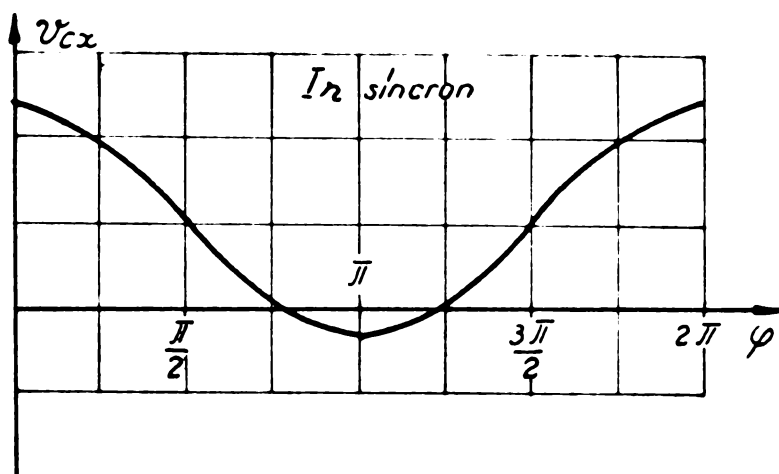
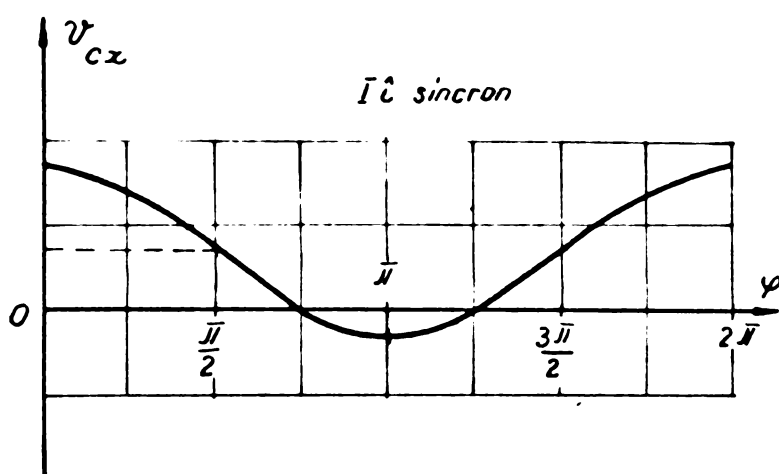
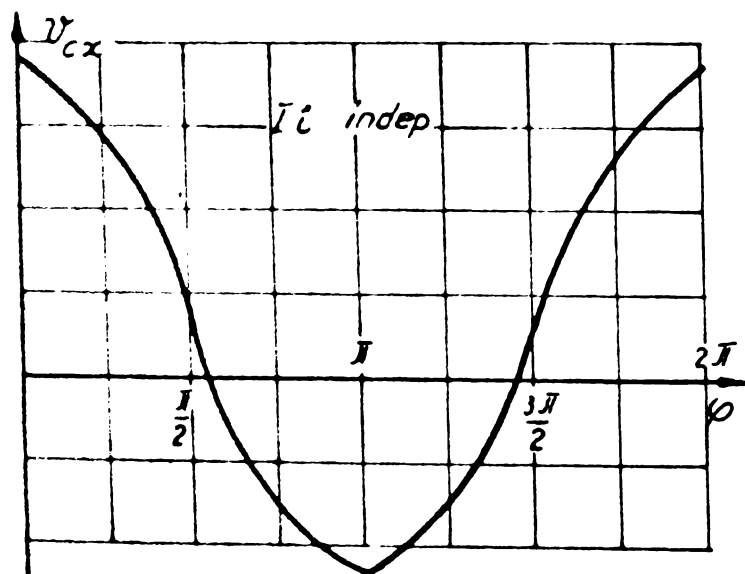
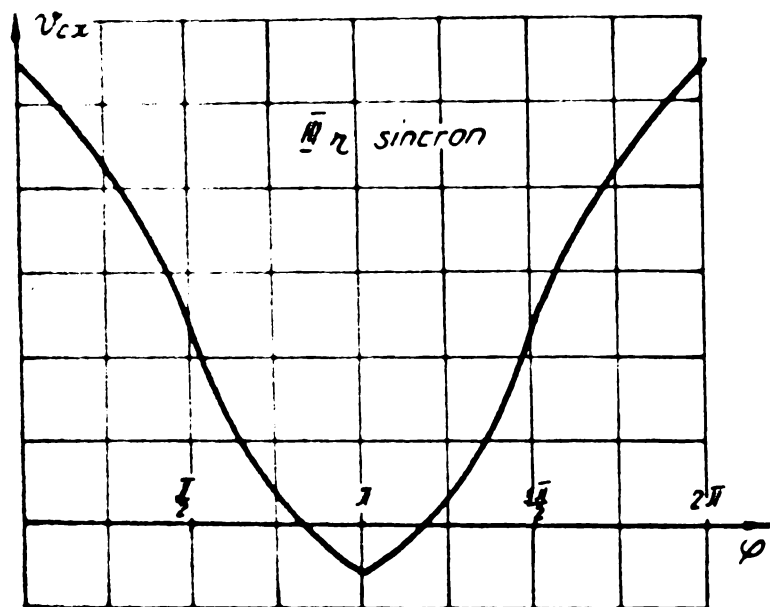
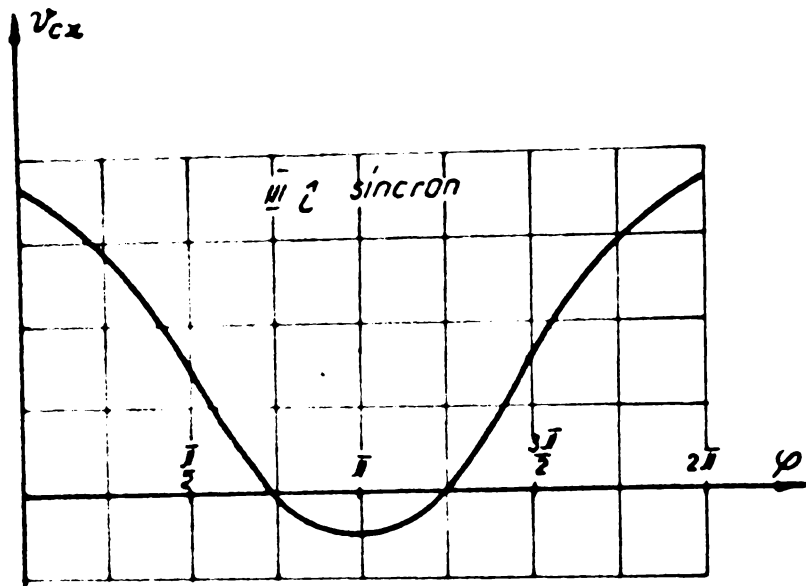
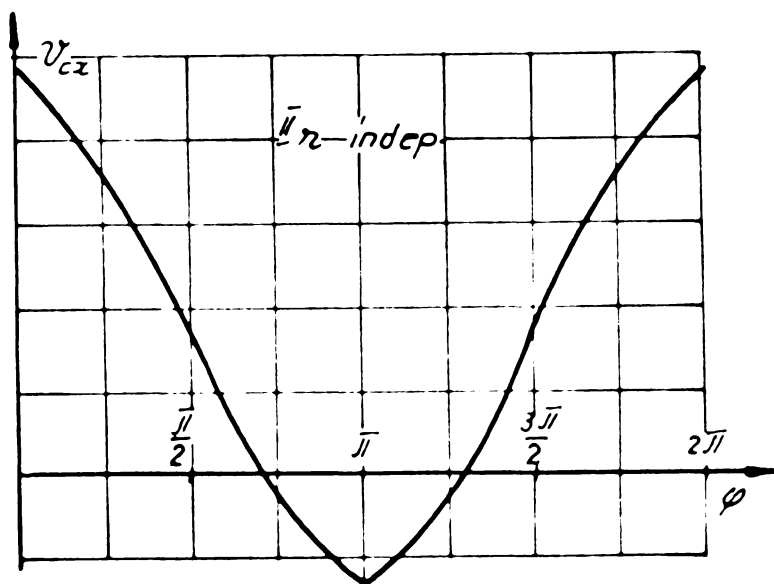
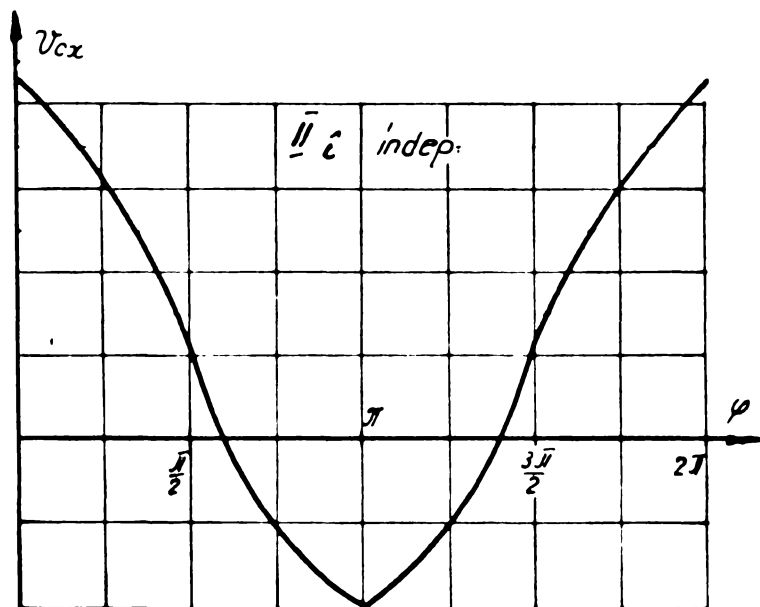
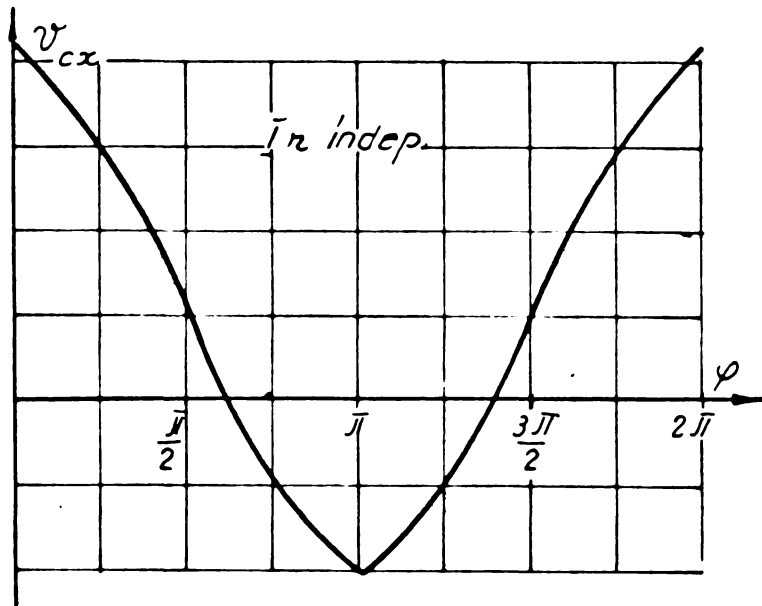


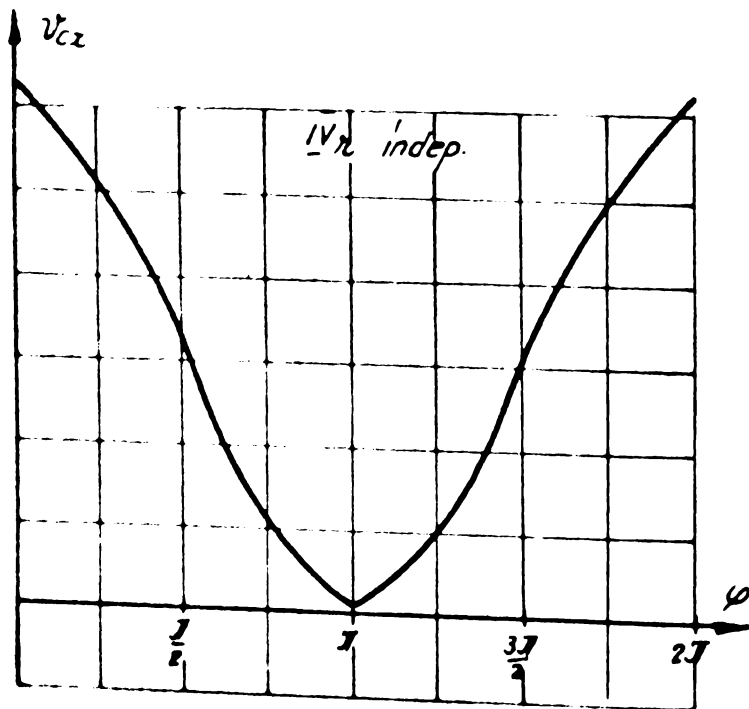
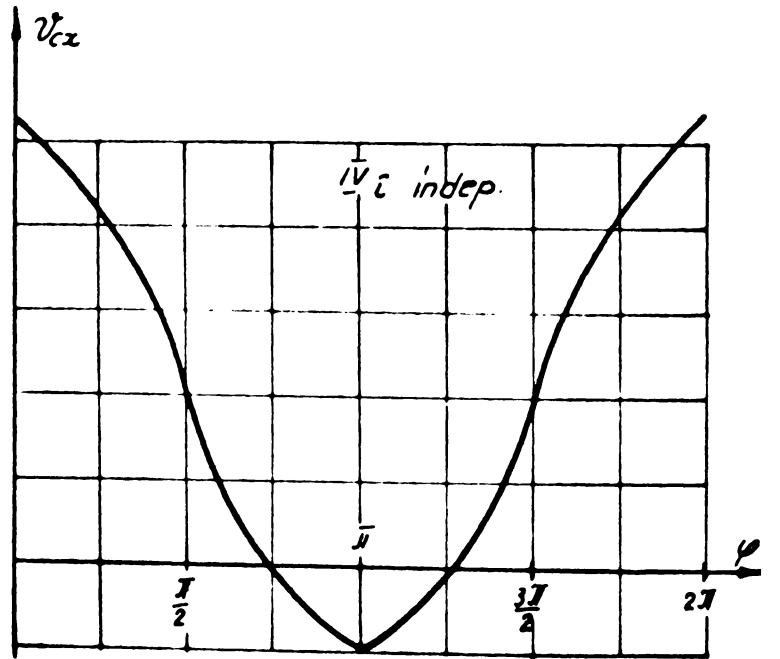
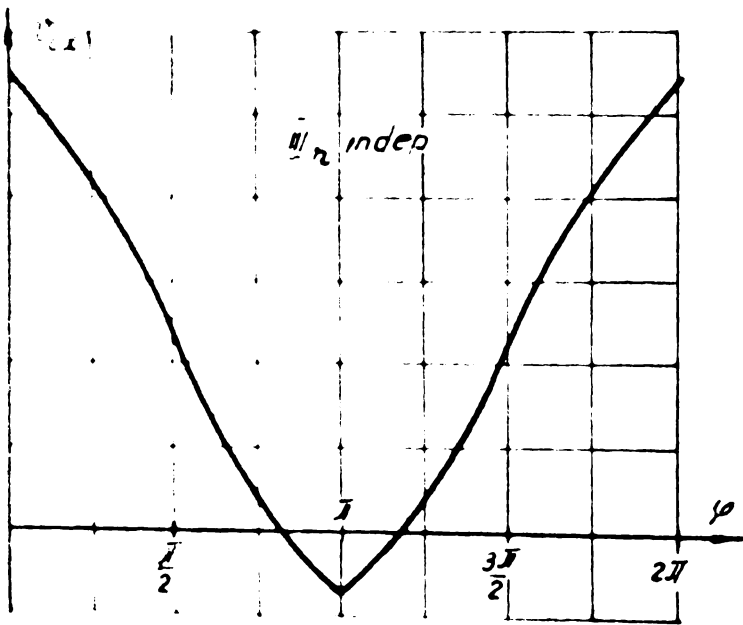
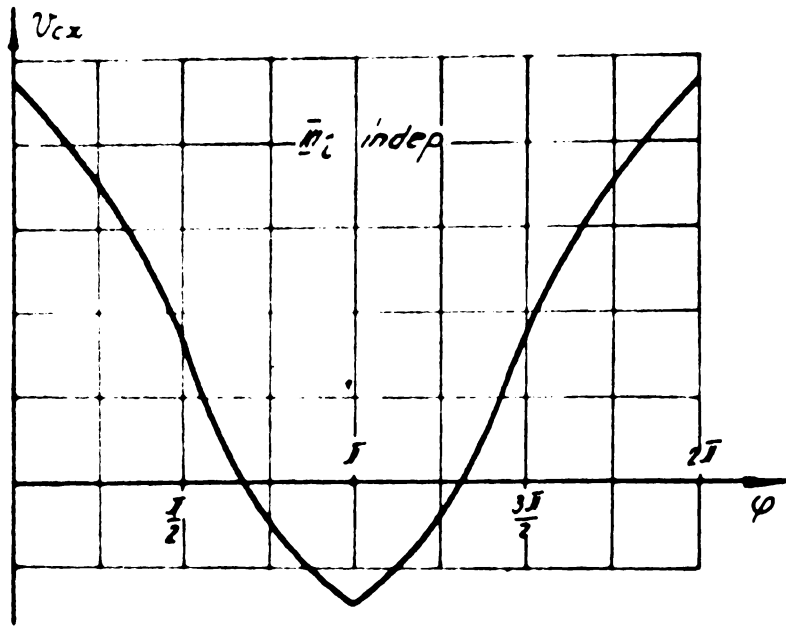
Fig. 45 Variația lui v_{cy} la o rotație a rotorului grapei

În cazul concret al combinatorului prezentat, $v_m < \omega r$ (tabelul 5), cu excepția vitezei a IV-a rapidă (priza de putere independentă), când cele două mărimi sînt sensibil egale,









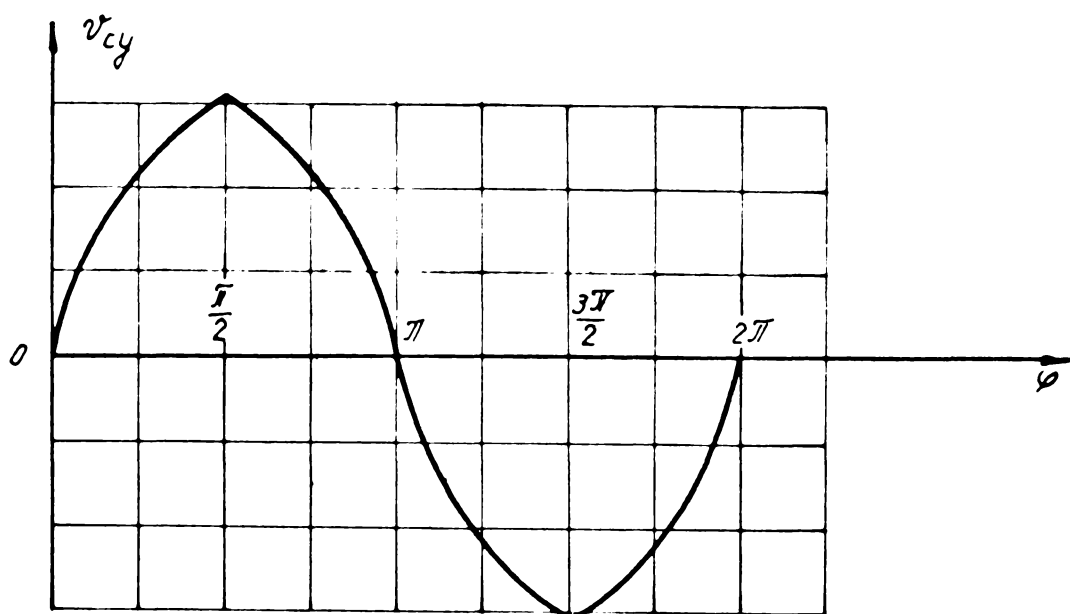


Fig. 46 Reprezentarea grafică a variației lui v_{cx} , în diferite trepte de viteză teoretice și a lui v_{cy} (pentru treapta a II-a rapidă -priza de putere independentă)

așa cum reiese din reprezentările date în fig.46. Viteza absolută a colțului v_c poate fi determinată și prin metoda grafică, construindu-se hodograful vitezelor, care dă informații imediate atât în privința modulului vitezei cât și în privința direcției și sensului acesteia, la orice moment.

Hodograful (fig.47) se construiește luîndu-se un cerc de rază egală cu raza rotorului grapei (la scară); se figurează sensurile de înaintare și de rotație și, pe semicercul îndreptat spre sensul de înaintare, se duce un număr de puncte echidistante k_0, \dots, k_6 . Tinînd seama de sensurile de înaintare și de rotație ale rotorului grapei, în punctele k_0 și k_6 , vom trasa vectorii \vec{v}_{k_0} și \vec{v}_{k_6} de mărime:

$$v_{k_0} = v_m + v_p = R \left(\frac{1}{\lambda} + 1 \right) \quad \text{și}$$

$$v_{k_6} = v_m - v_p = R \left(\frac{1}{\lambda} - 1 \right) ,$$

a căror direcție este paralelă cu direcția de lucru și al căror sens este dictat de semn.

Unind extremitățile n_0 și n_6 ale acestor doi vectori se obține un segment de dreaptă care taie diametrul vertical al cercului de rază R în punctul O_1 , iar diametrul orizontal

(sau prelungirea acestuia) în punctul O_2 . Din punctul O_2 se trasează cercul de rază

$$\rho = \frac{|n_0 n_6|}{2}$$

Din centrul O_1 (centrul instantaneu al vitezelor) se duc segmentele de dreaptă $O_1 k_i$, unde k_i este punctul în care ne interesează să aflăm viteza, iar perpendicularele pe $O_1 k_i$ vor tăia cercul cu centrul O_2 în punctele n_i , rezultând astfel segmentele de dreaptă orientate $\overrightarrow{k_i n_i}$, care au lungimea egală cu modulul vitezei, iar direcția și sensul identice cu direcția și sensul colțului în punctul k_i . Fiecărei trepte de viteză, desigur, îi corespunde un anumit hodograf.

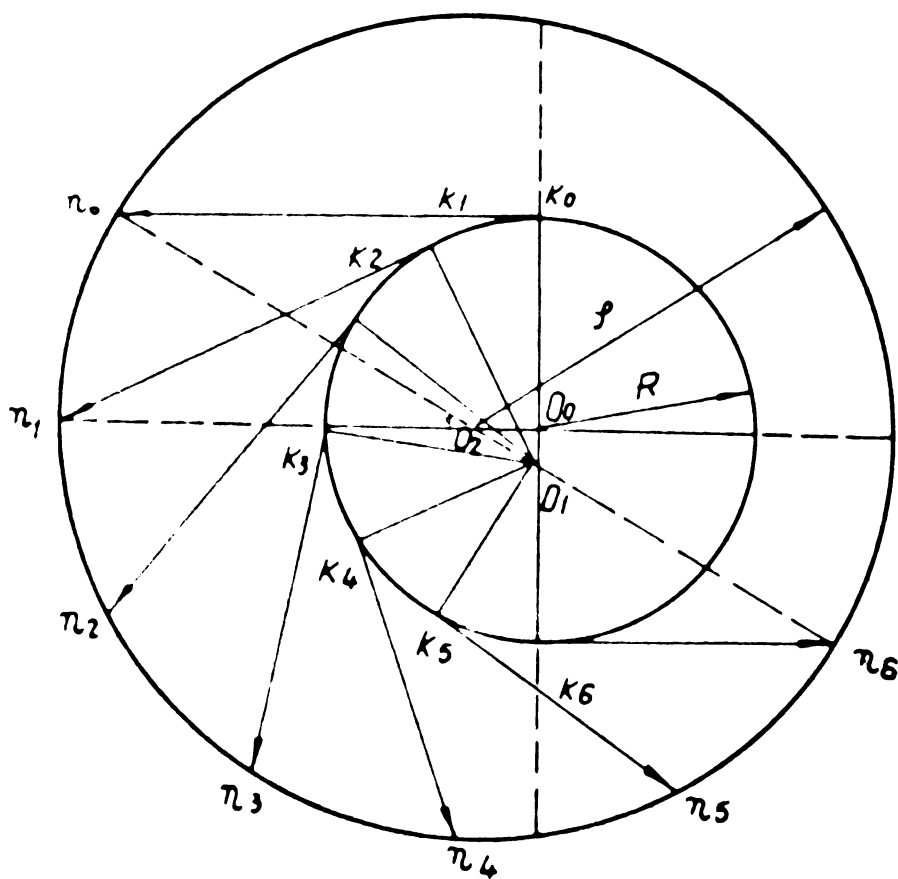


Fig.47. Construirea hodografului vitezei colțului de grapă - v_0 .

- Accelerarea colțului de grapă

Pornind de la (35) se poate scrie:

$$\begin{aligned} \vec{a}_M &= -\omega^2 r \cdot \cos(\omega t - \theta_0) \vec{i}_1 - \omega^2 r \cdot \sin(\omega t - \theta_0) \vec{j}_1 = \\ &= -\omega^2 r \left[\cos(\omega t - \theta_0) \vec{i}_1 - \sin(\omega t - \theta_0) \vec{j}_1 \right] \end{aligned} \quad (40)$$

și care, ca și viteza, are două componente:

$$\vec{a}_M = \vec{a}_{i_1} + \vec{a}_{j_1}, \quad (41)$$

componente ale căror valori sînt:

$$\left. \begin{aligned} \vec{a}_{i_1} &= -\omega^2 r \cdot \cos(\omega t - \theta_0) \vec{i}_1 \\ \vec{a}_{j_1} &= -\omega^2 r \cdot \sin(\omega t - \theta_0) \vec{j}_1. \end{aligned} \right\} \quad (42)$$

Particularizînd punctul M în colțul A, adică:

$$\theta_0 = \frac{\pi}{2} \text{ și } \varphi = \omega t,$$

se obțin:

$$\left. \begin{aligned} a_x &= -\omega^2 r \cdot \cos\left(\varphi - \frac{\pi}{2}\right) = -\omega^2 r \cdot \sin \varphi \\ a_y &= -\omega^2 r \cdot \sin\left(\varphi - \frac{\pi}{2}\right) = \omega^2 r \cdot \cos \varphi. \end{aligned} \right\} \quad (42')$$

În fig. 48 este înfățișată variația celor două componente ale accelerației colțului, în funcție de unghiul de rotație al rotorului φ . Perioada este aceeași la ambele componente și pentru toate treptele de viteză, deosebirea - de la o treaptă la alta - constînd în amplitudine care este direct

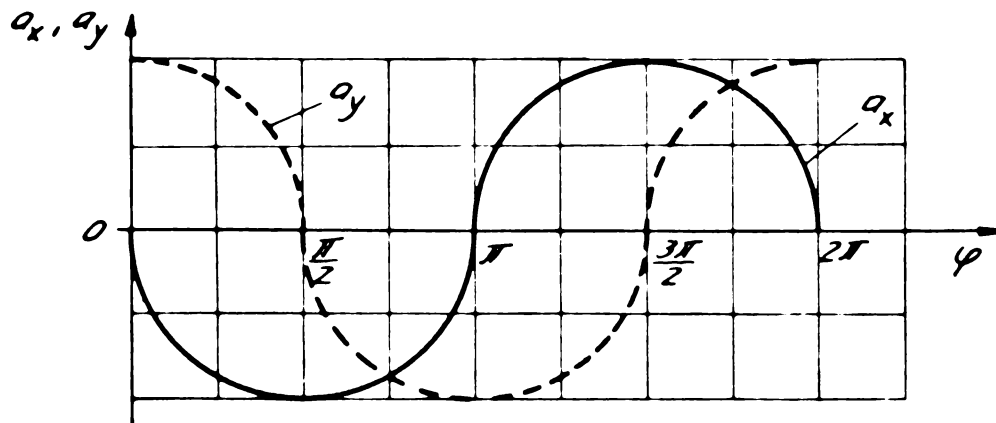


Fig.48 Variația componentelor accelerației colțului cu unghiul de rotație

proporțională cu pătratul vitezei unghiulare.

O reprezentare mai sugestivă este cea în funcție de timp. În acest caz, deosebirea apare atât în ceea ce privește amplitudinea cât și în ceea ce privește perioada. În fig.49 se ilustrează cele arătate, prin reprezentarea variației componentelor accelerației pentru o treaptă - oricare - în cazul folosirii prizei de putere independente și a variației respective

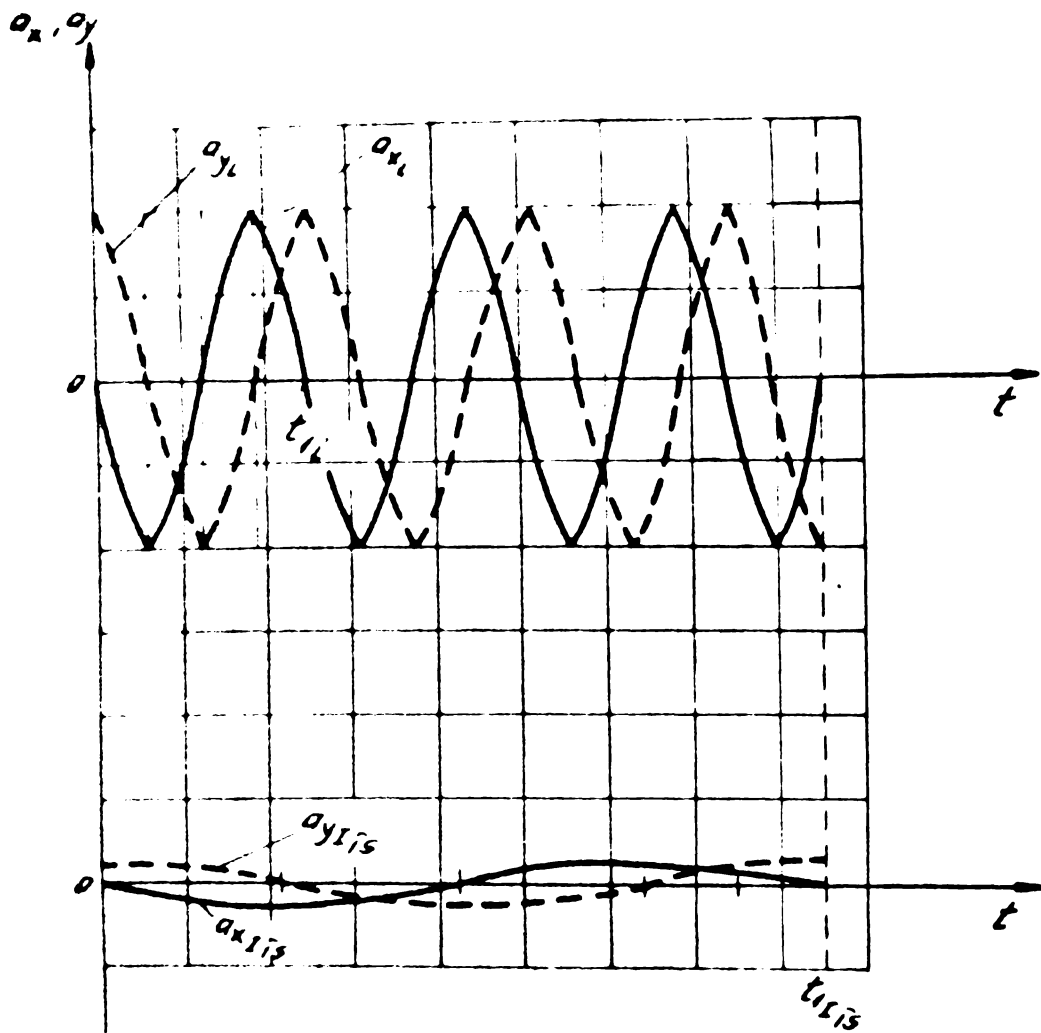


Fig.49 Variația componentelor accelerației colțului cu timpul

pentru treapta I_{1s} . Reprezentarea este făcută pentru timpul t_{11s} , care, așa cum s-a arătat mai înainte (pag.50), este timpul necesar rotorului de grăpă spre a efectua o tură completă. După cum se observă, în acest timp, componentele accelerației colțului, la folosirea oricărei trepte de viteză, cu priză independentă, variază de-a lungul a circa 3,5 perioade. Totodată, diferența de amplitudine este foarte ușor de sesizat.

Accelerația unui punct oarecare -P- de pe colțul A este dată de relația:

$$a_p = \sqrt{a_x^2 + a_y^2} = \sqrt{\omega^4 r^2 \cdot \sin^2 \varphi + \omega^4 r^2 \cdot \cos^2 \varphi} = \omega^2 r, \quad (43)$$

relație din care se poate observa că valoarea absolută a accelerației este de natura unei accelerații normale.

În concluzie, la funcționarea grapei rotative va exista contactul colț - particulă de sol, cel puțin o perioadă, timp în care componenta tangențială a accelerației este nulă. Particulele nu vor fi deci aruncate de către colți în momentul contactului cu aceștia, ci vor fi sfărâmate în spațiul dintre suprafața activă a colților și particulele de sol vecine.

- Spațiul parcurs de colț într-o perioadă de rotație

Deoarece mișcarea colților este periodică, de perioadă egală cu perioada de rotație a rotorului, interesează numai spațiul parcurs într-o perioadă de rotație a rotorului grapei T_j , specifică fiecărei trepte de viteză și care se poate calcula cu relația generală:

$$S_j = \int_0^{T_j} v_{cj} \cdot dt, \quad (44)$$

în care:

T_j - perioada de rotație specifică treptei de viteză folosite;

s_j - spațiul corespunzător lui T_j ;

$v_{cj} = v_{mj} \sqrt{1 + \lambda_j^2 + 2\lambda_j \cos \omega_j t}$ - viteza colțului corespunzătoare treptei de viteză în care se lucrează.

Se particularizează problema, făcînd pe $\omega_j t = \varphi_j$ și integrarea se va face în funcție de unghiul descris de colț, astfel că:

$$s_j = v_{mj} \int_0^{T_j} \sqrt{1 + \lambda_j^2 + 2\lambda_j \cos \omega_j t} \cdot dt \quad (45)$$

va trece în:

$$s_j = \frac{v_{mj}}{\omega_j} \int_0^{2\pi} \sqrt{1 + \lambda_j^2 + 2\lambda_j \cos \varphi_j} \cdot d\varphi, \quad (45')$$

sau:

$$e_j = \frac{r}{\lambda_j} \int_0^{2\pi} \sqrt{1 + \lambda_j^2 + 2\lambda_j \cos \varphi_j} \cdot d\varphi \quad (46)$$

Deoarece funcția de integrat nu admite o primitivă exprimată printr-un număr finit de funcții elementare, se va folosi metoda Simpson de rezolvare aproximativă a integralei I_j .

Conform metodei respective:

$$\int_a^b f(x) dx \approx \frac{h}{3} (y_0 + 4y_1 + 2y_2 + 4y_3 + \dots + 2y_{n-2} + 4y_{n-1} + y_n), \quad (47)$$

unde:

$$h = \frac{b-a}{n}; \quad n - \text{numărul de intervale în care se împarte } [a, b];$$

$$y_i = f(x_i); \quad i = 0; 1; 2; \dots; n.$$

Cu acestea:

$$\int_0^{2\pi} \sqrt{1 + \lambda_j^2 + 2\lambda_j \cos \varphi_j} \cdot d\varphi = I_j,$$

iar e_j va fi:

$$e_j = \frac{r}{\lambda_j} I_j. \quad (48)$$

Pentru fiecare treaptă de viteză se va calcula valoarea integralei I_j , făcînd:

$$n = 8; \quad h = \frac{2\pi}{8} = \frac{\pi}{4} \quad \text{și} \quad r_j(\varphi) = \sqrt{1 + \lambda_j^2 + 2\lambda_j \cos \varphi_j},$$

astfel încît:

$$I_j = \frac{\pi}{12} \left[2|\lambda_j + 1| + 2|\lambda_j - 1| + 4\sqrt{1 + \lambda_j^2} + 8\sqrt{1 + \lambda_j^2 + \lambda_j\sqrt{2}} + 8\sqrt{1 + \lambda_j^2 - \lambda_j\sqrt{2}} \right] \quad (49)$$

Erroarea rezultată, notată cu $R_8(f)$ va fi, în valoare absolută:

$$|R_s (f)| \leq \frac{(b-a)^5}{2880 n^4} M_4, \quad (50)$$

unde:

M_4 - maximumul valorii absolute a derivatei de ordinul IV al funcției $f_j(\varphi)$, adică

$$f_j^{IV}(\varphi) \leq M_4.$$

Tabelul 8 Valorile lui s_j , funcție de λ_j și I_j și ale lui Γ .

Treapta	Priza de putere	I_f	I_r	II_f	II_r	III_f	III_r	IV_f	IV_r
λ_j	s	constant 1,3							
	i	4,35	2,93	2,7	1,82	1,94	1,3	1,46	0,98
$\lambda_j + 1$	s	constant 2,3							
	i	5,35	3,93	3,7	2,82	2,94	2,3	2,46	1,98
$ \lambda_j - 1 $	s	constant 0,3							
	i	3,35	1,93	1,7	0,82	0,94	0,3	0,46	0,02
$\sqrt{1 + \lambda_j^2}$	s	constant 1,64							
	i	4,46	3,1	2,88	2,1	2,18	1,64	1,77	1,4
$\sqrt{1 + \lambda_j^2 + \lambda_j \sqrt{2}}$	s	constant 2,13							
	i	5,1	3,7	3,47	2,62	2,74	2,13	2,27	1,83
$\sqrt{1 + \lambda_j^2 - \lambda_j \sqrt{2}}$	s	constant 0,93							
	i	3,71	2,33	2,12	1,32	1,42	0,93	0,96	0,76
$\lambda_j = I_j \frac{12}{\pi}$	s	constant 36,24							
	i	105,72	72,36	67,04	47,2	49,76	36,24	38,76	30,32
I_j	s	constant 9,42							
	i	27,48	18,81	17,43	12,27	12,94	9,42	10,1	7,88
$s_j = \frac{r}{\lambda_j} I_j$	s	constant 1,81							
	i	1,58	1,6	1,61	1,68	1,67	1,81	1,73	2
s_j^1	s	constant 1,2							
	i	0,36	0,53	0,58	0,86	0,8	1,19	1,07	1,58
$\Gamma = \frac{s_j}{s_j^1}$	s	constant 1,5							
	i	4,4	3	2,8	2	2,1	1,5	1,6	1,3

In tabelul 8 sînt date valorile spațiului s_j , parcurs de un colț la o rotație completă a rotorului grapei, în funcție de λ_j și de I_j , precum și valorile termenilor din relația lui I_j (49), pentru toate treptele de viteză la folosirea ambelor

prize de putere.

Pe ultima linie a tabelului 8 sînt prezentate valorile gradului de mărunțire a solului (Γ), care reprezintă raportul dintre spațiile s_j și s_j^1 parcurse de colț și respectiv de agregat într-o perioadă, iar în fig. 50 este reprezentată variația gradului de prelucrare cu treapta de viteză folosită, la utilizarea prizelor de putere independentă și sincronă.

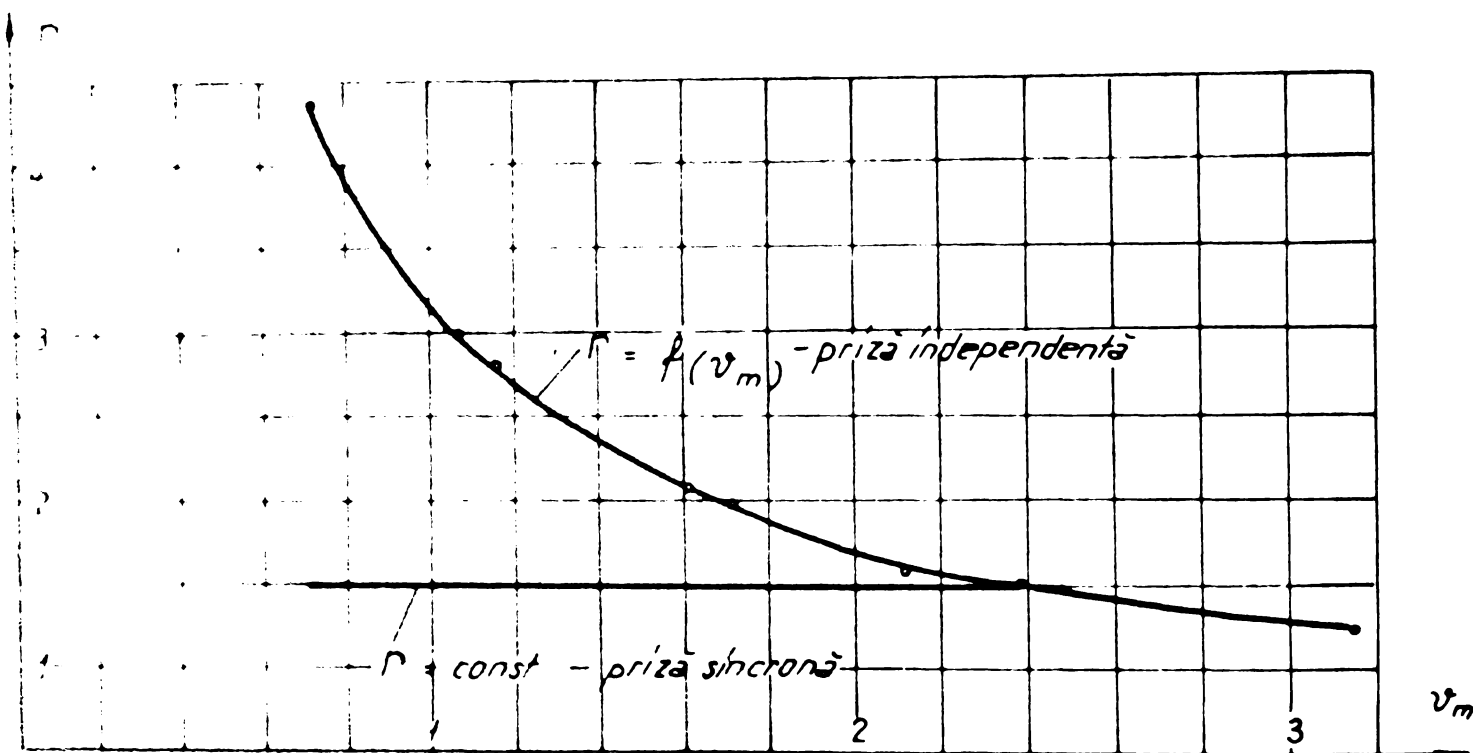


Fig.50 Variația gradului de mărunțire Γ cu viteza de lucru

1.1.2. Dinamica colțului; rezistența la înaintare a colțului grapei

Cînd un punct material se deplasează într-un mediu rezistent, rezistența opusă la înaintare este de forma:

$$\vec{R} = -\varphi(v) \cdot \frac{\vec{v}}{v} = -\varphi(v) \text{ versor } \vec{v},$$

deci are sens opus vitezei și are mărimea dată de funcția $\varphi(v)$. Aceasta este o funcție nenegativă (dacă ar fi negativă, R ar ajuta deplasarea, nu i s-ar opune) și este crescătoare cu v .

În funcție de mediu, se dau în literatură diferite expresii pentru $\varphi(v)$, ca:

$$\varphi(v) = \alpha v, \quad \alpha > 0$$

$$\varphi(v) = \alpha v^2,$$

$$\varphi(v) = P(v), \quad P(v) \text{ fiind un polinom în } v \text{ etc}$$

Mergîndu-se pe un $\varphi(v)$ oarecare, așa cum s-a văzut mai înainte:

$$\vec{R} = -\varphi(v) \text{ versor } \vec{v} ,$$

adică:

$$\vec{R} = \frac{\varphi(v)}{|\vec{v}|} \left\{ \left[\omega r \cdot \sin(\omega t - \theta_0) - v_m \right] \vec{i}_1 - \omega r \cdot \cos(\omega t - \theta_0) \vec{j}_1 \right\} . \quad (51)$$

ale cărei componente sînt:

$$\left. \begin{aligned} R_x &= \frac{\varphi(v)}{v} \left[\omega r \cdot \sin(\omega t - \theta_0) - v_m \right] \\ R_y &= - \frac{\varphi(v)}{v} \omega r \cdot \cos(\omega t - \theta_0) . \end{aligned} \right\} \quad (52)$$

Dacă se ia cea mai simplă formă a rezistenței:

$$\vec{R} = -\alpha v \quad \text{cu} \quad \alpha > 0$$

(adică se ia $\varphi(v) = \alpha v$) atunci:

$$\left. \begin{aligned} R_x &= \alpha \left[\omega r \cdot \sin(\omega t - \theta_0) - v_m \right] \\ R_y &= -\alpha \omega r \cdot \cos(\omega t - \theta_0) , \end{aligned} \right\} \quad (53)$$

și variațiile lor sînt evidente, adică, pentru colțul A:

$$\left. \begin{aligned} R_x &= -\alpha (v_m + \omega r \cdot \cos \varphi) \\ R_y &= -\alpha \omega r \cdot \sin \varphi , \end{aligned} \right\} \quad (54)$$

semnul indicînd aici sensul lor față de sensul vitezei.

Reprezentarea grafică a variației componentelor R_x și R_y este prezentată în figurile 51 și 52, făcîndu-se observația că graficul lui R_x (ca și al lui v_{cx}) taie sau nu axa $O\varphi$ în funcție de raportul în care se găsesc cele două viteze v_m și ωr . După cum se vede, alura celor două curbe este asemănătoare cu alura curbelor de variație a componentelor vitezelor colțului.

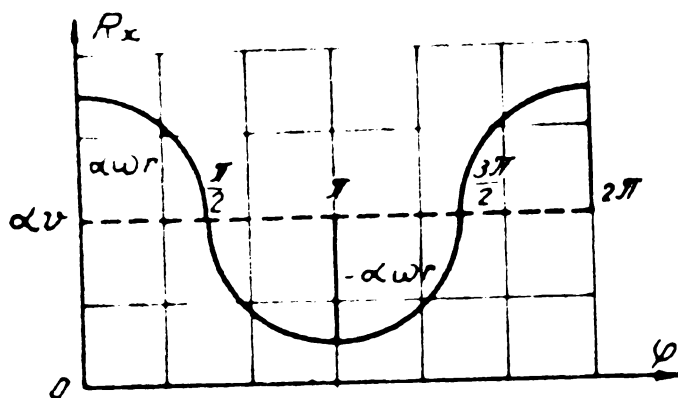


Fig.51 Variația componentei R_x la o rotație completă a grapei

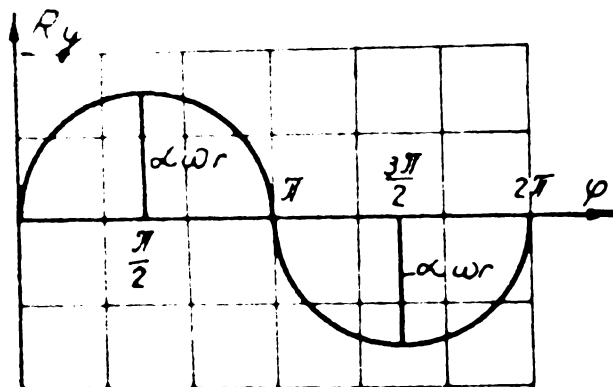


Fig.52 Variația componentei R_y la o rotație completă a grapei

Pentru un $\varphi(v)$ oarecare, expresiile componentelor colțului Δ [se face în (52) $\theta_0 = \frac{\pi}{2}$] sînt:

$$\left. \begin{aligned} R_x &= - \frac{\varphi(v)}{v} (\omega r \cdot \cos \varphi + v_m) \\ R_y &= - \frac{\varphi(v)}{v} \omega r \cdot \sin \varphi . \end{aligned} \right\} \quad (55)$$

Intrucît nu se cunoaște forma funcției $\varphi(v)$, în continuare se stabilește o relație accesibilă pentru calcularea valorii practice a componentei R_x , care ne interesează. Astfel, dacă în cazul grapelor cu colți neacționați (grape tîrîte) se consideră:

k - rezistența specifică a grapei [N/m] și

b - lățimea de lucru a unui colț [m] (fig.53), atunci rezistența la înaintare a grapei este:

$$R = k \cdot b \quad [N] \quad (56)$$

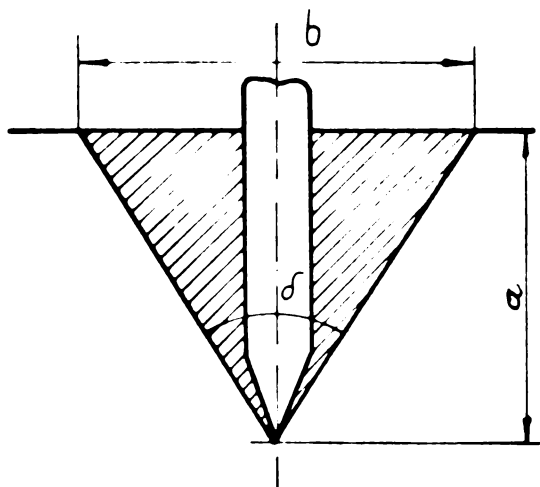


Fig.53 Secțiune transversală în „urma”
lăsată de colț în sol

În cazul grapei cu colți acționați însă, apare, în plus, o rezistență datorată antrenării, de către colții în mișcare, a stratului de sol, care poate fi determinată cu relația:

$$R_x = \frac{dm}{dt} \cdot v_s, \quad [N] \quad (57)$$

în care:

$\frac{dm}{dt}$ - variația masei de sol antrenate, în unitatea de timp [kg/s];

v_s - viteza stratului de sol antrenat. [m/s].

Dar:

$$\frac{dm}{dt} = \frac{1}{2} \rho a b v_s, \quad [kg/s] \quad (58)$$

unde:

ρ - masa volumetrică a solului, [kg/m³]

și atunci:

$$R_x = \frac{1}{2} \rho a b v_s^2 \cdot [N] \quad (59)$$

Dacă se consideră că într-un interval de timp infinit mic - dt - viteza stratului de sol - v_s - este egală cu viteza colțului - v_c - a cărei valoare este cunoscută:

$$v_c = v_m \sqrt{1 + \lambda^2 + 2 \lambda \cos \varphi}$$

și a cărei componentă pe direcția de înaintare este:

$$v_{cx} = v_m (1 + \lambda \cos \varphi),$$

atunci, făcându-se înlocuirile respective, se obține:

$$R_x = \frac{1}{2} \rho a b v_m^2 (1 + \lambda \cos \varphi)^2. \quad (60)$$

Rezistența medie a colțului de grapă la o tură completă a rotorului este:

$$\begin{aligned} R_{xm} &= \frac{1}{2} \rho a b v_m^2 \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} (1 + \lambda \cos \varphi)^2 d\varphi = \\ &= \frac{1}{2} \rho a b v_m^2 \frac{1}{2\pi} \left[\int_0^{2\pi} d\varphi + 2\lambda \int_0^{2\pi} \cos \varphi d\varphi + \lambda^2 \int_0^{2\pi} \cos^2 \varphi d\varphi \right] = \\ &= \frac{1}{2} \rho a b v_m^2 \frac{1}{2\pi} \left(\varphi \Big|_0^{2\pi} + 2\lambda \sin \varphi \Big|_0^{2\pi} + \lambda^2 \frac{1}{2} \varphi \Big|_0^{2\pi} + \frac{\lambda^2}{4} \sin 2\varphi \Big|_0^{2\pi} \right) = \\ &= \frac{1}{2} \rho a b v_m^2 \frac{1}{2\pi} (2\pi + \lambda^2 \pi) = \frac{1}{2} \rho a b v_m^2 \frac{1}{2\pi} \pi (\lambda^2 + 2) = \\ &= \frac{1}{4} \rho a b v_m^2 (\lambda^2 + 2). \quad (61) \end{aligned}$$

Rezistența totală medie a colțului grapei acționate va fi deci suma celor două rezistențe, adică:

$$\begin{aligned} R_{xc} &= R + R_{xm} = kb + \frac{1}{4} \rho a b v_m^2 (\lambda^2 + 2) = \\ &= b \left[k + \frac{1}{4} \rho a v_m^2 (\lambda^2 + 2) \right] = k_2 b, \quad (62) \end{aligned}$$

din care se vede că valoarea lui k_2 este funcție și de indicele cinematic λ al grapei rotative.

1.2. Rezistența la înaintare a grapei rotative acționate

Aceasta se obține din relația:

$$R_{xt} = S \cdot z \cdot k_2 \cdot b, \quad [N] \quad (63)$$

în care:

S - numărul rotoarelor grapei;

z - numărul colților de pe rotor.

Pentru verificarea valabilității relațiilor teoretice obținute mai înainte, s-a recurs la ajutorul calculatorului elec-

tronic FELIX C-256 de la Centrul teritorial de calcul electronic din Craiova, realizându-se tabelarea valorilor unei relații de forma:

$$R_2 = k_2 B = S \cdot z \cdot k + \frac{1}{4} \rho a B v_m^2 (\lambda^2 + 2) = 24 k + \frac{3}{4} \rho a v_m^2 (\lambda^2 + 2),$$

[] (63')

relație, în care, așa cum se arăta:

$$S = \text{const.} = 6 \text{ [rotoare]};$$

$$z = \text{const.} = 4 \text{ [colți/rotor]};$$

$$B = \text{const.} = 3 \text{ [m]};$$

$$k = 20; 21; \dots; 25 \text{ [N/colț]};$$

$$\rho = 800; 900; \dots; 1600 \text{ [kg/m}^3\text{]};$$

$$a = 0,07; 0,08; \dots; 0,11 \text{ [m]};$$

$$(v_m; \lambda) = (0,717; 4,35), (0,717; 1,3) - \text{viteza } I_f \text{ (i și s)};$$

$$(1,063; 2,93), (1,063; 1,3) - \text{viteza } I_r \text{ (i și s)};$$

$$(1,154; 2,7), (1,154; 1,3) - \text{viteza } II_f \text{ (i și s)};$$

$$(1,606; 1,94), (1,606; 1,3) - \text{viteza } III_f \text{ (i și s)};$$

$$(1,714; 1,82), (1,714; 1,3) - \text{viteza } II_r \text{ (i și s)};$$

$$(2,135; 1,46); - \text{viteza } IV_f \text{ (i)};$$

$$(2,375; 1,3) - \text{viteza } III_r \text{ } (\lambda=1,3 \text{ pt. i și s)};$$

$$(3,16; 0,98); - \text{viteza } IV_r \text{ (i)}.$$

Ca urmare, $k_2 B = R_2$ (sau R_{xt}) reprezintă rezistența la înaintarea grapelor rotative acționate de la priza de putere, în N.

Se subliniază că s-a calculat această rezistență totală și nu rezistența specifică - k_2 - deoarece astfel, comparația valorilor obținute pe calculator cu valorile experimentale se poate face direct.

Programul realizat, ca și schema logică de principiu a sa (fig. 54) sînt prezentate în continuare.

Din listing, pentru ceea ce interesează în continuare, s-au extras valorile necesare ale lui R_2 , în vederea aprecierii variației valorilor în atenție. Astfel, după cum se

FORTRAN 00.00 SCALIA 28/11/77 10.32.13

```

1 DIMENSION VM (13),XL(13)
2 READ 4 , B
3 FORMAT (F2.0)
4 READ 2,(VM(I),I=1,13).(XL(I),I=1,13)
5 FORMAT (13F5,3/13F4.2)
6 DO 1 I=20,25
7 DO 1 I1=8,16
8 DO 1 I2=7,11
9 DO 1 I3 =1,13
10 IRO=I1*100
11 A=0,01*12
12 R2=24.*I+(I2*B*I1*VM(13)*VM(13)*(XL(13)*XL(13)+2))/4.
13 PRINT 3,I,IRO,VM(13),XL(13),R2
14 FORMAT(10X,'K=',12,5X,'RO=',I4,5X,'A=',F4.2,5X,'VM=',F8.3,5X,'LARD
15 CA=',F8.3,10X,'R2=',F8.3)
16 STOP
17 END

```

FORTRAN 00.00 SCALIA 28/11/77 10.32.13

MODULES	FORMATS	TYPE	P	LONGUEUR	07A0 (00928)

LINK 15.06.04 28/11777 10H33M16S

IMPLANT. APRES TRAITEMENT. OPTION FMS

SEGMENT FMSDATA NO 1 IMPLANTATION 0
LONGUEUR DU SEGMENT 3BB8

LINK 15.06.04 28/11777 10H33M16S

ERREUR EN EDITION DE LIENS
ADRESSE DE LANCEMENT 240
LONGUEUR PLUS GRANDE BRANCHE 3BB8
LONGUEUR DU PROGRAMMA EDITE 3BB8

PLUS HAUT NIVEAU D'ERREUR RENCONTRÉ N=0 (PAS D'ERREUR)

0026 SGOALIA AN = GGGG PH = 0002 DATE = 28/11/77

H:DEB = 10H 32M 26S H.FIN = 10H 33M 21S TIME = 00000804

LAP = 00043 MEM = 00011 LO = 000048 IN = 00000 OUT = 00000

PR = 01 CR = 01

RUN TIME : 90, NL: 524000

STARTED



Fig.54 Schema logică de principiu a programului

poate vedea din tabelul 9, valorile lui R_2 sînt crescătoare cu viteza de lucru. Se face observația că s-au extras din program valorile numai pentru adîncimea maximă de lucru a colțurilor (0,11 m), pentru a se obține valorile maxime acoperitoare ale lui R_2 .

Tabelul 9. Valorile lui R_2 , funcție de viteză, priză și k .

Treapta	Viteza [m/s]	λ	k	R_2
I_{fs}	0,717	1,31	20	653
			21	677
			22	701
			23	725
			24	749
			25	773
I_{fi}	0,717	4,35	20	1456
			21	1480
			22	1504
			23	1528
			24	1552
			25	1576
I_{rs}	1,063	1,31	20	861
			21	885
			22	909
			23	933
			24	957
			25	981
I_{ri}	1,063	2,93	20	1565
			21	1589
			22	1613
			23	1637
			24	1661
			25	1685
II_{fs}	1,154	1,31	20	929
			21	953
			22	977
			23	1001
			24	1025
			25	1049

Treapta	Viteza [m/s]	λ	k	R ₂
II _{fi}	1,154	2,7	20	1602
			21	1626
			22	1650
			23	1674
			24	1698
			25	1722
II _{re}	1,714	1,31	20	1470
			21	1494
			22	1518
			23	1542
			24	1566
			25	1590
II _{ri}	1,714	1,82	20	1896
			21	1920
			22	1944
			23	1968
			24	1992
			25	2016
III _{re}	1,606	1,31	20	1349
			21	1373
			22	1397
			23	1421
			24	1445
			25	1469
III _{fi}	1,606	1,94	20	1829
			21	1853
			22	1877
			23	1901
			24	1925
			25	1949
III _r (e si i)	2,375	1,31	20	2382
			21	2406
			22	2430
			23	2454
			25	2502

Treapta	Viteza [m/s]	λ	k	R_2
IV _I	2,135	1,46	20	2189
			21	2213
			22	2237
			23	2261
			24	2285
			25	2309
IV _F	3,16	0,98	20	3162
			21	3186
			22	3210
			23	3234
			24	3258
			25	3282

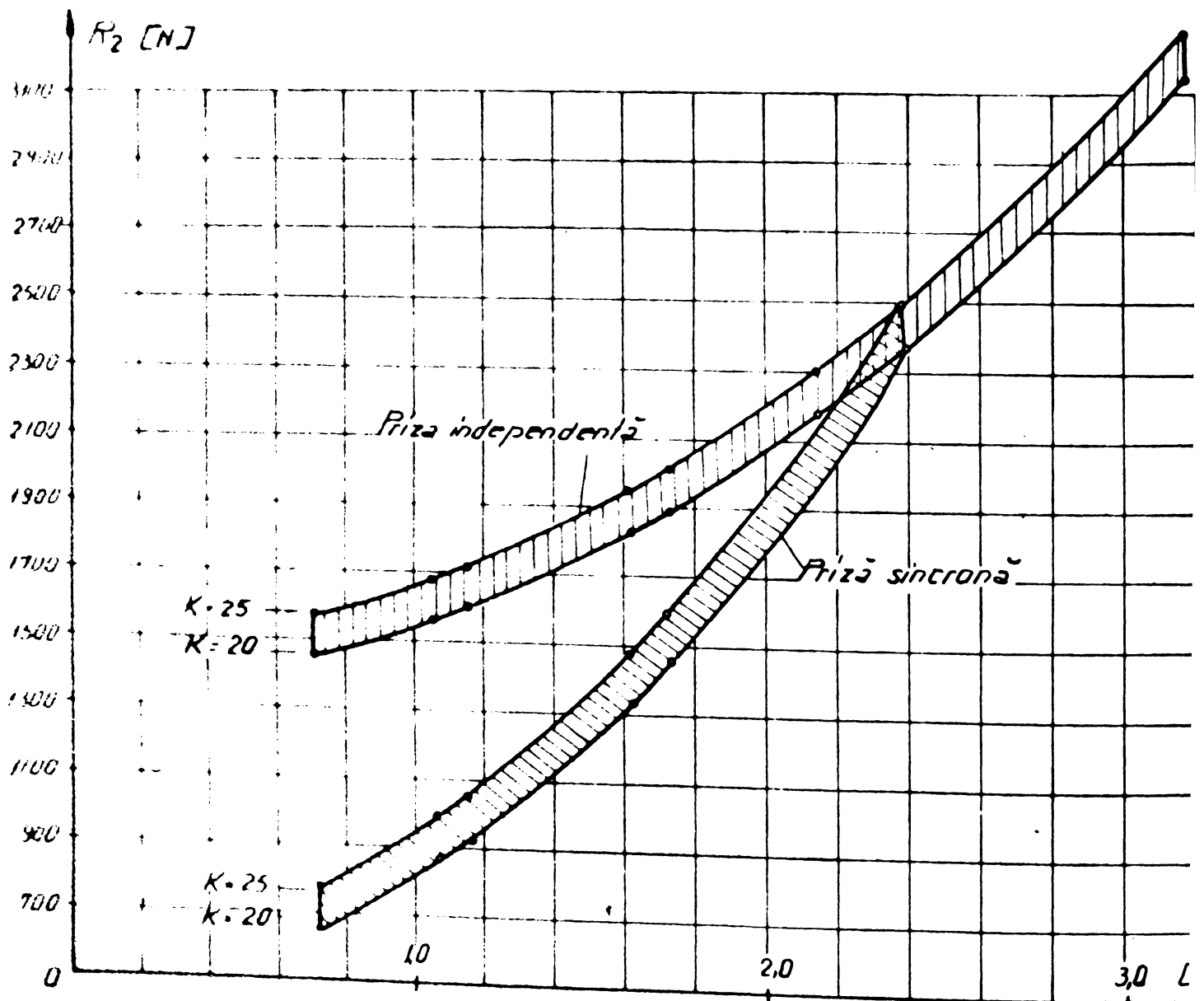


Fig.55 Variația forței de rezistență R_2 a grapei rotative cu viteza de lucru teoretică

Cu valorile din tabelul 9 s-au reprezentat, la scară, variațiile lui R_2 în funcție de viteza de lucru a agregatului (fig.55), atât la folosirea prizei de putere sincrone cît și a celei independente.

Capitolul 2. Grapa rulantă elicoidală

Așa cum se arăta la începutul părții a doua, grapa rulantă elicoidală constituie, în ordinea intervenției în procesul de lucru al combinatorului realizat, ultimul component, care trebuie să realizeze mărunțirea optimă a bulgărilor de sol, nivelarea terenului și tasarea superficială a patului germinativ, toate acestea prin rularea pe suprafața terenului a unei sîrme din oțel înfășurată după o elice pe suprafața laterală a unui tambur cilindric realizat din discuri și vergele, de asemenea din oțel.

Cele trei grape rulante, avînd fiecare o lățime de lucru de 1 metru, sînt prinse articulat la cadrul grapei rotative cu colți, putîndu-se fixa în diferite poziții pe verticală.

Dacă grapa respectivă rulează pe sol fără patinare [65], un punct A de pe ea (fig. 56) se va găsi, la un moment t , în punctul B determinat astfel încît lungimea arcului \widehat{CA} să fie

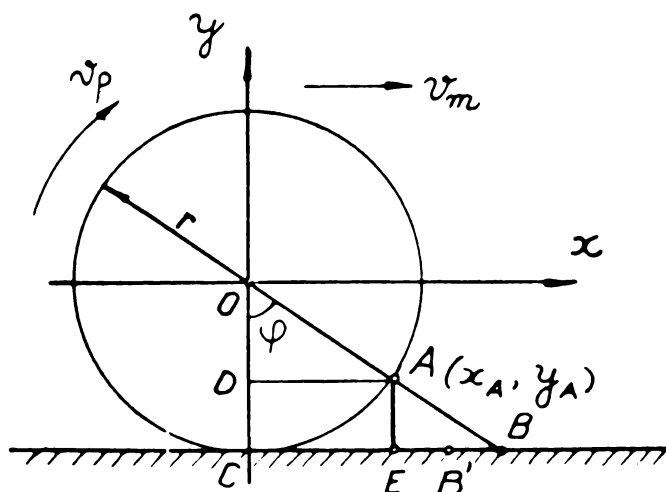


Fig.56 Deplasarea unui punct de pe grapa rulantă elicoidală

egală cu lungimea segmentului CB .

Spațiul parcurs de punctul A pe direcția de lucru este:

$$S = CB - AD = CB - CE = r(\varphi - \sin \varphi). \quad (64)$$

In același timp însă, punctul A se deplasează și pe verticală, cu o distanță:

$$S' = \Delta E = r(1 - \cos \varphi) \quad (65)$$

Intr-un sistem de coordonate mobil, atașat punctului A, aceste ecuații reprezintă coordonatele punctului A și definițiile ecuațiilor sale de mișcare. Se poate scrie deci:

$$\left. \begin{aligned} x_A &= r\dot{\varphi} - r.\sin \varphi \\ y_A &= r - r.\cos \varphi \end{aligned} \right\} \quad (66)$$

In realitate însă, mișcarea de rostogolire are loc, de regulă, cu o patinare mai mare sau mai mică, ceea ce face ca punctul A să ajungă de fapt într-un punct B; mai apropiat de C decât punctul B.

Patinarea grapelor rulante a fost pusă în evidență de cercetători din R.F.G. [65], care au folosit în acest scop un cadru de măsurat, pe care grapele au fost montate în tandem (fig.57). Cadrul de măsurat permite, cu ajutorul tahometrelor electrice 5, 6 și 7, determinarea valorii patinării,

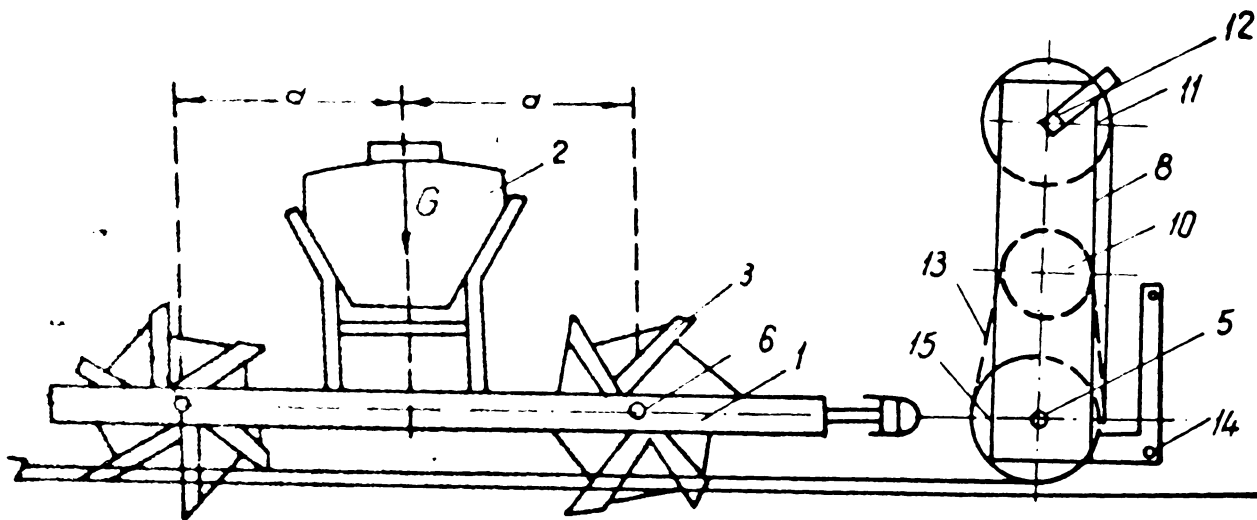


Fig.57 Cadrul de măsurat patinarea grapei rulante pentru diferite încărcări G și la diferite viteze de lucru. La fiecare rotație a grapei rulante, deci la fiecare rotație a rolei de cablu 15, se emit și se numără patru impulsuri. Unghiul de înfășurare a cablului este mărit de rola intermediară 10, pentru ca distanța să poată fi măsurată cu precizie pe

cablul care se desfășoară. Traductorul hidraulic 13 determină forța de tracțiune necesară, valoarea acestora înregistrându-se.

Patinarea δ se definește ca fiind raportul dintre diferența deplasării punctului pe orizontală fără patinare și cu patinare și deplasarea sa fără patinare, adică:

$$\delta = \frac{CB - CB'}{CB} \quad (67)$$

de unde:

$$CB - \delta CB = CB' = r\varphi$$

și deci:

$$CB = \frac{r\varphi}{1 - \delta} \quad (68)$$

Din relația (68) se poate vedea că, în cazul patinării, va trebui să înlocuim în (66) pe $r\varphi$ prin $\frac{r\varphi}{1 - \delta}$, astfel că se ajunge la:

$$\left. \begin{aligned} x_A &= \frac{r\varphi}{1 - \delta} - r \cdot \sin \varphi \\ y_A &= r (1 - \cos \varphi) \end{aligned} \right\} \quad (69)$$

Se observă că relațiile (66) pot fi obținute din (69), în cazul în care nu există patinare ($\delta = 0$).

Pentru determinarea vitezei punctului A, se înlocuiește în (69) φ prin ωt , și atunci:

$$\left. \begin{aligned} x_A &= r \left(\frac{\omega t}{1 - \delta} - \sin \omega t \right) \\ y_A &= r (1 - \cos \omega t), \end{aligned} \right\} \quad (70)$$

relații care, derivate, vor da componentele vitezei:

$$\left. \begin{aligned} x'_A = v_x &= r \omega \left(\frac{1}{1 - \delta} - \cos \omega t \right) \\ y'_A = v_y &= r \omega \sin \omega t. \end{aligned} \right\} \quad (71)$$

Făcînd derivata a doua a relațiilor (70) se obțin componentele accelerației:

$$\left. \begin{aligned} x_{\Lambda}'' &= a_x = r \omega^2 \sin \omega t \\ y_{\Lambda}'' &= a_y = r \omega^2 \cos \omega t . \end{aligned} \right\} \quad (72)$$

Cu ajutorul relațiilor (71) se poate determina ecuația hodografului vitezelor punctului Λ , astfel:

$$\left. \begin{aligned} v_x &= \frac{r \omega}{1 - \delta} = - r \omega \cos \omega t \\ v_y &= r \omega \sin \omega t . \end{aligned} \right\} \quad (71)$$

Ridicînd la pătrat se obține:

$$\left. \begin{aligned} \left(v_x - \frac{r \omega}{1 - \delta} \right)^2 &= r^2 \omega^2 \cos^2 \omega t \\ v_y^2 &= r^2 \omega^2 \sin^2 \omega t , \end{aligned} \right\} \quad (73)$$

iar prin însumarea lor, ecuația hodografului vitezelor:

$$\left(v_x - \frac{r \omega}{1 - \delta} \right)^2 + v_y^2 = r^2 \omega^2 , \quad (74)$$

care este ecuația unui cerc de rază $r \omega$, cu centrul de coordonate:

$$O_H = O_H \left(\frac{r \omega}{1 - \delta} ; 0 \right) .$$

Pentru fiecare treaptă de viteză a tractorului va exista un anumit hodograf, vectorul viteză avînd punctul de aplicație în originea axelor (fig. 58) și virful pe cerc.

Acțiunea grapei rulante elicoidale asupra solului se poate aprecia cu ajutorul relațiilor (72), cu care se poate calcula și accelerația punctului Λ (în modul) :

$$a_{\Lambda} = \sqrt{a_x^2 + a_y^2} = r \omega^2 . \quad (75)$$

Din expresia modulului accelerației totale a punctului Λ se deduce că este vorba de o accelerație cu o componentă normală de valoare $r \omega^2$ și una tangențială nulă. Se poate deci afirma că forța de acțiune asupra solului este dirijată radial, acționînd deci în sensul sfărîmării solului și efectuînd simultan și tasarea lui la suprafață:

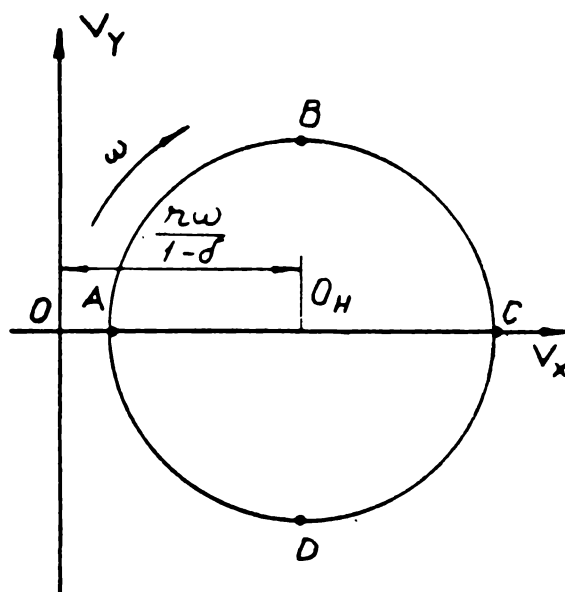


Fig.58 Modul de construcția a hodo-
grafului vitezei unui punct
de pe grapa rulantă

$$F = ma_A = mr\omega^2. \quad (76)$$

Deoarece masa nu variază (dacă grapa nu se încarcă suplimentar), forța va crește cu viteza de rotație a grapei, deci implicit cu viteza de lucru a agregatului.

Capitolul 3. Rezistența la înaintare a combinatorului și puterea de tracțiune necesară

Rezistența la înaintare a combinatorului reprezintă suma rezistențelor la înaintare ale componentelor sale, adică:

$$R_{\text{comb}} = R_1 + R_2 + R_3 \quad [\text{N}] \quad (77)$$

în care:

$R_1 = k_1 B_1$ - rezistența grapei cu discuri;

$R_2 = S.z.k_2.b$ - rezistența grapei rotative acționate;

$R_3 = k_3 B_3$ - rezistența grapei rulante elicoidale,

unde:

k_i - rezistențele specifice la înaintare $[\text{N/m}]$,

B_i - lățimile efective de lucru $[\text{m}]$.

Făcându-se înlocuirile respective în (77) se obține:

$$R_{\text{comb}} = k_1 B_1 + S z k_2 b + k_3 B_3 \quad [\text{N}] \quad (77')$$

Aproximând, suficient de exact, că lățimile de lucru B_i sînt egale între ele, se poate considera:

$$B_1 = S z b = B_3 = B,$$

în care caz, rezistența combinatorului la înaintare ia forma simplificată:

$$R_{\text{comb}} = k_e \cdot B \quad (78)$$

în care:

$$k_e = k_1 + \left[k + \frac{1}{4} \rho a v_m^2 (\lambda^2 + 2) \right] + k_3 = k_1 + k_2 + k_3 \quad [\text{N/m}] \quad (79)$$

- rezistența echivalentă.

Pornind de la relația generală a puterii:

$$P = F v \quad [\text{W}]$$

avînd pe F în $[\text{N}]$ și pe v în $[\text{m/s}]$, puterea necesară acționării combinatorului este:

$$P_{\text{comb}} = R_{\text{comb}} \cdot v_m \cdot 10^{-3}, \quad [\text{kW}] \quad (80)$$

respectiv:

$$P_{\text{comb}} = 1,36 R_{\text{comb}} \cdot v_m \cdot 10^{-3} \cdot [\text{CP}] \quad (80')$$

PARTEA ▲ TREIA. EXPERIMENTAREA COMBINATORULUI
REALIZAT

Capitolul 1. Descrierea combinatorului; construcția și caracteristicile tehnic principale; reglajele mașinii

Combinatorul realizat, în condițiile arătate, este o mașină purtată, cu posibilitatea de fixare în trei puncte la ridicătorul hidraulic al tractorului, servind pentru mărunțirea solului arat, printr-o singură trecere. El este alcătuit (fig. 59) dintr-un cadru dreptunghiular 1, realizat din țevă de

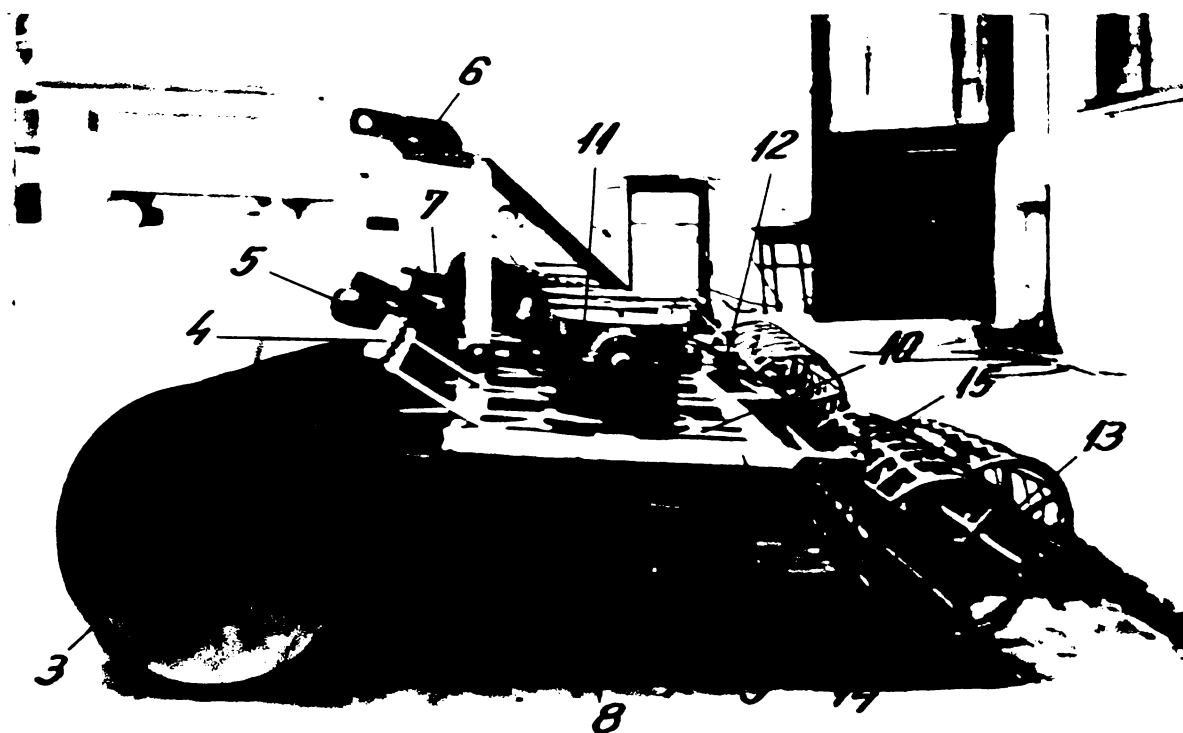


Fig.59 Părțile componente ale combinatorului

oțel sudată, cu diametrul exterior de 70 mm, pe care, ținând cont de sensul deplasării în timpul lucrului, la partea anterioară sînt sudați patru suporturi 2 pentru cele două baterii de discuri sferice 3, de la grapa GD-3,2 și suportii 4 ai răzuitoarelor discurilor. Cele două baterii de discuri sînt fixate rigid, pentru un unghi de atac al discurilor de $0,2093$ rad (12°), acesta fiind unghiul optim pentru sfărîmarea bulgărilor de sol, așa cum s-a stabilit în decursul încercărilor grapelor cu discuri, descrise în capitolul 1 al părții a doua a tezei. De asemenea, tot la partea anterioară a cadrului, în poziția centrală a acestuia, sînt sudate două brațe 5, cu cepuri, pe

care se prin brațele laterale ale ridicătorului hidraulic al tractorului. În urechile suportului demontabil 6 se montează capătul tirantului central al ridicătorului hidraulic. Tot la partea din față a cadrului și tot la mijlocul acestuia este montată transmisia centrală 7, care, printr-un arbore cardanic, primește mișcarea de la priza de putere a tractorului, necesară acționării grapelor rotative cu colți.

Sub cadru se găsesc cele șase rotoare 8, fiecare rotor fiind alcătuit dintr-o placă cu patru brațe, la capetele cărora sînt fixați, cu bride, colții de grapă 9, de secțiune rombică, cu vârful curbat.

Pe cadru sînt sudați suportii 10, pe care sînt montate grupurile conice 11 de acționare a rotoarelor 8 și suportul 12, pentru piciorul de sprijin al maginii în poziția de stocare.

La partea din spate a cadrului se găsesc trei cîmpuri de grapă rulantă 13, realizate prin înfășurarea după o elice, pe cîte un tambur cilindric realizat din cîte două discuri și cîte șase bare, a unei spire din sîrmă de oțel cu diametrul de 8 mm, pasul elicei fiind de 130 mm, iar diametrul cîmpurilor astfel realizate, de 260 mm. Cele trei cîmpuri de grape rulante sînt prinse articulat la cadrul combinatorului, cu ajutorul brațelor 14, din oțel lat, iar reglarea poziției lor pe verticală se realizează de la șuruburile 15.

Transmiterea mișcării de rotație de la transmisia centrală 7 la grupurile conice 11 ale rotoarelor de grapă se realizează prin două transmisii de lanț 6 (fig.28), la rotoarele centrale, iar de la acestea spre rotoarele laterale, prin transmisii cardanice (fig.28), raportul total de demultiplificare fiind, așa cum s-a arătat în partea a doua a tezei, de 4,5.

Caracteristicile tehnice principale ale mașinii

Tipul: purtată pe ridicătorul hidraulic.

Organele de lucru:

- două baterii a cîte nouă discuri sferice - GD-3,2;
- șase rotoare grape cu cîte patru colți, acționate;
- trei cîmpuri de grape rulante elicoidale.

Masa mașinii:

- bateriile de discuri cu suportii. 270 kg
- rotoarele de grape cu cadrul și transmisia 380 kg;

- grapele rulante cu brațele de prindere 130 kg;
- masa totală a combinatorului. 780 kg;
- Lățimea de lucru (prelucrare completă). 3 m
- Lungimea mașinii 1,65 m
- Adâncimea de lucru maximă:
 - a discurilor 0,14 m
 - a colților de grapă. 0,11 m
 - a spirelor grapelor rulante. 0,03 ÷ 0,04 m
- Viteza de lucru. funcție de trapta de viteză și de gradul necesar de mărunțire a solului (Γ-tabelul 8).

Reglajele mașinii

Reglarea adâncimii de lucru se asigură prin poziționarea corespunzătoare a manetei de comandă a distribuitorului hidraulic, mașina lucrând la adâncimea maximă în poziția „flotant”, poziție care asigură și urmărirea fidelă a denivelărilor terenului; de asemenea, prin poziționarea corespunzătoare, pe verticală, a grapelor rulante.

Reglajul orizontalității mașinii se efectuează prin stabilirea corespunzătoare a lungimii întinzătoarelor brațelor ridicătorului hidraulic și a lungimii tirantului central.

Turația rotoarelor grapei cu colți se schimbă automat prin modificarea treptei de viteză folosită și prin utilizarea fie a prizei de putere sincrone, fie a celei independente, obținându-se astfel cel mai potrivit indice cinematic λ și, în consecință, gradul de mărunțire Γ optim. Pentru a se putea obține și alte valori ale acestor parametri, se pot schimba roțile de lanț cu roți având alt număr de dinți, fie în sensul măririi, fie în sensul micșorării raportului total de demultiplicare, schimbarea respectivă putându-se face ușor și rapid.

Capitolul 2. Metodica experimentală

2.1. Parcela de experimentare

Combinatorul a fost experimentat, în vederea determinării indicilor energetici, a indicilor calitativi de lucru și a indicilor de exploatare în cadrul Stațiunii de cercetări viticole Stefănești-Argheș, într-un sol greu, recomandat de unitatea

amintită.

Caracteristicile parcelei de experimentare, determinate, după luarea probelor, în laboratoarele Oficiului de studii pedologice și agrochimice Pitești, sînt prezentate mai jos.

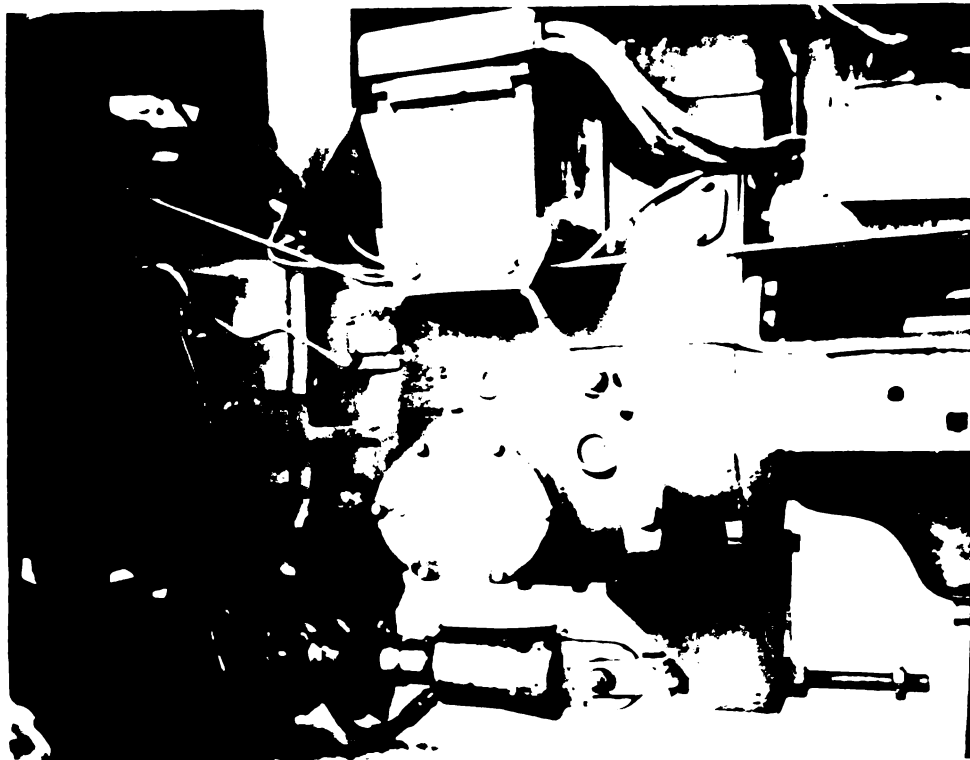


Fig. 60 Dinamometrul ramă

Parcela este situată la 300 m est de calea ferată Golești-Cîmpulung, lîngă pepiniera Goleasca.

Condiții generale de formare a solului: luncă plană, slab drenată extern.

Relief: plan, foarte slab înclinat.

Tip: sol greu de luncă.

Loca mamă: aluviuni fine, foarte slab carbonatice.

Descrierea morfologică:

0...22 cm (22 cm) cenușiu cu nuanță ruginie, textură moderat grosieră, luto-nisipos (LN), compact și reavăn;

22...35 cm (13 cm) cenușiu închis, textură lutoasă (L), compact, reavăn;

35...62 cm (27 cm) brun-cenușiu, structură alunară, textură lutoasă (L), poros, compact, reavăn;

62...80 cm (18 cm) cenușiu, structură alunară mică, textură lutoasă (L), poros, compact, reavăn;

80...150 cm (70 cm) brun-cenușiu cu nuanțe vineții, structură nuciformă, textură luto-argiloasă (LA) foarte fină, compact, reavăn.

Parcela a fost arată în luna iunie, la 20 cm adîncime, fără grăpare, apoi inundată, experimentarea avînd loc în luna august (1975).

Greutatea probei în așezare normală	62,20
Greutatea probei uscate	54,40
Masa volumetrică (densitate).	1,09 g/cm ³
Umiditatea (la 0...10 cm)	12,8%

După valoarea masei volumetrică, sol cu așezare normală.



Fig.61 Dinamograf hidraulic

Încercările s-au efectuat în această situație, subliniindu-se faptul că, atât la suprafață cît și în adîncime, solul prezentîndu-se exclusiv sub forma unor bulgări foarte mari și compacți, de ordinul 50 ... 80 cm, gradul de mărunțire și afînare fiind deci nule.

2.2. Aparatura de experimentare

Combinatorul a lucrat în agregat cu un tractor U-650 echipat cu: dinamometru-ramă (fig.60), dinamograf hidraulic (fig.61), aparat pentru determinarea consumului de combustibil și contoare de ture (fig.62), la ambele roți motoare. S-au folosit în plus: cronometru, jaloane și o ramă din scîmbe duri, de 1 x 1 m.



Fig.62 Contor de ture

2.3. Determinarea maselor părților componente ale combinatorului, a distribuției masei combinatorului pe reazeme și a centrului de greutate al mașinii.

Aceste determinări au fost necesare pentru a se putea obține valorile tuturor parametrilor care interesează, atât pentru fiecare element al combinatorului în parte cât și pentru întreaga mașină.

Stabilindu-se, prin cântărire, înainte de asamblarea generală, că o baterie de discuri (inclusiv suportii de montare la cadru) are o greutate de 1325 N și că un câmp de grapă rulantă elicoidală (inclusiv barele de prindere) are o greutate de 422 N, înseamnă că partea centrală a combinatorului (rotoarele grapelor acționate, cadrul și elementele de transmitere a mișcării) are greutatea de 3750 N.

În fig.63 se vede atât distribuția forțelor pe lungimea combinatorului cât și poziția centrului său de greutate, stabilită atât prin metoda analitică cât și prin metoda grafică.

Pentru determinarea poziției centrului de greutate, pe cale analitică, s-a făcut apel la teorema lui Varignon aplicată la forțe paralele în plan (fig. 63 a).

Conform acestei teoreme:

$$R = F_1 + F_2 + F_3 = 1270 + 3750 + 2650 = 7670, \quad [N]$$

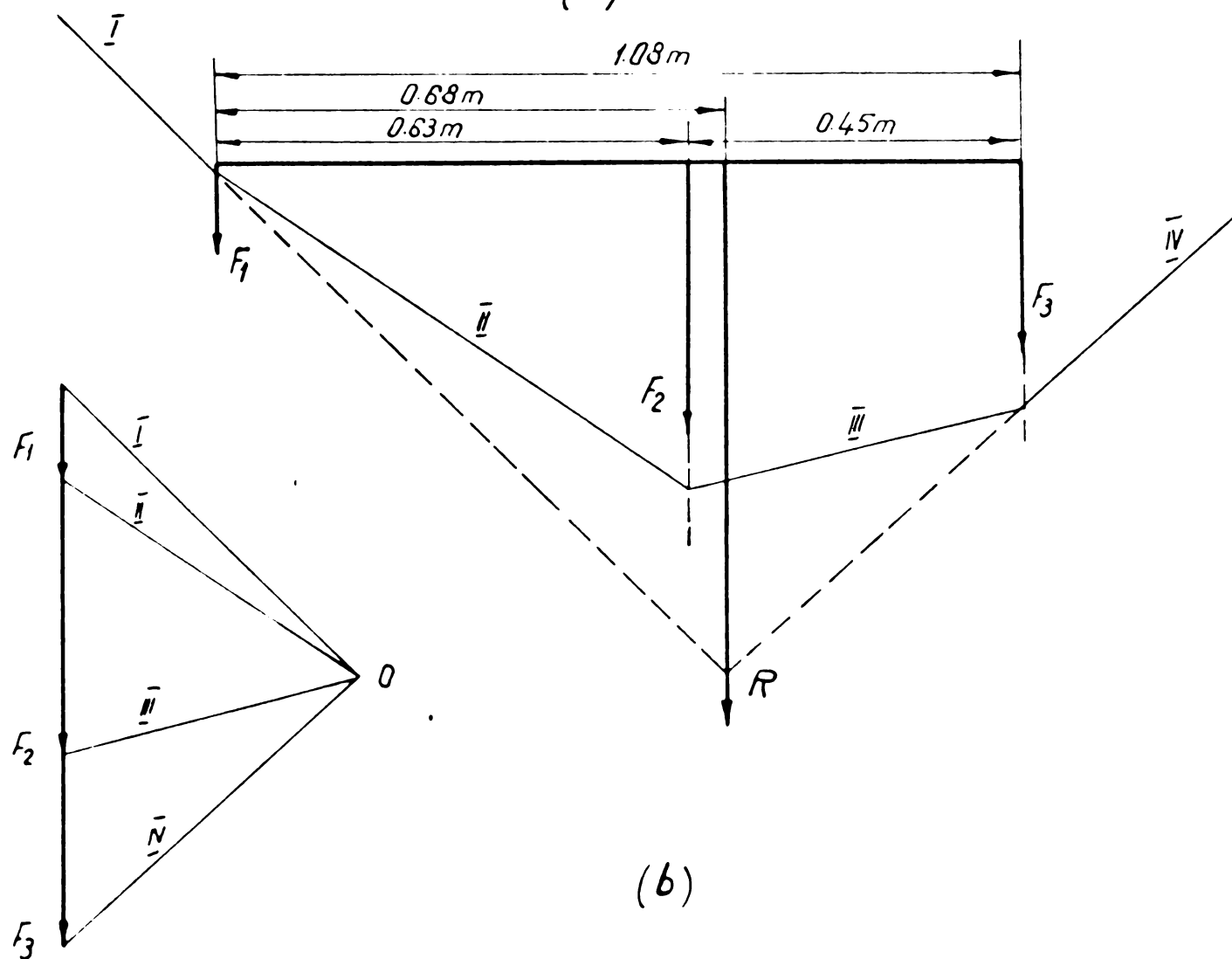
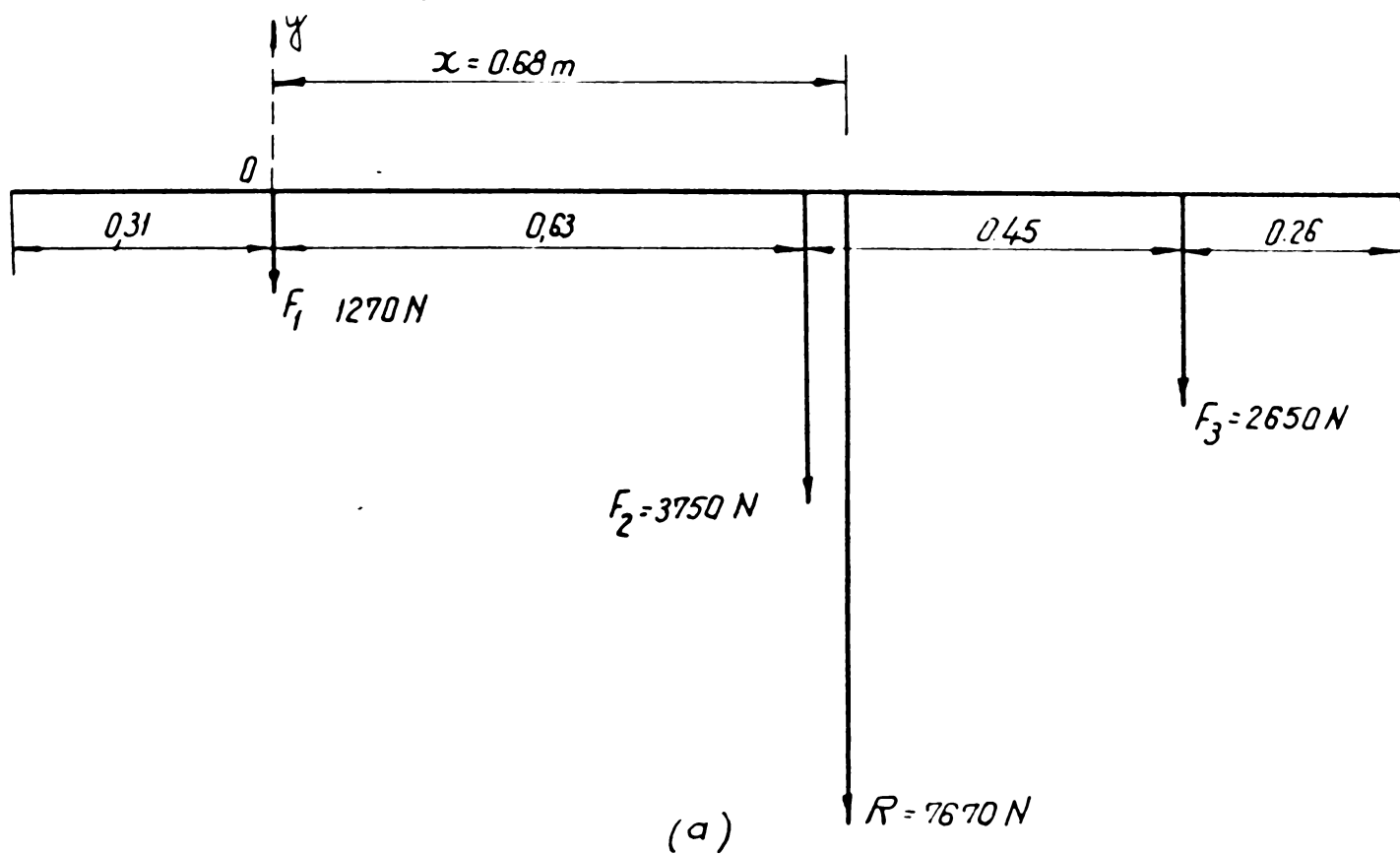


Fig.63 Distribuția forțelor pe lungimea combinatorului și poziția centrului său de greutate

$$M_{o(R)} = \sum_{i=1}^n M_{o(F_i)} = 0,63 \cdot 3750 + 1,08 \cdot 2650 = 5210. \text{ [Nm]}$$

De aici se scoate poziția punctului de aplicație:

$$x = \frac{M_{o(R)}}{R} = \frac{5210}{7670} = 0,68, \text{ [m]}$$

al rezultantei R.

Ca metodă grafică s-a folosit metoda poligonului funicular (fig.63 b).

Deoarece în partea centrală a combinatorului sprijinul acestuia poate fi neglijat, întreaga greutate se consideră a fi repartizată pe bateriile de discuri și pe grapele rulante elicoidale. Din fig. 64 se vede că, pe discuri apasă o forță de

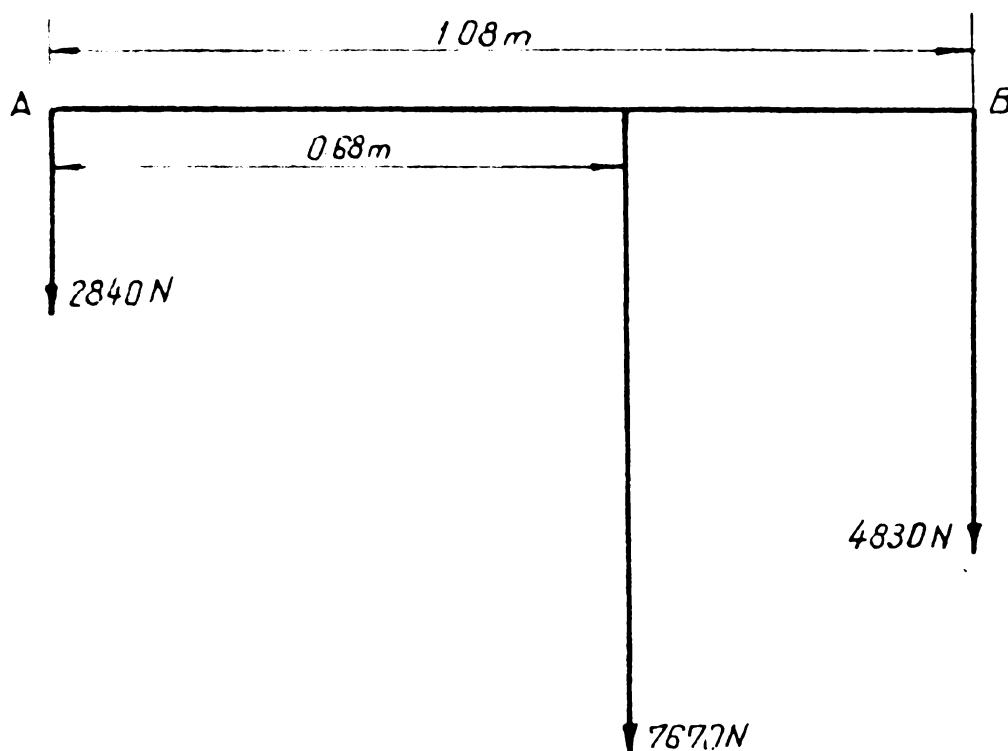


Fig.64 Distribuția greutăților pe discuri și pe grapele rulante

4830 N, corespunzătoare masei de 492 kg, iar pe grapele rulante o forță de 2840 N, corespunzătoare masei de 288 kg, așa cum s-a stabilit prin metoda cântăririi.

Capitolul 3. Indicii energetici de lucru ai combinatorului

Pe parcela experimentală stabilită, în vederea determinării atât a indicilor energetici cât și a indicilor calitativi

de lucru ai mașinii, s-au măsurat și jalonat parcursuri a câte 100 metri lungime, fiecare determinare în parte efectuându-se în patru repetiții și aplicându-se, pentru calcularea valorii fiecărui indice, relațiile recomandate de metodica CAER.

3.1. Forța medie de rezistență la tracțiune

Valorile tuturor forțelor medii care interesează au fost determinate prin planimetrarea dinamogramelor obținute și folosirea riglei gradate în $\text{kgf} \times 10^2$ a dinamografului hidraulic utilizat.

Prin urmărirea cât mai fidelă a conturului $AB y_1 y_n A$ s-au obținut diferitele suprafețe S (fig. 65 a). Impărțindu-se apoi valorile suprafețelor S care reprezintă de fapt un lucru mecanic exprimat în kgfm la lungimea $l = AB$ a dinamogramei (metri din parcurs) se obține valoarea medie a ordonatei, y_{med} :

$$y_{\text{med}} = \frac{S}{l}, \quad [\text{kgf}]$$

a cărei lungime se suprapune pe rigla gradată a dinamografului hidraulic (scala gradată R [$\text{kgf} \times 10^2$] din fig. 65), aflându-se astfel forța medie de rezistență la tracțiune R .

În fig. 65 a și b se prezintă, drept exemplu, variația forței de rezistență la tracțiune a bateriilor de discuri, în viteza a III-a rapidă și, respectiv, variația forței de rezistență la tracțiune a întregului combinator, în viteza III-a înceată cu folosirea prizei de putere independentă, la una din cele patru determinări.

- Forța medie de rezistență la tracțiune a bateriilor de discuri:

La tractorul U-650 echipat cu aparatura amintită, s-au atașat două baterii de discuri sferice de grupă GD-3,2, rigidizate la un cadru de suspendare improvizat, bateriile fiind lestate astfel încât să aibă masa de 492 kg. Cu agregatul astfel realizat, s-a lucrat în parcela dată, stabilindu-se forțele medii de rezistență la tracțiune a discurilor, la cele patru repetiții și, întrucât scala dinamografului folosit este gradată, așa cum s-a arătat, în $\text{kgf} \cdot 10^2$, s-a aplicat relația:

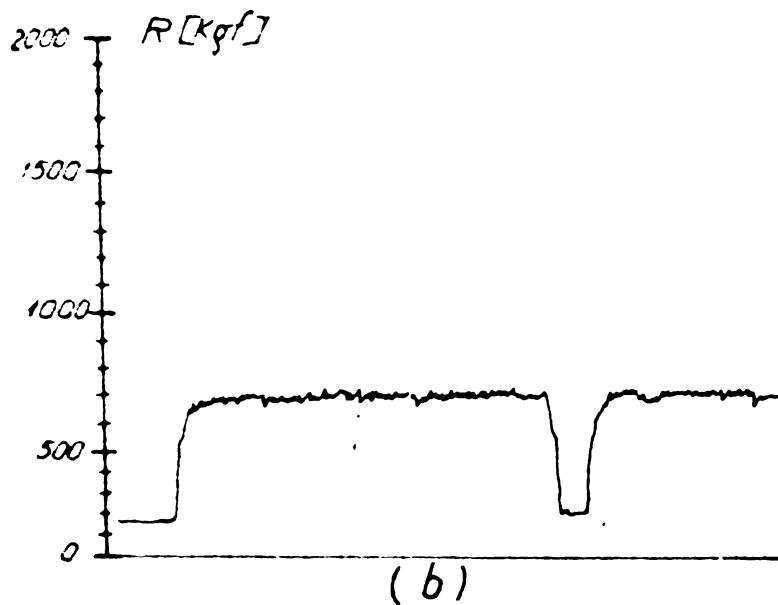
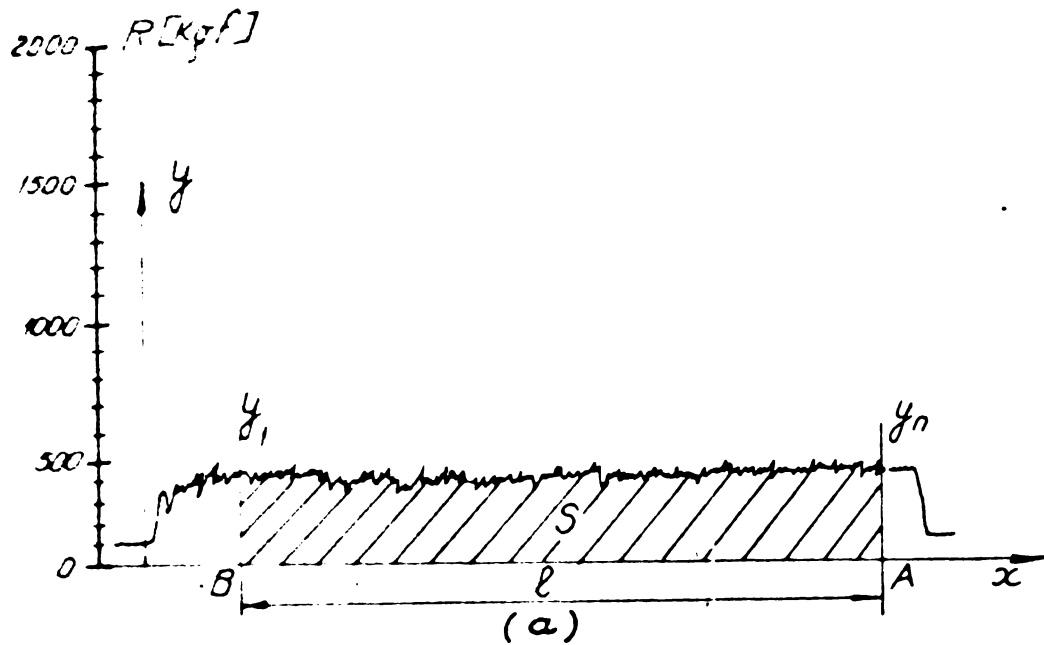


Fig.65 Planimetrarea și variația lui R (discuri în viteza a III-a rapidă și combinator în viteza a III-a încetă)

$$R_d = 9,81 \frac{\sum_{i=1}^n R_{di}}{n}, \quad [N] \quad (81)$$

valorile medii obținute, pentru toate treptele de viteză (exclusiv treapta a V-a), fiind tabelate.

- Forța medie de rezistență la tracțiune a combinatorului

Cu același tractor, în agregat cu combinatorul, s-au efectuat patru parcurșuri, în altă porțiune a aceleiași parcele experimentale, obținându-se, prin aplicarea relației asemănătoare cu precedentă:

$$R_m = 9,81 \frac{\sum_{i=1}^n R_{mi}}{n}, \quad [N] \quad (81')$$

valorile R_m fiind și ele tabelate.

- Forța medie de rezistență la tracțiune a combinatorului, cu colții grapelor neacționați

S-au efectuat, în acest scop, patru parcurșuri, fără a se acționa grapele rotative de la priza de putere și, cu același tip de relație (81, 81'), s-au determinat valorile R'_m , și s-au tabelat.

- Forța medie de rezistență la tracțiune a combinatorului, fără grapele rulante elicoidale

Cîmpurile de grape elicoidale au fost suspendate, iar la partea din spate a combinatorului s-au montat două roți de aprijin. Cu acest montaj s-au efectuat cele patru parcurșuri, valorile medii obținute R_m^* fiind prezentate, împreună cu valorile R_d , R_m și R'_m , în tabelul 10.

Avînd determinate, în acest fel, valorile R_d , R_m , R'_m și R_m^* s-au calculat valorile indicilor energetici care interesează:

- Forța medie de rezistență la tracțiune a grapelor rulante

Aceasta se obține din diferența:

$$R_{gr} = R_m - R_m^*; \quad [N] \quad (82)$$

Tabelul 10. Valorile R_d , R_m , R'_m și R''_m

Treapta de viteză	Viteza de lucru		R_d [N]	R_m [N]	R'_m [N]	R''_m [N]
	[m/s]	[km/h]				
I_{fs}	0,61	2,2	2900	$\frac{4800}{5400}$	4500	$\frac{3700}{4300}$
I_{fi}						
I_{rs}	0,92	3,3	3200	$\frac{5300}{6000}$	4900	$\frac{4100}{4800}$
I_{ri}						
II_{fs}	1,05	3,8	3300	$\frac{5500}{6100}$	5000	$\frac{4300}{4900}$
II_{fi}						
II_{rs}	1,55	5,6	3600	$\frac{6500}{7000}$	5500	$\frac{5100}{5600}$
II_{ri}						
III_{fs}	1,44	5,2	3600	$\frac{6400}{6900}$	5500	$\frac{5000}{5500}$
III_{fi}						
III_{rs}	2,08	7,5	4000	$\frac{7900}{7900}$	6200	$\frac{6300}{6300}$
III_{ri}						
IV_{fi}	1,94	7,0	4000	7700	6200	6100
IV_{ri}	2,64	9,5	4000	8100	6200	6500

- Forța medie de rezistență la tracțiune a grapelor rotative cu colți acționați,

din diferența:

$$R_{ca} = R_m - (R_d + R_{gr}) ; \quad [N] \quad (83)$$

- Forța medie de rezistență la tracțiune a colților neacționați (tîrșiți)

se obține din:

$$R_{ct} = R_m - (R_d + R_{gr} + R_{cr}) \cdot [N] \quad (84)$$

Valorile medii de rezistență la tracțiune sînt prezentate în tabelul 11, iar variația lor cu viteza de lucru, în

Tabelul 11. Valorile R_{gr} , R_{ca} , R_{ct}

R Treapta	R_{gr} [N]	R_{ca} [N]	R_{ct} [N]
I_{fs}	1100	$\frac{800}{1400}$	500
I_{fi}			
I_{rs}	1200	$\frac{900}{1600}$	500
I_{ri}			
II_{fs}	1200	$\frac{1000}{1600}$	500
II_{fi}			
II_{rs}	1400	$\frac{1500}{2000}$	500
II_{ri}			
III_{fs}	1400	$\frac{1400}{1900}$	500
III_{fi}			
III_{rs}	1600	$\frac{2300}{2300}$	600
III_{ri}			
IV_{fi}	1600	2100	600
IV_{ri}	1600	2500	600

Privitor la această figură, se face observația că, începând de la treapta de viteză a III-a rapidă, alura curbelor R_{ca} și R_m (la folosirea prizei de putere independentă) nu mai prezintă aceeași creștere (cum ar fi firesc), ci o creștere mai lentă. Faptul se datorează, așa cum se va vedea, scăderii adâncimii de lucru a colților de grapă, de la 0,11 la 0,10 m în treapta a III-a rapidă și respectiv la 0,09 m în treapta a IV-a rapidă (vezi 4.1). Acest lucru reiese clar și din fig. 67, în care sînt reprezentate, comparativ, variațiile valorilor teoretice și experimentale ale lui R_{ca} (R_2 sau R_{xt}). Se observă că:

- alurile curbelor (teoretică și experimentală) pentru

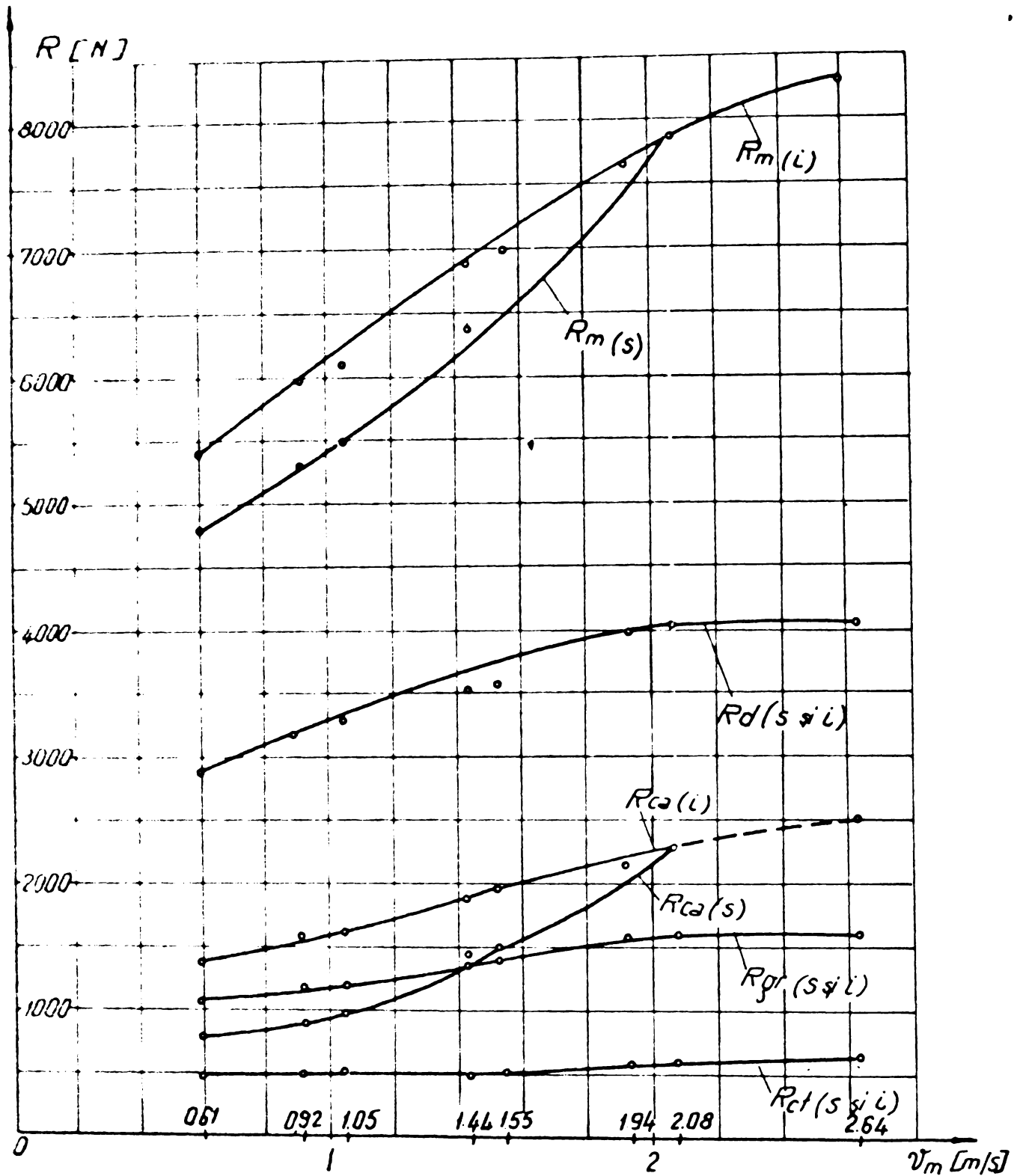


Fig.66 Variația forțelor de rezistență la înaintare cu viteza de lucru

cazul folosirii prizei sincrone sînt asemănătoare;

- alurile curbelor (teoretică și experimentală) pentru cazul folosirii prizei independente sînt și ele asemănătoare, dar numai pînă la nivelul treptei a III-a rapidă, peste care, curba experimentală prezintă, în continuare, o creștere mai lentă. Fenomenul este datorat, așa cum s-a arătat mai sus, scăderii adîncimii de lucru, datorată, la rîndul ei, apariției

„portanței” (vezi 4.1).

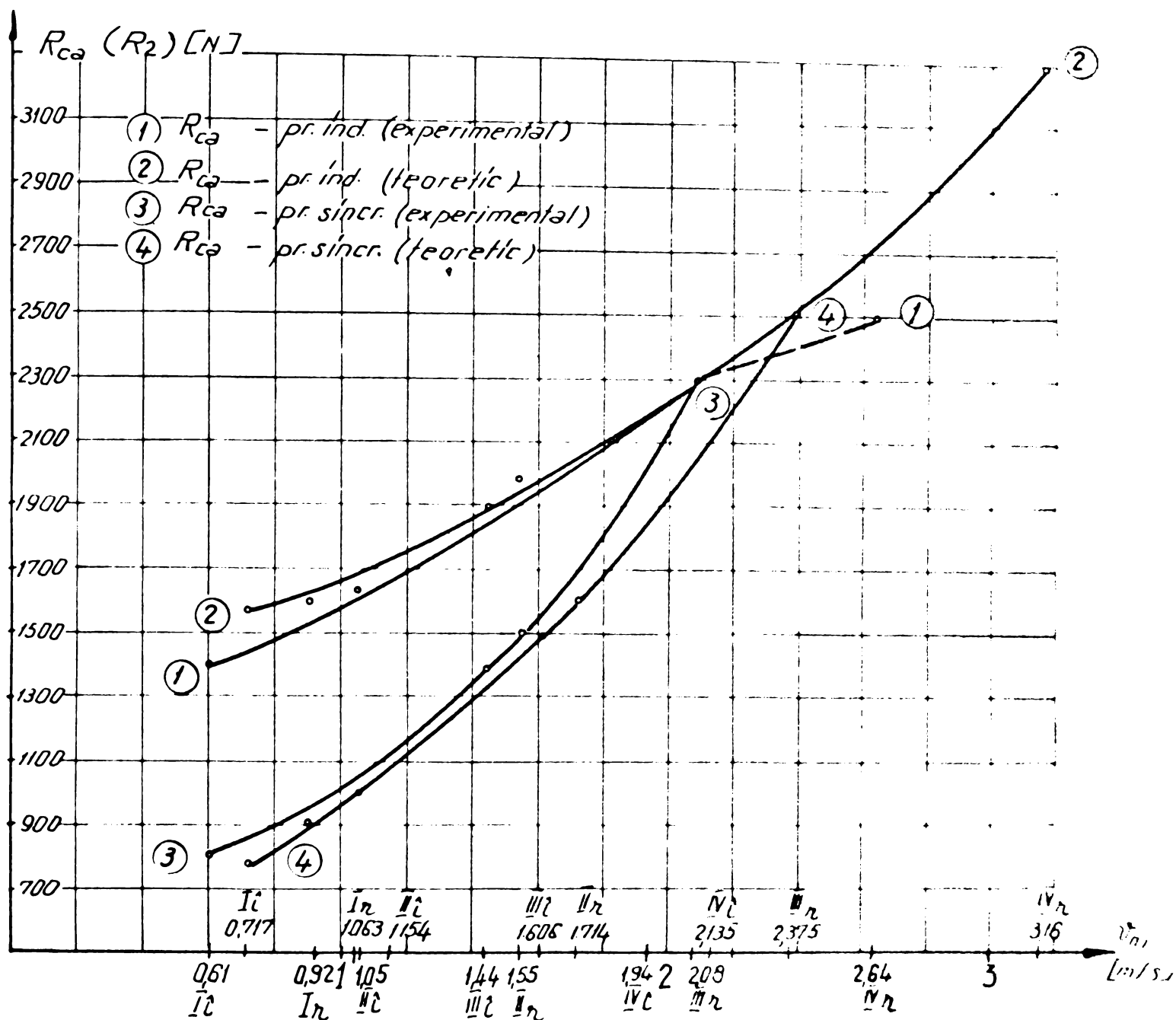


Fig.67 Reprezentarea grafică comparativă a forței de rezistență (teoretică și practică) a grpei rotative acționate

În tabelul 12 sînt date valorile teoretice (din listing) pentru R_2 , la vitezele a III-a rapidă (cu adîncimea de lucru $a = 0,1$ m) și a IV-a rapidă (cu adîncimea de lucru $a = 0,09$ m), pentru a se scoate în evidență faptul că valorile experimentale obținute sînt apropiate de cele calculate (teoretice).

Se mai face în plus observația că valorile experimentale ale lui R_2 , mai cu seamă la viteza a IV-a rapidă, sînt mai mici decît cele calculate și datorită diferenței apreciabile

dintre vitezele de lucru teoretică (3,16 m/s) și reală (2,64 m/s).

Tabelul 12. Valorile lui R_2 funcție de v_m și k

Treapta	Viteza [m/s]		λ	k	R_2
	Teoretică	Reală			
III _r (cu a=0,1 m)	2,375	2,08	1,31	20	2209
				21	2233
				22	2257
				23	2281
				24	2305
				25	2329
IV _r (cu a=0,09m)	3,16	2,64	0,98	20	2674
				21	2698
				22	2722
				23	2746
				24	2770
				25	2794

3.2. Viteza medie efectivă de lucru a mașinii

În decursul încercărilor efectuate în cadrul subcapitolului 3.1, folosindu-se jaloanele distanțiale la $S = 100$ m și cronometrându-se timpii t_i ai parcurșurilor executate, în cele patru repetiții, prin aplicarea relației:

$$v_m = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{S}{t_i}}{n}, \quad [\text{m/s}] \quad (85)$$

s-au obținut valorile vitezelor medii de lucru, în toate treptele de viteză folosite, care sînt prezentate (atît în m/s cît și în km/h), în primele coloane ale tabelului 10. Se subliniază că valorile înscrise în tabelul 10 reprezintă, pentru fiecare treaptă în parte, valorile medii obținute la folosirea ambelor prize de putere. S-au prezentat valorile medii deoarece diferențele de viteză în aceleași trepte, la folosirea celor două prize, sînt foarte mici (de ordinul

m/s . 10⁻²).

3.3. Rezistența specifică medie pe 1 m lățime de lucru

Aplicîndu-se relația generală:

$$r_m = \frac{R_m}{B_m}, \quad [N/m] \quad (86)$$

în care:

B_m - lățimea de lucru a mașinii, [m]

au fost calculate și tabelate valorile rezistențelor specifice,

Tabelul 13. Rezistențele specifice pe 1 m lățime de lucru

Treapta	$r_d = \frac{R_d}{3,2}$	r_{ct}	r_{ca}	r_{gr}	$r_m = (r_d + r_{ca} + r_{gr})$	$r_m = \frac{R_m}{3}$ *
0	1	2	3	4	5	6
I_{fs}	906	167	$\frac{267}{467}$	367	$\frac{1540}{1740}$	$\frac{1600}{1800}$
I_{fi}						
I_{rs}	1000	167	$\frac{300}{533}$	400	$\frac{1700}{1933}$	$\frac{1767}{2000}$
I_{ri}						
II_{fs}	1031	167	$\frac{333}{533}$	400	$\frac{1764}{1964}$	$\frac{1833}{2033}$
II_{fi}						
II_{rs}	1125	167	$\frac{500}{667}$	467	$\frac{2092}{2259}$	$\frac{2167}{2333}$
II_{ri}						
III_{fs}	1125	167	$\frac{467}{633}$	467	$\frac{2061}{2225}$	$\frac{2133}{2300}$
III_{fi}						
III_{rs}	1250	200	$\frac{767}{767}$	533	$\frac{2550}{2550}$	$\frac{2633}{2633}$
III_{ri}						
IV_f	1250	200	700	533	2483	2567
IV_r	1312	200	833	533	2678	2700

*) Se observă că între valorile înscrise în coloanele 5 și 6 sînt diferențe foarte mici (între 60 și 90 N), deci neglijabile.

atît ale componentelor combinatorului (r_d, r_{ca}, r_{gr}) cît și ale întregii mașini, r_m (tabelul 13), valoarea din urmă fiind calculată atît ca sumă a celor trei rezistențe specifice parțiale (coloana 5), cît și ca $\frac{1}{3} R_m$ (coloana 6).

3.4. Patinarea medie

Acest indice reprezintă diferența dintre numărul de rotații al roților motoare în sarcină și numărul lor de rotații în gol, raportată la numărul de rotații în gol, după cum se vede din relația:

$$\delta_m = \frac{\sum_{i=1}^n \left(\frac{n_s - n_g}{n_g} \right)}{n} \cdot 100 \quad [\%] \quad (87)$$

Se subliniază că atît n_s cît și n_g din relația (87) reprezintă media aritmetică a numărului rotațiilor celor două roți motoare, adică:

$$n = \frac{n_{dr} + n_{st}}{2} \quad (\text{în sarcină și în gol}).$$

Valorile calculate sînt prezentate (tabelul 14), în funcție de treptele de viteză folosite și de priza cu care s-a lucrat.

Tabelul 14. Valorile lui δ_m , în funcție de viteză și de priza de putere folosite

Treapta de viteză	I _{fs}	I _{fi}	I _{rs}	I _{ri}	II _{fs}	II _{fi}	II _{rs}	II _{ri}
δ_m [%]	4,4	4,6	5	5,2	6,1	6,7	6,8	7,1
	III _{fs}	III _{fi}	III _{rs}	III _{ri}	IV _f	IV _r		
	6,2	6,8	9,1	9,2	7,3	16,4		

Variația patinării, la folosirea ambelor prize, în funcție de viteză, este redată în fig. 68.

Se observă din tabelul 14 că valorile patinării sînt ceva mai mari la utilizarea prizei independente, ceea ce se explică prin turația mai mare a grapelor rotative la folosirea acestei

prize. De asemenea, din fig. 68 se vede că patinarea crește cu creșterea vitezei de lucru.

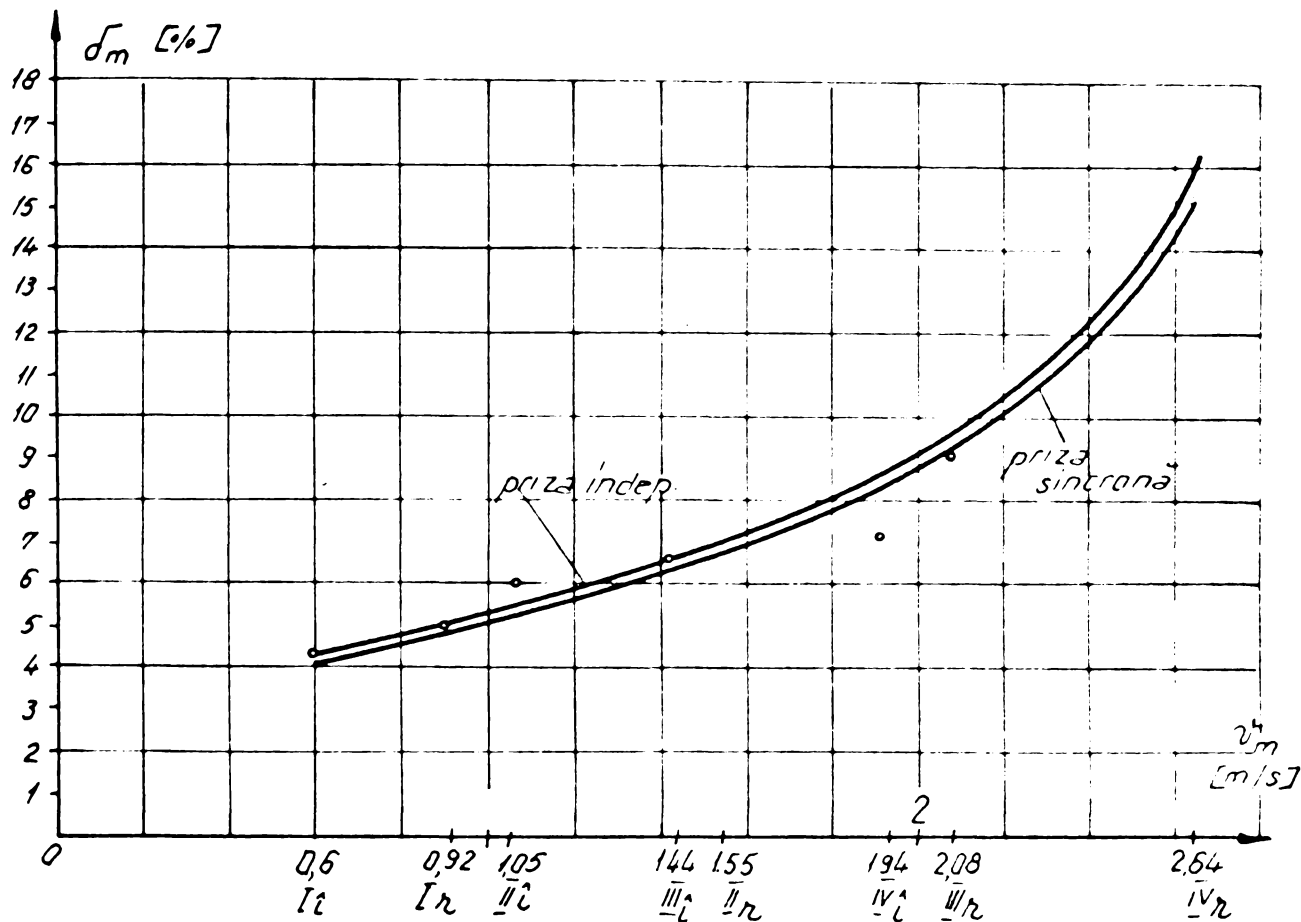


Fig.68 Variația patinării cu viteza de lucru

3.5. Consumul mediu orar de combustibil

Determinându-se densitatea motorinei folosite ($\gamma = 0,86 \text{ g/cm}^3$), odată cu stabilirea vitezelor de lucru (3.2), când s-au cronometrat timpii t_i ai parcurșurilor, s-a folosit aparatul pentru determinarea consumului, citindu-se la fiecare determinare, volumele V_i [cm^3] de combustibil consumat.

Prin înlocuirea valorilor în relația:

$$G_{hm} = 3,6 \gamma \frac{\sum_{i=1}^n \frac{V_i}{t_i}}{n}, \quad [\text{kg/h}] \quad (88)$$

s-au aflat consumurile medii orare și s-au tabelat (tabelul 15), variația lor cu viteza de lucru fiind înfățișată în fig.

Tabelul 15 Consumul mediu orar de combustibil funcție de viteză

Treapta	I _f	I _r	II _f	II _r	III _f	III _r	IV _f	IV _r
G _{hm} [kg/h]	6,0	6,7	7,2	8,6	8,3	10,0	9,3	11,5

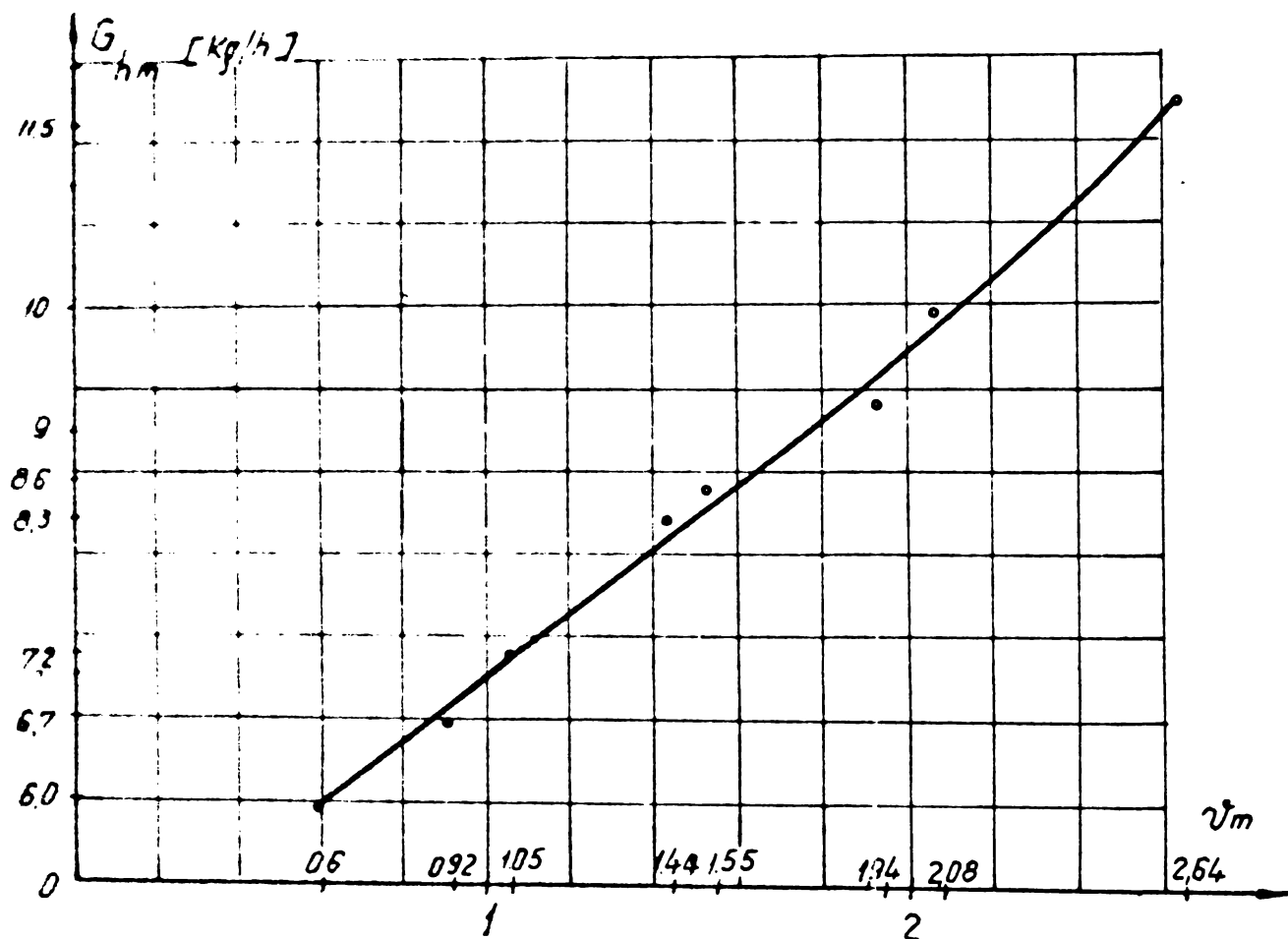


Fig.69 Variația consumului mediu orar de combustibil cu viteza de lucru

3.6. Productivitatea tehnică orară convențională medie

Cu vitezele de lucru cunoscute v_m [km/h] (tabelul 10) și cu lățimea de lucru a mașinii B_m [m], indicele respectiv se află aplicând relația:

$$W_{tm} = 0,1 B_m \cdot v_m, \quad [\text{ha/h}] \quad (89)$$

valorile obținute fiind înscrise în tabelul 16, iar variația lor cu viteza, prezentată în fig. 70.

Tabelul 16. W_{tm} în funcție de v_m

v_m [km/h]	2,2 (I _f)	3,3 (I _r)	3,8 (II _f)	5,6 (II _r)	5,2 (III _f)	7,5 (III _r)	7,0 (IV _f)	9,5 (IV _r)
W_{tm} [ha/h]	0,66	0,99	1,14	1,68	1,56	2,25	2,1	2,85

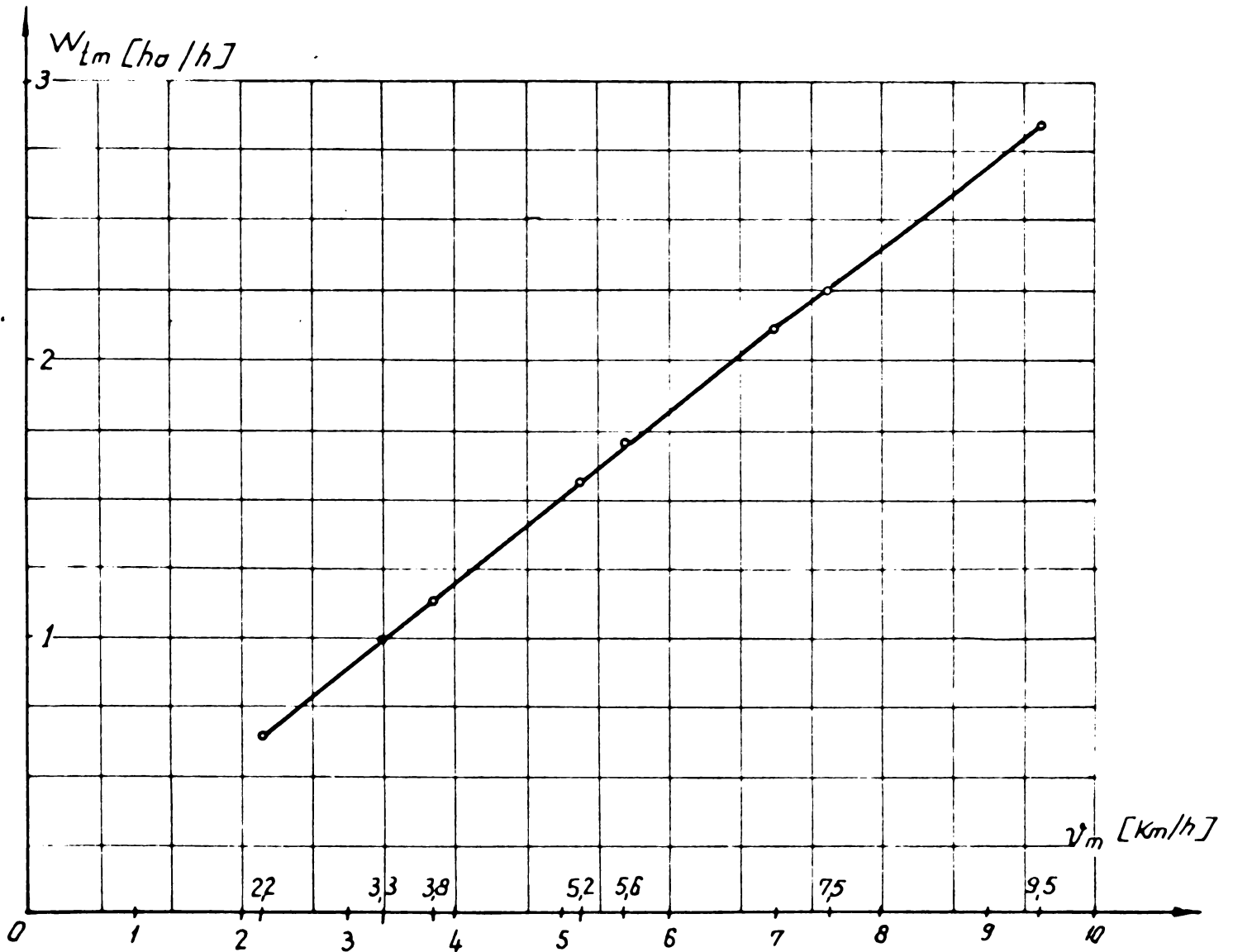


Fig.70 Variația productivității tehnice orare convenționale medii cu viteza de lucru

3.7. Consumul mediu de combustibil la hectar

Acest indice rezultă din raportarea consumului mediu orar B_{hm} la productivitatea tehnică orară convențională medie W_{tm} , deci relația are aspectul:

$$Q_m = \frac{G_{hm}}{W_{tm}}, \quad [kg/ha] \quad (90)$$

sau, in unități de volum la unitatea de suprafață:

$$Q'_m = \frac{Q_m}{\gamma_m} \quad [l/ha] \quad (90')$$

Valorile indicilor Q_m și Q'_m sînt date in tabelul 17, iar variația lui Q_m cu viteza de lucru, prezentată in fig. 71.

Treapta de viteză	I _f	I _r	II _f	II _r	III _f	III _r	IV _f	IV _r
Q_m [kg/ha]	9,1	6,8	6,3	5,1	5,3	4,4	4,4	4,0
Q'_m [l/ha]	10,6	7,9	7,3	6,0	6,2	5,1	5,1	4,6

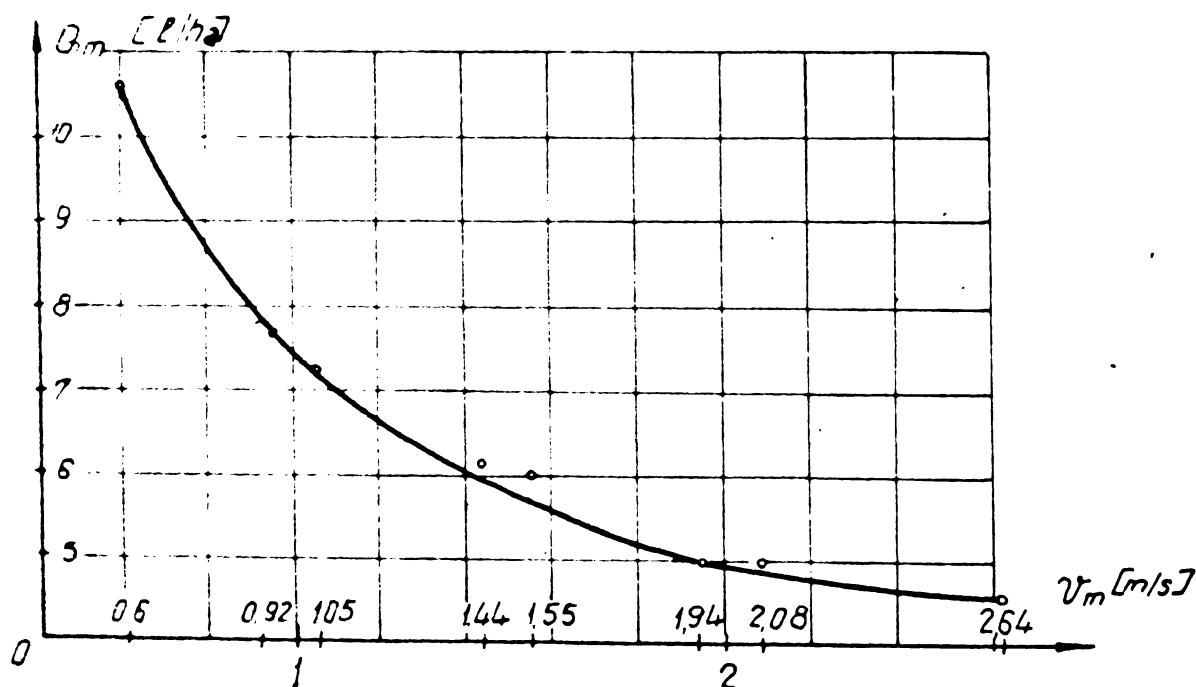


Fig.71 Variația consumului mediu la hectar cu viteza de lucru

3.8. Puterea medie la cîrlig

Puterea [W] fiind produsul dintre forță [N] și viteză

[m/s] , rezultă:

$$P = F \cdot v \cdot 10^{-3} , \quad [\text{kW}] \quad (91)$$

sau, respectiv:

$$P = 1,36 F \cdot v \cdot 10^{-3} \quad [\text{CP}] \quad (92)$$

Ca și în cazul forței medii de rezistență la tracțiune R_m , cunoscându-se valorile lui v_m precum și valorile R_d , R_{ca} și R_{gr} , s-au calculat:

$$\begin{aligned} P_d &= R_d \cdot v_m \cdot 10^{-3} ; \\ P_{ca(s)} &= R_{ca(s)} \cdot v_m \cdot 10^{-3} ; \\ P_{ca(i)} &= R_{ca(i)} \cdot v_m \cdot 10^{-3} ; \\ P_{gr} &= R_{gr} \cdot v_m \cdot 10^{-3} . \end{aligned}$$

În continuare s-au calculat și valorile puterii medii pentru întregul combinator:

$$\begin{aligned} P_{m(s)} &= R_{m(s)} \cdot v_m \cdot 10^{-3} \text{ și} \\ P_{m(i)} &= R_{m(i)} \cdot v_m \cdot 10^{-3} , \end{aligned}$$

valori care au fost date, în continuare, atât în kW cât și CP.

- Puterea medie la cîrlig pentru acțiunea grapei cu discuri

Aplicîndu-se relațiile generale (91) și (92) au fost obținute valorile lui P_d prezentate în tabelul 18.

- Puterea medie la cîrlig pentru grapa rotativă cu colți

Valorile obținute pentru P_{ca} prin aplicarea relațiilor cunoscute sînt redate în tabelul 19.

- Puterea medie la cîrlig pentru grapele rulante

Valorile calculate sînt prezentate în tabelul 20.

Tabelul 18. Valorile lui P_d funcție de v_m și R_d

v_m, R_d, P_d Treapta de viteză	v_m [m/s]	R_d [N]	P_d	
			[kW]	[CP]
I _f	0,61	2900	1,76	2,4
I _r	0,92	3200	2,95	4,0
II _f	1,05	3300	3,47	4,7
II _r	1,55	3600	5,58	7,6
III _f	1,44	3600	5,18	7,0
III _r	2,08	4000	8,33	11,3
IV _f	1,94	4000	7,75	10,5
IV _r	2,64	4000	10,5	14,4

Tabelul 19. P_{ca} funcție de v_m și R_{ca}

v_m, R_{ca}, P_{ca} Treapta de viteză	v_m [m/s]	R_{ca} [N]	P_{ca}	
			[kW]	[CP]
I _{fs}	0,61	800	0,48	0,66
I _{fi}	0,61	1400	0,85	1,16
I _{rs}	0,92	900	0,83	1,13
I _{ri}	0,92	1600	1,47	2,0
II _{fs}	1,05	1000	1,05	1,43
II _{fi}	1,05	1600	1,58	2,15
II _{rs}	1,55	1500	2,32	3,15
II _{ri}	1,55	2000	3,1	4,2
III _{fs}	1,44	1400	2,02	2,75
III _{fi}	1,44	1900	2,73	3,7
III _{rs}	2,08	2300	4,8	6,5
III _{ri}	2,08	2300	4,8	6,5
IV _f	1,94	-	4,07	5,5
IV _r	2,64	-	6,6	9,0

- Puterea medie necesară pentru întregul combinator P_m are valorile prezentate în tabelul 21. Variația valorilor P_m cu v_m și respectiv cu R_m sînt reprezentate grafic în fig. 72 și 73.

Tabelul 20. P_{gr} funcție de v_m și R_{gr}

v_m, R_{gr}, P_{gr} Treapta de viteză	v_m [m/s]	R_{gr} [N]	P_{gr}	
			[kW]	[CP]
$I_{\hat{f}}$	0,61	1100	0,67	0,9
I_r	0,92	1200	1,1	1,5
$II_{\hat{f}}$	1,05	1200	1,26	1,7
II_r	1,55	1400	2,17	2,9
$III_{\hat{f}}$	1,44	1400	2,0	2,7
III_r	2,08	1600	3,32	4,5
$IV_{\hat{f}}$	1,94	1600	3,1	4,2
IV_r	2,64	1600	4,22	5,7

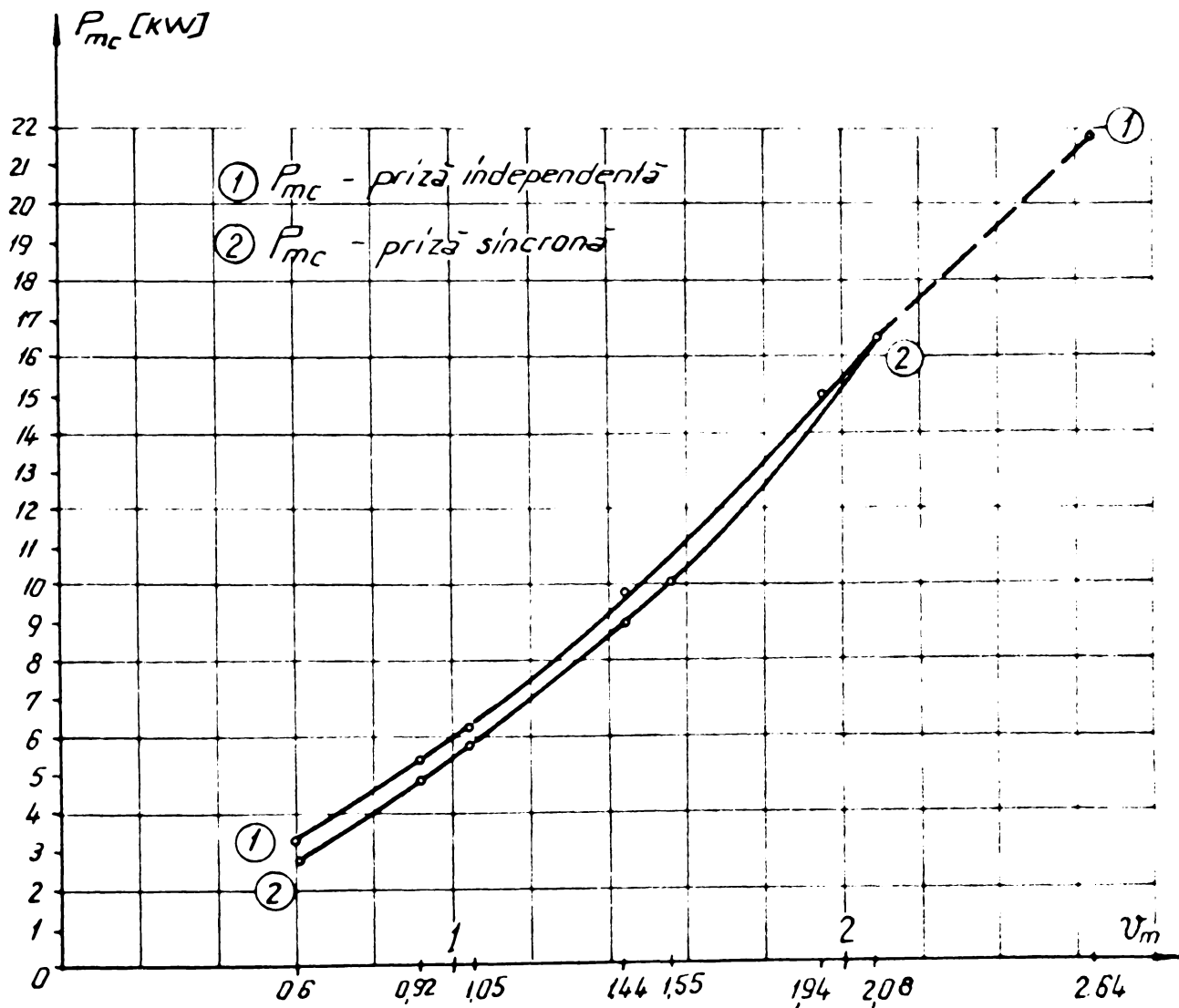


Fig.72 Variația puterii de tracțiune medii
cu viteza de lucru

Tabelul 21. Valorile P_m la diferite trepte de viteză funcție de v_m și R_m

v_m, R_m, P_m Treapta de viteză	v_m [m/s]	R_m [N]	P_m	
			[kW]	[CP]
I _{fs}	0,61	4500	2,9	4,0
I _{fi}	0,61	5400	3,3	4,4
I _{rs}	0,92	5300	4,9	6,6
I _{ri}	0,92	6000	5,5	7,5
II _{fs}	1,05	5500	5,8	7,9
II _{fi}	1,05	6100	6,4	8,7
II _{rs}	1,55	6500	10,0	13,6
II _{ri}	1,55	7000	10,8	14,8
III _{fs}	1,44	6400	9,2	12,5
III _{fi}	1,44	6900	9,9	13,5
III _r	2,08	7900	16,4	22,3
III _{ri}	2,08	7900	16,4	22,3
IV _f	1,94	7700	15,0	20,3
IV _r	2,64	8100	21,4	29,1

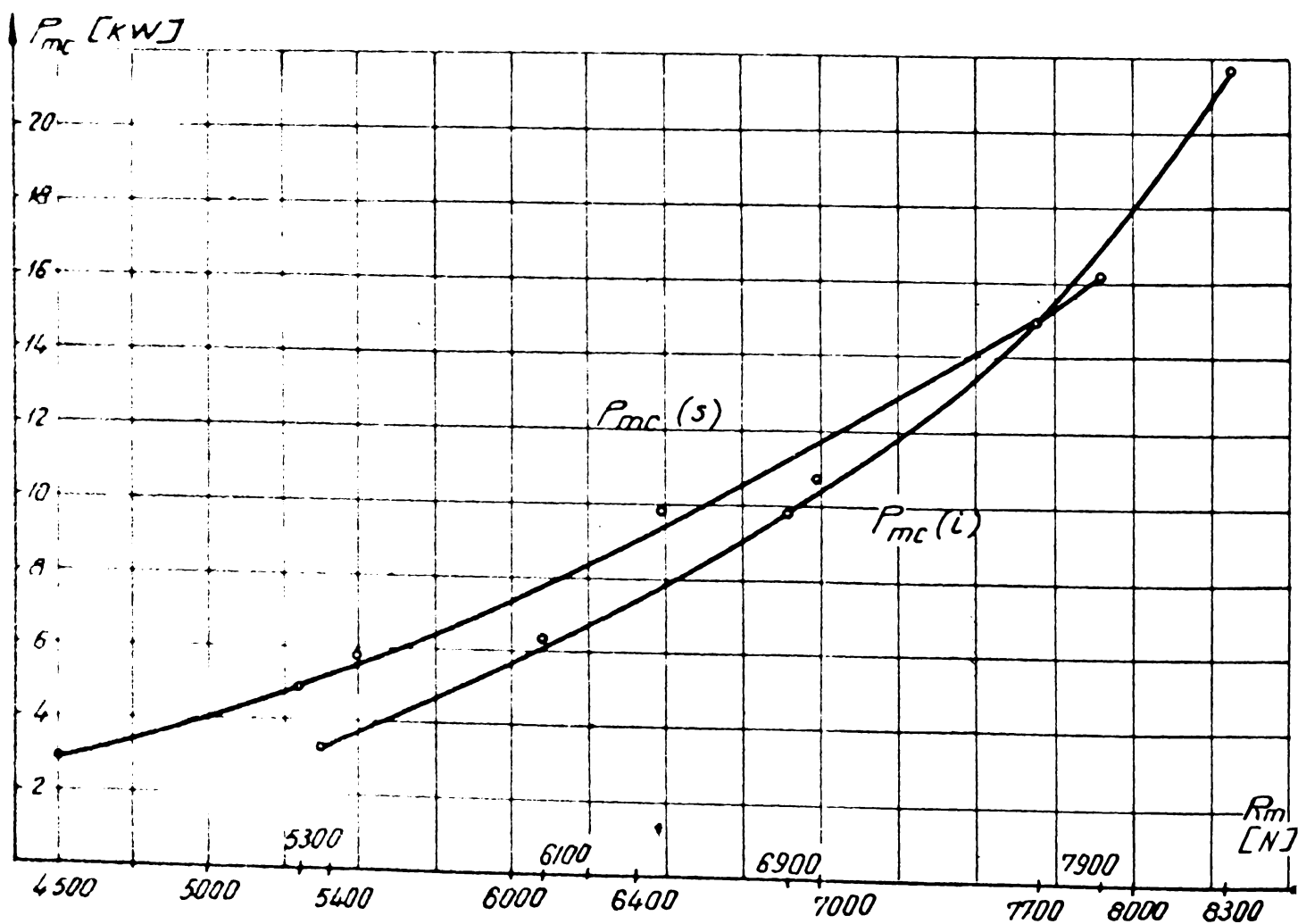


Fig. 73 Variația valorilor de tracțiune față de rezistență

3.9. Randamentul de utilizare a forței la cîrlig

Acest parametru reprezintă raportul dintre forța medie de rezistență la tracțiune și forța maximă la cîrlig $F_{c \max}$, scoasă din caracteristica de tracțiune a tractorului, adică:

$$\eta_c = \frac{R_m}{F_{c \max}} \quad (93)$$

Valorile forței maxime la cîrlig sînt prezentate în tabelul 22, iar variația ei cu viteza de lucru este redată în fig. 74.

Tabelul 22. Valorile lui $F_{c \max}$ funcție de viteză

Treapta		I _f	I _r	II _f	II _r	III _f	III _r	IV _f	IV _r
F _{cmax}	[kgf]	1480	1300	1240	1030	1080	900	980	860
	[N]	14519	12753	12164	10104	10595	8829	9614	8436

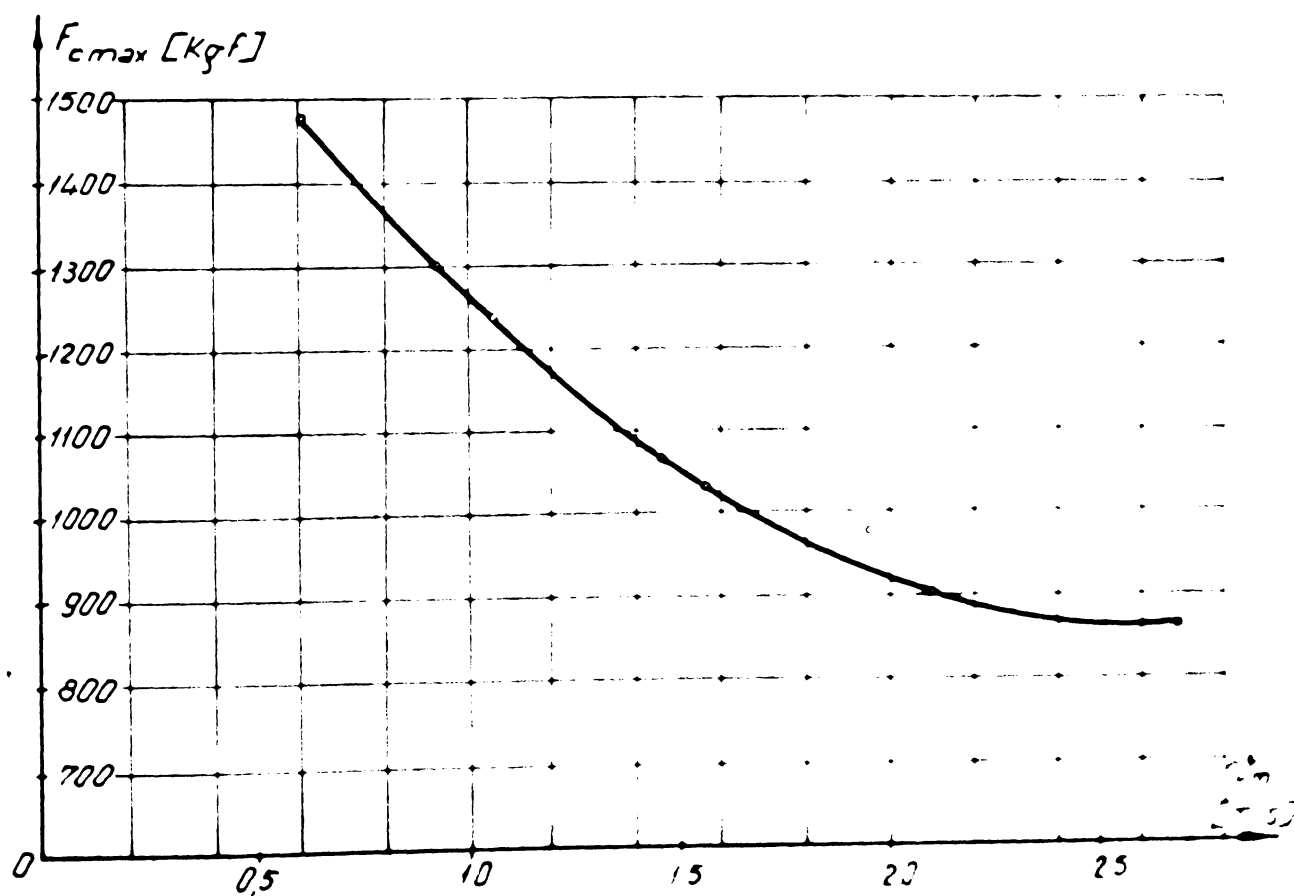


Fig.74 Variația forței maxime la cîrlig cu viteza de lucru

Cunoscându-se valorile lui R_m (tabelul 21) și cu valorile lui $F_c \max$ din tabelul 22 s-au calculat valorile randamentului de utilizare a forței la cîrlig, prezentate în tabelul 23.

Tabelul 23. η_c funcție de treapta de viteză

Treapta	I_f		I_r		II_f		II_r	
	s	i	s	i	s	i	s	i
η_c	0,33	0,37	0,41	0,47	0,45	0,50	0,64	0,69
	III_f		III_r		IV_f	IV_r		
	s	i	s	i	i	i		
	0,60	0,65	0,89	0,89	0,80	0,96		

În fig. 75 este prezentată variația lui η_c în funcție de viteză, în cazurile folosirii ambelor prize de putere.

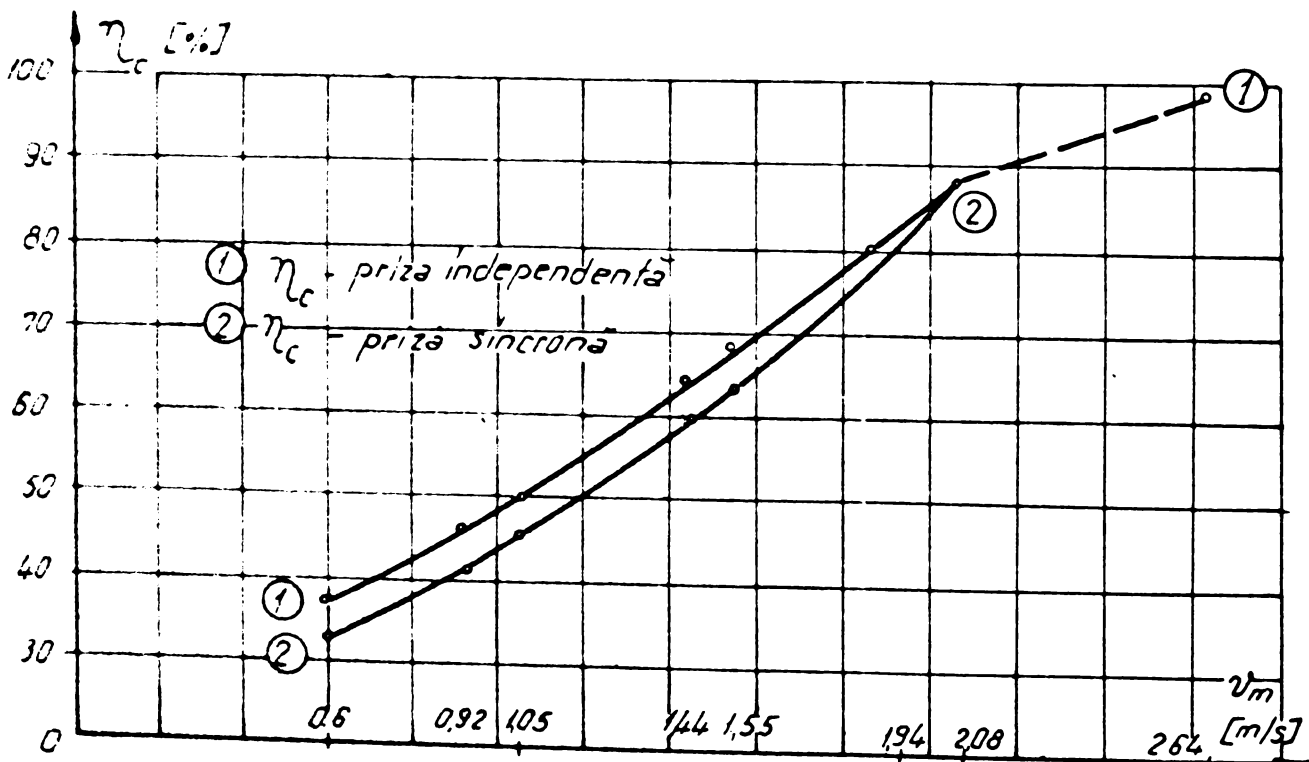


Fig.75 Variația randamentului de utilizare a forței la cîrlig cu viteza de lucru

Capitolul 4. Indicii calitativi de lucru ai mașinii

4.1. Adâncimea medie de lucru a organelor mașinii

Acest indice s-a determinat cu combinatorul lucrând la adâncimea maximă, ceea ce s-a realizat în poziția „flotant” a manetei de comandă a distribuitorului hidraulic.

În această situație, de-a lungul parcursurilor de câte 100 m, oprind agregatul din 5 în 5 m, s-a măsurat cu rigla gradată adâncimea de pătrundere a colților grapelor acționate și s-a făcut o medie a celor douăzeci de măsurători, pentru fiecare repetiție, astfel că valoarea indicelui în cauză s-a obținut prin aplicarea formulei:

$$A_{mc} = \frac{\sum_{i=1}^n A_i}{n}, \quad [m] \quad (94)$$

unde:

A_i - adâncimile de lucru ale colților, măsurate în cele douăzeci de locuri echidistante, [m].

Cu ocazia acelorși opriri s-a făcut și măsurarea adâncimii de pătrundere a spirelor grapelor elicoidale A_{mgr} .

Cunoscându-se A_{mc} și știind că adâncimea de lucru a colților este mai mică cu 0,03 m decât adâncimea de lucru a discurilor sferice, s-a stabilit și adâncimea medie de lucru a discurilor:

$$A_{md} = A_{mc} + 0,03. \quad [m]$$

Valorile adâncimilor de lucru sînt prezentate în tabelul 24, din care se observă că ea scade cu creșterea vitezei de lucru.

Scăderea adâncimii de lucru odată cu creșterea vitezei de deplasare a agregatului se datorează efectului de „portanță”, care se manifestă asupra mașinii, și în special asupra primelor organe de lucru care iau contact cu solul, discurile.

a) Abateră medie pozitivă și negativă față de adâncimea de lucru a colților grapei rotative acționate este dată de relația:

Tabelul 24. Valorile A_{mc} , A_{md} și A_{mgr} , funcție de viteză

Treapta	I _f	I _r	II _f	II _r	III _f	III _r	IV _f	IV _r
A_{md} [m]	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,13	0,14	0,12
A_{mc} [m]	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,10	0,11	0,09
A_{mgr} [m]	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,03	0,03	0,03

$$\pm \delta_A = \frac{\sum_{i=1}^n |A_i - A_m|}{n} \quad (95)$$

și are valoarea de $\pm 0,33 \cdot 10^{-2}$ [m].

b) Abaterile accidentale maxime pozitivă și negativă de la adâncimea de lucru au forma:

$$\left. \begin{aligned} + \Delta A &= A_{\max} - A_m \text{ și} \\ - \Delta A &= - (A_{\min} - A_m) , \end{aligned} \right\} \quad (96)$$

iar valorile de $+ 1 \cdot 10^{-2}$, respectiv $- 0,5 \cdot 10^{-2}$ [m].

c) Abateră medie pătratică corectată (abaterea standard):

$$\sigma = \pm \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (A_i - A_m)^2}{n - 1}} , \quad (97)$$

iar valoarea ei este de $\pm 0,432 \cdot 10^{-2}$ [m].

d) Coeficientul de variație (gradul de neuniformitate) a adâncimii de lucru reprezintă raportul:

$$v = \pm \frac{\sigma}{A_m} , \quad (98)$$

și este, valoric, 0,037, adică de 3,7%, valoare care se încadrează în limitele cerinței : $v \leq \pm 0,1 \dots 0,12$

e) Gradul de uniformitate a adâncimii de lucru reiese scăzându-se din 100 valoarea gradului de neuniformitate (V obținut la punctul anterior), adică:

$$U_{A_m} = 100 - 3,7 = 96,3 \text{ . } [\%]$$

4.2. Lățimea medie de lucru a mașinii

După relația generală de stabilire a valorii sale, aceasta este:

$$B_m = \frac{\sum_{i=1}^n B_i}{n} \text{ , } [m] \quad (99)$$

unde:

B_i - lățimile de lucru măsurate la fiecare parcurs [m]

n - numărul repetițiilor (parcursurilor)

Privitor la această mărime, este de făcut observația că mașina prelucrează complet solul pe 3 m lățime, întrucât bateriile de discuri, a căror lățime de lucru este de 3,2 m, prelucrează solul incomplet, ele nefăcînd altceva decît să înceapă sfârșimarea bulgărilor de sol. Pentru acest motiv întemeiat, lățimea de lucru a combinatorului este considerată de 3 m. Combinatorul, avînd o mare stabilitate laterală în lucru, datorită rotirii în sensuri opuse a celor trei rotoare din stînga și a celor trei din dreapta, la măsurările efectuate nu au fost percepute abateri de la valoarea lățimii de lucru, între parcursuri, astfel că, pentru toate repetițiile și la toate vitezele de lucru, s-a considerat $B_m = 3 \text{ m}$.

În ceea ce privește diferențele care au rezultat la calcularea parametrilor r_m , așa cum se observă din tabelul 13 considerînd $R_d = 3,2$ și respectiv $R_d = 3 \text{ m}$, ele sînt neglijabile sub toate aspectele practice ce ar putea să intereseze, după cum s-a mai arătat.

4.3. Gradul de mărunțire a solului la suprafață

Folosindu-se rama de 1 x 1 m, în zece poziții echidistante ale fiecărui parcurs (la 10, 20 ... 100 m de la primul jalon)

s-au măsurat suprafețele ocupate de bulgării mai mari de 5 cm înainte de trecerea combinatorului (S_{it}) și suprafețele ocupate de bulgării mai mari de 5 cm după trecerea combinatorului (S_{dt}) și s-au făcut mediile repetițiilor.

Introducându-se valorile mediilor în relația:

$$G_{ms} = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{S_{dt}}{S_{it}}}{n} \cdot 100, \quad [\%] \quad (100)$$

s-au obținut cifrele prezentate în tabelul 25.

Tabelul 25. Valorile lui G_{ms} , funcție de treaptă și de priză

Treapta	I_f		I_r		II_f		II_r		III_f		III_r		IV_f	IV_r
Priza	s	i	s	i	s	i	s	i	s	i	s	i	i	i
$G_{ms} [\%]$	46	89	51	86	53	82	61	72	59	77	66	66	68	68

În fig. 76 este redată reprezentarea grafică a variației valorii G_{ms} , în funcție de viteza de lucru și de priza de putere folosită.

Se face observația că mărunțirea solului la suprafață se datorează efectului cumulat al grapelor rotativă acționată

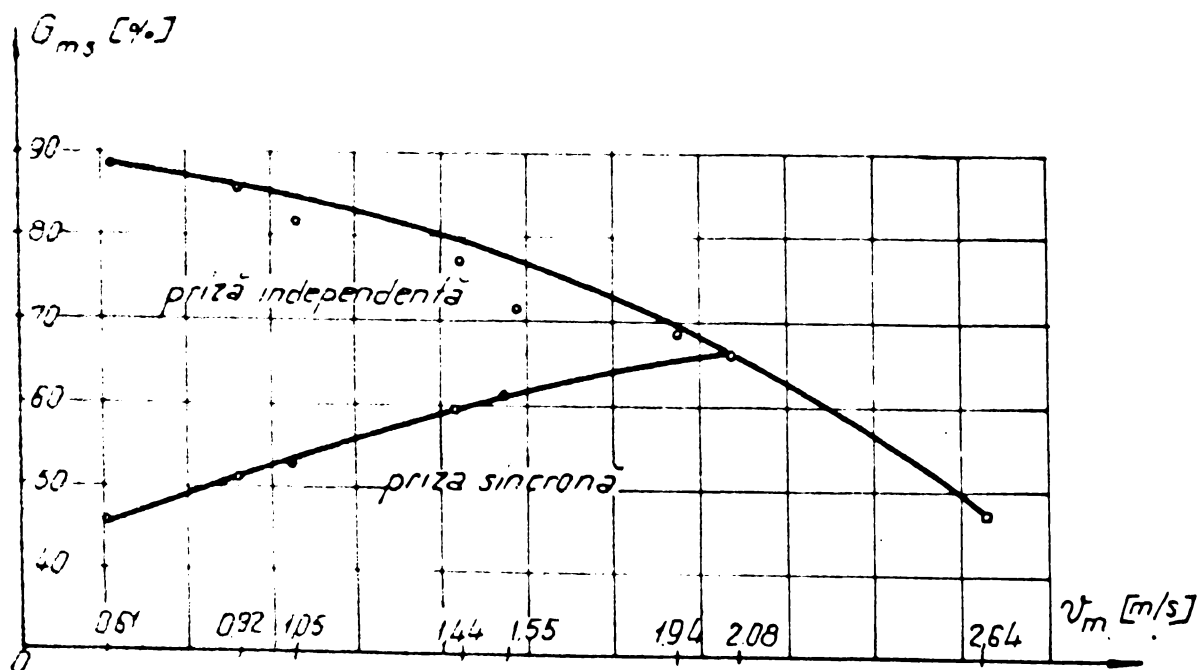


Fig.76 Variația gradului de mărunțire a solului la suprafață în funcție de viteza de lucru

de la priza de putere și rulantă elicoidală, astfel că variația gradului de mărunțire este crescătoare cu viteza - în cazul folosirii prizei de putere sincrone și descrescătoare cu viteza - în cazul folosirii prizei de putere independente. Aceste variații se datorează - pe de-o parte - efectului preponderent al grapei rotative față de cea rulantă și - pe de altă parte - efectului de „porțanță” care duce și la micșorarea acțiunii grapei rulante elicoidale.

4.4. Gradul de mărunțire a solului în profunzime

Folosindu-se rama de 1 x 1 m de la determinarea precedentă și în aceleași zece poziții echidistante ale fiecărui parcurs, s-au determinat prin cântărire: masa totală a solului de pe 0,2 m adâncime (deci cca. 0,2 m³ sol) - G_t și masa bulgărilor de sol mai mici decât 5 cm din acea masă de sol - G₅, apoi, prin introducerea valorilor medii obținute în relația:

$$G_{mp} = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{G_5}{G_t}}{n} \cdot 100, [\%] \quad (101)$$

au rezultat cifrele prezentate în tabelul 26.

Tabelul 26. G_{mp} funcție de treapta de viteză și de priză

Treapta	I _f		I _r		II _f		II _r		III _f		III _r		IV _f	IV _r
Priza	s	i	s	i	s	i	s	i	s	i	s	i	i	i
G _{mp} [%]	41	61	44	59	45	58	48	52	48	53	50	50	51	44

Reprezentarea grafică a variației valorilor lui G_{mp} cu viteza, la folosirea ambelor prize de putere, este înfățișată în fig. 77.

Se observă că G_{mp} are valori mai mici decât G_{ms}, aceasta deoarece grapa rulantă nu acționează la adâncimi mai mari de 0,04 m. Variația sa cu viteza este analogă cu variația lui G_{ms}, pentru aceleași motive.

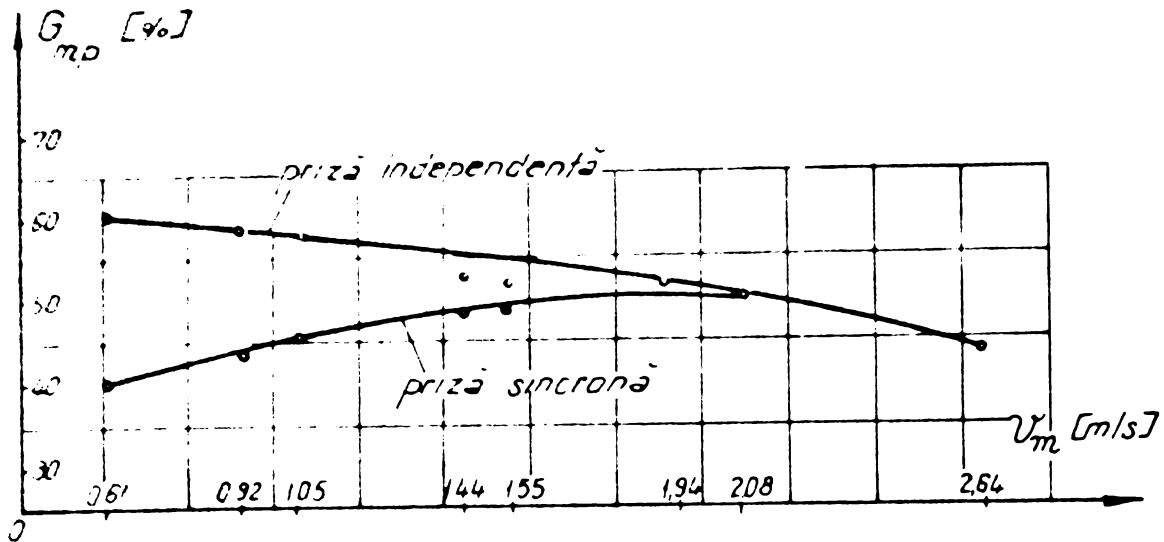


Fig. 77 Variația gradului de mărunțire a solului în profunzime cu viteza de lucru

4.5. Gradul de afinare a solului

Măsurându-se, din 5 în 5 m, la fiecare parcurs, grosimea stratului de sol afinat D_a și cu adâncimile de lucru A_i deja cunoscute, s-au introdus valorile în relația:

$$G_{as} = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{D_a}{A_i}}{n} \cdot 100, \quad [\%] \quad (102)$$

obținându-se datele prezentate în tabelul 27.

Tabelul 27. Valorile lui G_{as} funcție de viteză și de priză

Preapta	I _f		I _r		II _f		II _r		III _f		III _r		IV _f	IV _r
	s	i	s	i	s	i	s	i	s	i	s	i	i	i
G_{as} [%]	53	78	56	74	57	70	60	64	59	65	61	61	62	50

În fig. 78 sînt prezentate variațiile lui G_{as} cu viteza, pentru priza sincronă și cea independentă.

4.6. Gradul de nivelare a terenului

h_i - înălțimea denivelărilor parcelei înainte de trecere,

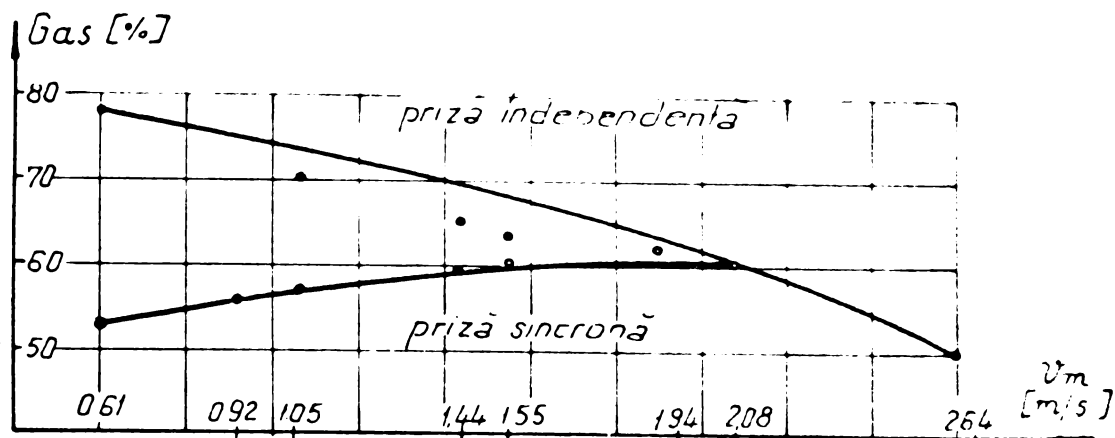


Fig.78 Variația gradului de afinare a solului cu viteza de lucru

h_d - înălțimea denivelărilor după trecerea mașinii;
relația care dă gradul de nivelare asigurat de combinator are forma:

$$G_{nt} = \frac{\sum_{i=1}^n \left(\frac{h_i - h_d}{h_i} \right)}{n} \cdot 100 \quad [\%] \quad (103)$$

Aplicîndu-se relația (103), s-au obținut valorile medii prezentate în tabelul 28, iar variația valorilor în funcție de viteza de lucru este reprezentată grafic în fig. 79.

Tabelul 28. G_{nt} funcție de treapta de viteză

Treapta	I _f	I _r	II _f	II _r	III _f	III _r	IV _f	IV _r
G_{nt} [%]	75	77	77	80	80	83	85	81

Se face observația că G_{nt} fiind, în cea mai mare parte, efectul acțiunii grapei rulante elicoidale, valoarea sa nu depinde de priza de putere utilizată și, s-ar părea că el ar trebui să crească o dată cu viteza.

Deoarece însă, la creșterea vitezei forța de apăsare a grapei rulante scade, ca efect al „portanței” despre care s-a mai amintit, acțiunea acestei grape devine mai puțin energetică,

astfel că nivelarea optimă se obține, de fapt, în viteza a IV-a înceată.

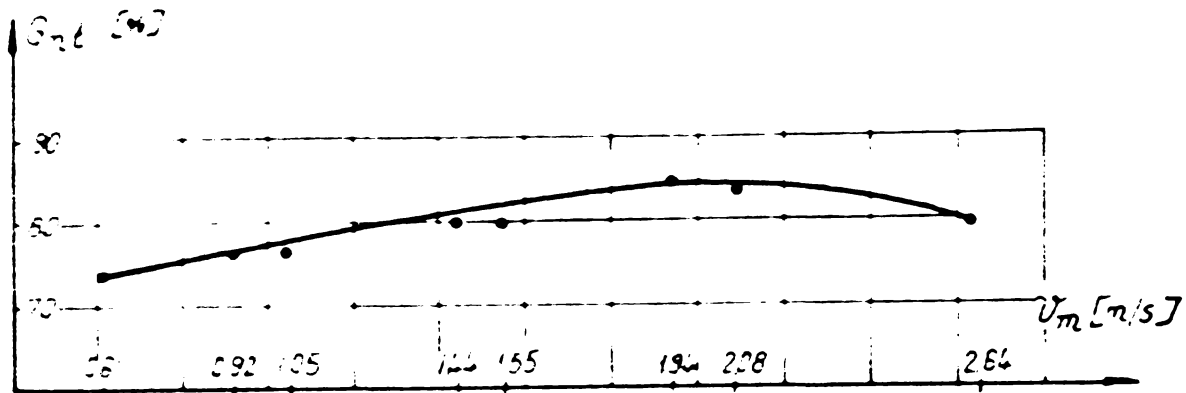


Fig. 79 Variația gradului de nivelare a terenului cu viteza de lucru.

În tabelul 29 sînt prezentate împreună valorile tuturor indicilor calitativi de lucru și combinatorului, pentru o mai ușoară privire de ansamblu asupra lor.

Tabelul 29. Valorile indicilor calitativi de lucru ai mașinii

Treapta Indi- cele	I _f		I _r		II _f		II _r		III _f		III _r		IV _f	IV _r
	s	i	s	i	s	i	s	i	s	i	s	i	i	i
A _z (colți) [m]	0,11		0,11		0,11		0,11		0,11		0,10		0,11	0,09
B _z [m]	3,0		3,0		3,0		3,0		3,0		3,0		3,0	3,0
G _{ms} [λ]	46	89	51	86	53	82	61	72	59	77	66	66	68	48
G _{mp} [λ]	41	61	44	59	45	58	48	52	48	53	50	50	51	44
G _{ns} [λ]	53	78	56	74	57	70	60	64	59	65	61	61	62	50
G _{nt} [λ]	75		77		77		80		80		83		85	81

Capitolul 5. Indicii de exploatare ai combinatorului

Deși indicii de exploatare ai unei mașini se determină de obicei, în decursul desfășurării probelor de durabilitate, deci pe o perioadă mai îndelungată de timp, totuși, pe parcursul a cinci zile, s-au efectuat și lucrările necesare în vederea unei aprecieri estimative a acestor indici. Desigur că, cele numai cinci zile de încercări sînt insuficiente pentru a putea fi trase concluzii care să ofere o garanție absolută asupra valabilității datelor.

- Stabilirea valorilor inițiale necesare

Lucrîndu-se, pe parcursul celor cinci zile, numai în viteză a II-a rapidă, cu acționare de la priza independentă, după metodologia cunoscută, s-a stabilit că agregatul a realizat o viteză medie de lucru:

$$v_m = 1,55 \text{ [m/s]} \quad (5,6 \text{ [km/h]})$$

și un consum mediu orar de combustibil:

$$G_{hm} = 8,6 \text{ [kg/h]} .$$

Conform metodei de experimentare, s-au considerat, cronometrat și, respectiv, calculat următorii timpi:

T - timpul total de lucru al schimbului;

T₁ - timpul efectiv în brazdă;

T₂ - timpul ajutător, cu componentele:

T₂₁ - timpul necesar întoarcerilor la capetele parcelei;

T₂₂ - timpul parcurs în gol (în cazul cînd se lucrează într-o singură direcție);

T₃ - timpul pentru opriri tehnologice, compus din:

t₃₁ - timpul de oprire a agregatului pentru încărcarea sau alimentarea mașinii,

t₃₂ - timpul consumat pentru trecerea mașinii din poziția de transport în poziția de lucru și invers;

T₄ - timpul opririlor din cauze tehnice, cu componentele:

T₄₁ - timpul de opriri pentru îngrijiri tehnice la mașină;

- $T_{4?}$ - timpul opririlor necesare pentru efectuarea reglajelor;
- T_5 - timpul de intrerupere a procesului tehnologic, compus din:
- T_{51} - timpul de opriri pentru cauzele accidentale ivite la mașină;
- T_{52} - timpul opririlor datorate condițiilor naturale;
- T_6 - timpul opririlor ocazionale de ivirea defecțiunilor tehnice la mașină;
- T_7 - timpul opririlor din cauze organizatorice, cu componentele:
- T_{71} - timpul opririlor ocazionate de cauze organizatorice normale;
- T_{72} - timpul opririlor datorate proastei organizări;
- T_8 - timpul opririlor din cauza tractorului, cu componentele:
- T_{81} - timpul de alimentare și îngrijire tehnică zilnică,
- T_{82} - timpul opririlor pentru remedierea defecțiunilor apărute la tractor în timpul lucrului;
- T_9 - timpul consumat pentru schimbarea locului de muncă:
- T_{91} - de la sediu la parcelă și înapoi,
- T_{92} - de la o parcelă la alta;
- T_{10} - timpul consumat din alte cauze, cu componentele :
- T_{101} - timpul fiziologic,
- T_{102} - timpul de intreruperi din alte cauze;
- T_{11} - timpul pierdut din cauza fenomenelor meteorologice.

Valorile timpilor T_i de mai sus sînt prezentate în tabelul 30, atât pentru fiecare zi de lucru în parte cît și media celor cinci zile.

Se face observația că, timpii cronometrați au fost exprimați în minute, fără fracțiuni, prin rotunjirea valorilor, în plus sau în minus, după cum valoarea fracționară a fost mai mare sau mai mică decît 0,5 minute.

Pentru calcularea indicilor de exploatare ai mașinii, timpii din tabelul 30 se grupează în cinci categorii principale și anume:

$$T_{01} = T_1 + T_2 + T_3 - \text{timpul operativ net;}$$

$$T_{02} = T_{01} + T_4 - \text{timpul operativ total;}$$

Tabelul 30. Valorile timpilor T_i [min]

T_{zi}	T_1	T_2	T_{21}	T_{22}	T_3	T_{31}	T_{32}	T_4	T_{41}
1	433	28	28	0	0	0	0	40	0
2	375	36	36	0	0	0	0	58	0
3	249	26	26	0	0	0	0	62	32
4	448	29	29	0	0	0	0	30	0
5	411	31	31	0	0	0	0	28	0
Media	383	30	30	0	0	0	0	44	6

T_{zi}	T_{42}	T_5	T_{51}	T_{52}	T_6	T_7	T_{71}	T_{72}	T_8
1	40	22	22	0	0	0	0	0	15
2	58	0	0	0	0	25	25	0	18
3	30	0	0	0	0	0	0	0	78
4	30	25	25	0	0	0	0	0	0
5	28	32	32	0	0	0	0	0	16
Media	37	16	16	0	0	5	5	0	25

T_{zi}	T_{81}	T_{82}	T_9	T_{91}	T_{92}	T_{10}	T_{101}	T_{102}	T_{11}	T_s
1	15	0	12	12	0	50	50	0	0	600
2	0	18	18	18	0	70	70	0	0	582
3	0	79	20	20	0	55	55	0	110	412
4	0	0	18	18	0	50	50	0	0	600
5	0	16	22	22	0	60	60	0	0	584
Media	5	22	18	18	0	57	57	0	22	556

$$T_{03} = T_{02} + T_5 + T_6 - \text{timpul de producție};$$

$$T_{04} = T_{03} + T_7 + T_8 + T_9 + T_{10} + T_{11} - \text{timpul total de lucru};$$

$$T_s = T_{03} + T_{71} + T_{81} + T_{91} + T_{101} - \text{timpul de producție al agregatului}.$$

Valorile de mai sus sînt prezentate în tabelul 31.

Tabelul 31. Valorile timpilor T_{01} , T_{02} , T_{03} , T_{04} și T_s

Ziua	Tim- pul	T_{01}	T_{02}	T_{03}	T_{04}	T_s
1		461	501	523	600	600
2		401	459	459	590	572
3		275	337	337	600	412
4		477	507	532	600	600
5		442	439	471	569	553
Media		411	449	465	592	547

Cu mediile valorilor timpilor (pe cele cinci zile de lucru) din tabelele 30 și 31 s-au calculat valorile medii ale indicilor de exploatare recomandați de metodica experimentală.

5.1. Coeficientul de folosire a timpului operativ net:

$$K_{01} = \frac{T_1}{T_{01}} \quad (104)$$

5.2. Coeficientul de folosire a timpului operativ total:

$$K_{02} = \frac{T_1}{T_{02}} \quad (105)$$

5.3. Coeficientul de folosire a timpului de producție:

$$K_{03} = \frac{T_1}{T_{03}} \quad (106)$$

5.4. Coeficientul de folosire a timpului total de lucru :

$$K_{04} = \frac{T_1}{T_{04}} \quad (107)$$

5.5. Coeficientul intoarcerilor:

$$K_{21} = \frac{T_1}{T_1 + T_{21}} \quad (108)$$

5.6. Coeficientul deservirii tehnice:

$$K_4 = \frac{T_1}{T_1 + T_4} \quad (109)$$

5.7. Coeficientul siguranței tehnologice a organelor mașinii:

$$K_{51} = \frac{T_1}{T_1 + T_{51}} \quad (110)$$

5.8. Coeficientul siguranței tehnice:

$$K_6 = \frac{T_1}{T_1 + T_6} \quad (111)$$

5.9. Coeficientul siguranței în exploatare:

$$K = \frac{T_1}{T_1 + T_{51} + T_6} \quad (112)$$

5.10. Coeficientul de utilizare a timpului de lucru pe schimb:

$$K_s = \frac{T_1}{T_s} \quad (113)$$

5.11. Productivitatea pe oră - lucru efectiv:

$$W_{ef} = \frac{U}{T_1} \quad [\text{ha/h}], \quad (114)$$

în care:

U - volumul de lucrări executate [ha];

T₁ (exprimat în h).

5.12. Productivitatea într-o oră din timpul operativ net:

$$W_{ol} = W_{ef} \cdot K_{ol} \quad [\text{ha/h}] \quad (115)$$

5.13. Productivitatea intr-o oră din timpul operativ total:

$$W_{o2} = W_{ef} \cdot k_{o2} \quad [\text{ha/h}] \quad \cdot (116)$$

5.14. Productivitatea intr-o oră din timpul de producție:

$$W_{o3} = W_{ef} \cdot K_{o3} \quad [\text{ha/h}] \quad \cdot (117)$$

5.15. Productivitatea intr-o oră din timpul total de lucru:

$$W_{o4} = W_{ef} \cdot K_{o4} \quad [\text{ha/h}] \quad (118)$$

5.16. Productivitatea orară a agregatului:

$$W_{ag} = W_{ef} \cdot K_s \quad [\text{ha/h}] \quad (119)$$

5.17. Productivitatea pe schimb a agregatului . .

$$W_{sch} = 10 W_{ag} \quad [\text{ha/sch}] \quad (120)$$

5.18. Consumul de combustibil la hectar:

$$Q = \frac{q}{U} \quad [1/\text{ha}] \quad \cdot (121)$$

unde:

q - cantitatea de combustibil consumată; [1]

v - volumul de lucrări executate . [ha]

Valorilor tuturor indicilor de exploatare de mai sus sînt grupate în tabelul 32.

Tabelul 32. Valorile medii ale indicilor de exploatare

Indi- cele	K_{o1}	K_{o2}	K_{o3}	K_{o4}	K_{21}	K_4	K_{51}	K_6	K
Valoarea	0,93	0,85	0,82	0,64	0,93	0,90	0,96	1,00	0,96
Indi- cele	K_s	W_{ef}	W_{o1}	W_{o2}	W_{o3}	W_{o4}	W_{ag}	W_{sch}	Q
Valoarea	0,70	1,68	1,56	1,43	1,38	1,08	1,18	11,8	5,9

CONCLUZII FINALE SI RECOMANDARI

Deși, așa cum s-a arătat, mașina a fost realizată în condițiile unui atelier dintr-un S.M.A., din piese și subansamble ce s-au găsit la îndemână în acea unitate, ca o concluzie generală de sinteză, se poate afirma că, lucrarea reușește să demonstreze - atât teoretic cât și experimental - posibilitatea realizării unui combinator de o concepție nouă, care, atât prin caracteristicile sale constructive și funcționale cât și prin eficiența sa, confirmă faptul că se înscrie pe linia tendințelor și a cerințelor actuale privind mecanizarea mărunțirii solului.

Intr-adevăr:

1. Prin masa lui destul de mică, prin echiparea cu organe de lucru acționate de la priza de putere a tractorului și prin consumul redus de energie, combinatorul dovedește o superioritate netă față de combinatoarele existente.

2. Prin posibilitatea modificării agresivității organelor de lucru acționate - în funcție de tipul și starea solului, prin maniabilitate, prin numărul redus de operații necesare întreținerii tehnice și prin simplitatea acestor operații, prin productivitatea ridicată, mașina îndeplinește condițiile de bază ce se impun unui combinator cu un grad înalt de universalitate.

3. Datorită faptului că accelerația unui punct oarecare de pe colțul grapei rotative acționate de la priză are componenta tangențială nulă, grapa respectivă nu împrăștează particulele, nu pulverizează solul și deci nu-i strică structura, nici la cele mai mari turații de lucru ale rotoarelor. Acest fapt, stabilit teoretic și confirmat în decursul experimentării, constituie un aspect pozitiv de mare importanță în ceea ce privește calitatea prelucrării. În aceeași ordine de idei, și modulul accelerației totale a unui punct de pe spira grapei rulante elicoidale arată că este vorba de o accelerație având o componentă tangențială nulă și o componentă normală de valoare $r\omega^2$, ceea ce demonstrează că forța exercitată de grapă asupra solului, fiind dirijată radial acționează, în totalitate, în sensul mărunțirii și al tasării superficiale, fapt pozitiv

confirmat, de asemenea și în decursul experimentării.

4. Atât din partea a doua cât și din partea a treia a tezei rezultă că, pentru acționarea organelor de lucru având și mișcare proprie, trebuie folosită numai priza de putere independentă, ea oferind mai multe posibilități de variație a valorilor indicilor de lucru. Într-adevăr, la folosirea prizei de putere sincrone, indicele cinematic λ , constant și de valoare redusă ($\lambda = 1,3$), face ca, implicit, prin turația redusă a rotoarelor grapei acționate, să se realizeze un impact slab între colț și sol, insuficient pentru o prelucrare eficientă, mai ales în cazul solurilor grele și cu atât mai mult la utilizarea treptelor inferioare de viteze. Astfel, gradul de mărunțire a solului, atât la suprafață cât și în profunzime, are valori considerabil mai reduse la folosirea prizei sincrone față de valorile corespunzătoare în cazul folosirii prizei de putere independente.

5. Gradul de prelucrare a solului Γ , având valori proporționale cu viteza periferică a colților de grăpă și deci cu valoarea indicelui cinematic λ , prelucrarea este cu atât mai energică cu cât Γ și deci λ au valori mai ridicate. Se remarcă faptul că Γ , definit ca raport al celor două spații s_j și s_j^1 (tabelul 8), constituie o noutate.

6. Gradul de afinare a solului are valori mai mari la folosirea prizei de putere independente, în special la folosirea treptelor de viteze inferioare.

7. Gradul de nivelare a terenului prezintă o creștere mică cu viteza de lucru (de la 75% în treapta I încetă până la 85% în treapta a IV-a încetă), până la viteza a IV-a încetă, peste care scade puțin, datorită, după cum s-a văzut în partea a treia a tezei, efectului de „portanță”.

8. Valabilitatea relației stabilite pentru determinarea valorilor teoretice ale ^{rotativei} grapei rotative cu colți acționați este confirmată, fără nici un dubiu, de încercările experimentale, valorile obținute în decursul determinărilor aflându-se în limitele valorilor calculate cu ajutorul relației teoretice.

9. Valorile indicilor energetici și calitativi de lucru ai mașinii confirmă faptul că lucrările pe care le execută ea corespund cerințelor agrotehnice privind pregătirea solului înainte de semănat, patul germinativ prezentînd o bună calitate. Ca o paranteză, se menționează că, după experimentarea sa, combinatorul a lucrat timp de doi ani (1975 -1977) în ferma legumicolă a Stațiunii de cercetări viticole Stefănești, dovedindu-se foarte propice în ceea ce privește pregătirea patului germinativ pentru semințe mici. Pregătirea s-a făcut, uneori, fără a se efectua în prealabil lucrarea de bază (în sol ușor și mijlociu).

10. Mașina prezintă o mare siguranță în exploatare, necesită lucrări de întreținere simple și puține, iar acționarea sa este asigurată în întregime numai de către tractorist, toate comenzile și manevrele efectuîndu-se de la postul de conducere.

11. Așa cum este realizată, mașina poate lucra, în toate treptele de viteză folosite la lucrările agricole, în agregat cu tractoare de putere mai mică decît a tractorului U-650, de pildă cu tractoarele echipate cu motoare de 33 kW (45 CP).

12. Pentru obținerea unei mărunțiri și a unei afinări și mai bune decît cele asigurate - în sol greu - de varianta construită și experimentată, combinatorului i se poate lărgi plaja de utilizare, pe două căi principale:

a) înlocuirea roților de lanț z_5 și z_7 ($z_5 = z_7 = 18$ dinți - fig. 28) cu alte roți de lanț avînd $z_5 > 18$ dinți și respectiv $z_7 < 18$ dinți, în care caz valoarea lui λ crescînd, agresivitatea colților crește;

b) echiparea combinatorului cu rotoare de grapă avînd mai mulți colți, în acest caz realizîndu-se micșorarea pasului (avansului pe colț) p și, prin aceasta, intensificarea mărunțirii.

Socotim, în încheiere, că mașina realizată merită atenția forurilor competente, avînd convingerea că omologarea ei ar aduce un real aport în mecanizarea mărunțirii solurilor de orice tip, atît în cultura mare cît și în legumicultură.

B I B L I O G R A F I E

1. - Congresul al XI-lea al Partidului Comunist Român. Editura politică, 1975.
2. Ceaușescu, N. - Expunere cu privire la realizarea unei agriculturi intensive, moderne, de mare randament și înaltă productivitate, la creșterea bunăstării întregii țărâni, prezentată la primul Congres al consiliilor de conducere ale unităților agricole socialiste, al întregii țărâni - 18 aprilie 1977. Editura politică, București, 1977.
3. Amazone, Schudegge - Lucrarea minimă a solului. In: Sturjini Informace Zemedelska technika, R.S. Cehoslovacă, nr.1, 1971.
4. Baci, Em. - Grapă rotativă, brevet de invenție nr.56027/21. IX.1972, OSIM România.
5. Bardovskii, A., - Agregatul combinat. In: Selskoe hozeaistve Klein, V. rosii, URSS, nr.6, 1971, p.28-29.
6. Bardovskii, A., - Agregat combinat pentru lucrările solului. Klein, V. In: Zemledelie, URSS, an 32, nr.4, apr.1970, p.70-77.
7. Baur, H. - Utilaj agricol pentru lucrarea solului. Brevet elvețian, nr.481553, anunțat 20 mar. 1969, publicat 15 ian. 1970.
8. Brzkovsky, K. - Grapă rotative și agregate combinate de mașini la a 51-a expoziție D.L.G. din Köln. In: Mechanizace Zemedelstvi, R.S.Cehoslovacă, an 21, nr.2, februarie 1971, p.68-71.
9. Buzatu, J., Sandu, F. - Mașini combinate pentru lucrarea solului și semănat. Editura Ceres, București, 1971.
10. Buzenkov, G.M. - Efectuarea concomitentă a mai multor lucrări în agricultură. In: Mehanizacija i elektrifikacija sojalisticeskogo selskogo hozeaistva, URSS, an 29, nr.11, 1971, p. 4-7.

11. Caparrini, P. - O nouă mașină de lucrat solul. In: Terra Sole, Italia, an.26, nr.343, mar.1971, p.138-139.
12. Cashmore, W.H.- Lucrările de bază ale solului. In: Farm Mechanization, vol.18, nr.197, 1966, Anglia, p.30.
13. Castelli, G. - Cultivatorul de adâncime „Chisel” -o nouă mașină de lucrat solul. In: Macch.e motori agric., Italia, an.28, nr.10, 1970, p.67-69.
14. Castelli, G. - Cultivatorul de succes „Chisel” pentru lucrarea solului. In: Tratorista, an 16, nr.1, ian.1970, p. 4-5.
15. Castelli, G. - O nouă mașină pentru executarea simultană în diferite moduri culturale a lucrărilor solului pentru însămânțare. In: Il Riso, Italia, nr.1, mar.1971, p. 3-20.
16. Căproiu, St.,
Scripnic, V.,
Dumitru, I. - Teoria, calculul și construcția mașinilor agricole pentru lucrările solului, vol.I. Institutul Politehnic Timișoara, 1973.
17. Căproiu, St.,
Scripnic, V. - Teoria, calculul și construcția mașinilor agricole pentru lucrările solului, vol.II. Institutul Politehnic Timișoara, 1973.
18. Căproiu, St.,
Văduva, P.,
Garici, S. - Mașini agricole pentru lucrările solului- lucrări de laborator. Institutul politehnic Timișoara, 1969.
19. Cernăianu, Em.,
Petrescu, G.,
Minulescu, P.,
Marin, I.,
Petroianu, R.
Buculei, M. - Studiul și realizarea unei grape purtate, acționată de la priza de putere a tractorului. In: Universitatea Craiova, Anale, seria a III-a, vol.I (XI), 1969, biologie științe agricole. Editura Ceres, București, p. 583-591.
20. Cirkun, V.,
Drozdov, V. - Nivelator - tăvălug combinat. In: Zemledelie an.31, nr.8, aug.1969, p.71-73.

22. Falleinne, E. - Pregătirea solului pentru semănatul grîului cu ajutorul mașinilor rotative. In: Le marchand réparateur de Tracteurs et machines agricoles, an.42, nr.9, Franța, 1966, p. 59-61.
23. Dalleine, E. - Limitele și cerințele lucrărilor minime ale solului sau lucrarea simplificată a solului. In: Tracteurs et machines agricoles, Franța, nr.9, 1969, p.61-67.
24. Dalleinne, E., - Metode noi de lucrare a solului și consecințele acestora asupra exploatării agricole. In: Genie rural, Franța, an.64, nr.2, feb. 1971, p.63-69.
Billot, J.F.
25. Dalleinne, E., - Atitudinea agricultorilor față de agregatele de mașini agricole combinate. In: Bulletin d'Information du CNEEMA, Franța, nr.158-159, mart-apr. 1971, p. 23-27.
26. Danfors, E. - Lucrarea minimă a solului. In: Studjini informace Zemedelska technika, R.S.Cehoslovacă, nr.1, 1971, 80 p.
27. Debruck, J. - Lucrarea minimă a solului. In: Feld und Wald, RFG, an.90, nr.13, mar.1971, p.5-7.
28. Domsch, M. - Studiu asupra lucrărilor minime ale solului. In: Deutsche Agrartechnik, EDG, nr.1, 1966, p. 9-11.
29. Estler, M. - Cultivarea terenului primăvara cu minimum de lucrări. In: Landmasch. Rundsch, R.F.G., nr.2, febr.1971, p.35-38.
30. Feuerlein, W. - Agregate combinate de mașini pentru lucrul solului. In: Landmasch. Rundsch, R.F.G., an.22, nr.7, iul.1970, p. 197-200.
31. Feuerlein, W. - Lucrările minime ale solului posibilități și limite de aplicare. In: Landtechnik, RFG, an.26, nr.5, mar.1971, p.117-121.

32. Fraboni, M. - Un cultivator sistematic pentru o agricultură superioară. In: Macch. e motori agric. Italia, an 28, nr.6, iun. 1970, p. 75-79.
33. Fulop, G. - Mașini pentru pregătirea patului germinativ într-o singură trecere. In: Mezőgazdasági technika, R.P.Ungară, an.9, nr. 2, 1969, p.4-6.
34. Gill, W.R. - Tasarea solului prin trecerea mașinilor agricole. In : Agricultural Engineering, SUA, nr.7, 1959.
35. Henkes, R. - Lucrarea minimă a solului? In: World Farming, SUA, nr.6, iun.1969, p.11-16.
36. Herzog, R., Bosse, O. - Insămânțarea directă fără lucrarea de bază a solului. In:Feldwirtschaft , RFG, an.10, nr.8, aug. 1969, p.373-374.
37. Hubabek, J. - Lucrarea minimă a solului. In: Mechanizace Zemedelstvi, R.S. Cehoslovacă, nr. 5, 1969, p.137-139.
38. Isselstein, R. - Mașină de concepție nouă pentru mecanizarea lucrărilor agricole. In: Land-technika, RFG, nr.10, 1972, p.220-223.
39. Ivanov, V., Kipiatkov, B. - Agregat combinat de plug cu bară de a-
finare și tîrșitoare pentru lucrarea solului. In: Tehn. S-h, nr.30. nr.2, feb. 1970, p.77.
40. Jones, F. - Folosirea metodelor de lucrări minime ale solului în Franța. In: Farmers Weekly, Anglia, nr.1, oct.1971.
41. Kofkin, S. - Mașină pentru lucrările solului. Brevet RFG, nr.1191151, cl.45 a 33/o2, A ol b, 30.XII.1965.
42. Kirilenko, A.S., și col. - Unealtă combinată (brevet URCS). In: Izobreteniia promișlennie obrazŭi tovarnŭe znaki, 43(6), 1969, p.102.

43. Kononov, A.M.,
Garbar, V.A. - Tasarea solului de către agregatele tractor-mașină agricolă. In: Mehaniz. Elektrif. Soțial S.h., URSS, nr.1, 1973, p.46.
44. Krasnogociokov, N.V.,
Kolceanov, V.B. - Creșterea vitezei de lucru a agregatelor tractor-mașină agricolă. In: Mehaniz.- Elektrif. Soțial S.h. , URSS, nr.1, 1972, p.24-26.
45. Kuznețov, T.,
Droz dov, V.,
Guzev, I. - Agregat combinat pentru pregătirea solului înainte de semănat. In: Tehn.S.-h, URSS, an.30, nr.1, ian.1971, p. 19-22.
46. Lack, H. - Lucrarea minimală a solului. In: Land-technik, vol.21, nr.3, 1966, RFG, p. 71-72.
47. Linder, H. , - Elaborarea unui combinator pentru soluri grele. In: Deut.Agrartech., RFG, an.18, nr.10, oct.1968, p.487-489.
48. Mazeev, F.O.,
Ohotnikov, B.L. - Criterii de apreciere a agregatelor combinate. In: Mehaniz.Elektrif.Soțial S-h, URSS an.29, nr.11, 1971, p.7-9.
49. Mellen, William-
Fisk . - Agregat pentru lucrarea combinată a solului. Brevet SUA, nr.3224392, cl. 111-52 din 21.XII.1965.
50. Muhametov, E. - Agregat combinat pentru arat. In: Zemledelie, an.31, nr.8, aug.1969, p. 75-76.
51. Panov, I.M. - Direcții de bază în crearea mașinilor combinate de lucrat solul și semănat. In: Trakt.Selhozmaș, URSS, an.42, nr.8, 1972, p.44-46.
52. Peterson, A. - Sisteme de lucrare minimă a solului. In: The Farm Quarterly, SUA, nr.19, nr.1, 1964, p.86-87, 119.

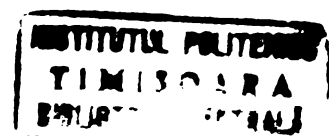
53. Petroianu, R., Căproiu, St. - Cercetări privind mecanizarea mărunțirii solului cu ajutorul combinatoarelor. Sesiunea științifică a Institutului politehnic Timișoara, 12-15 mai 1977.
54. Plooy, J. - Reducerea lucrărilor solului profit mai mare Farming Siuth Africa, Africa de Sud, an.42, nr.3, 37, 39, 41.
55. Popescu, M. - Problemele agriculturii românești. Agricultura ramură de bază a economiei naționale. Dezvoltarea intensivă și modernizarea agriculturii. In: Revista economică, nr.5/1976, p. 14-16.
56. Roșca, I., Pandrea, N. - Curs de mecanică tehnică. Partea a doua. Institutul politehnic București, 1973.
57. Sack, H. - Criterii de alegere a uneltelor combinate pentru lucrarea solului. In: Prakt. Landtech., an. 22, nr.5, mar.1969, p. 160-164.
58. Sack, H. - Tăvălugul de afinare și mărunțire-unealta de bază a agregatelor combinate actuale. In: Prakt.Landtechn. an 22, nr.6, mar.1969, p. 210-213.
59. Sack, H. - Combinații de mașini pentru lucrările solului. In: Prakt.Landtech. an.22, nr. 7, apr.1969, p.241-243.
60. Sara, C. - Direcțiile noi în lucrarea solului cu tractoare de mare putere. In: Mecaniz. Zemed., Cehos., an.20, nr.3, mar. 1970, p. 91-93.
61. Schiffer, W. - Lățimi de lucru mai mari sau viteze mai mari. In: Landmaschinen Markt, RFG, an. 40, nr.4, 1970, p. 18-21.
62. Seneavschî, A. - Realizări noi în lucrarea solului . In: Zemledelie, URSS, 1966, vol.28, nr.9, p. 74-79.

63. Soane, B.D. - Influența rulării mașinilor asupra tasării solului. In: J. Proc. Inst. Agric. Eng. Anglia, vol.25, nr.3, 1970, p.115-119.
64. Sommer, C., Klügel, H. - Utilaj modern pentru lucrările solului. In: Mitt dent Landw Ges, vol.85, nr.7, 1970.
65. Sommer, C., Zach, M. - Rolul și funcționarea grapei rulante în agregatul combinat pentru pregătirea patului germinativ. In: Landtech. Forschung, RFG, an.19, nr.3/4, 1971, p.81-87.
66. Staicu, Ir. - Agrotehnica, Editura agrosilvică, Buc., 1969.
67. Tatarlă, M. - Mașini pentru cultura plantelor cu minimum de lucrări ale solului. In: Academia de științe agricole și silvice, CIDAS, 1971. Sinteza 763.
68. Tămășanu, D. - Mașini cu organe rotative pentru prelucrarea solului. Edit. Ceres, București.
69. Toma, Dr., Scripnic, V., Păunescu, I. - Prelucrarea solului cu grape cu colți dispuși pe bare oscilante. In: Studii și cercetări de mecanică agricolă, 1971, vol. V., nr.2, p.101-112.
70. Tomescu, D., Mitroi C, Florea St. - Repararea utilajului agricol. Editura Ceres, 1975.
71. Vetterlein, R. - Agregate combinate moderne purtate pe mecanismul de suspendare în trei puncte, destinate pregătirii patului germinativ al sfeclei de zahăr. In: Zuckerrübe, RFG, an.19, nr.3, mai 1970, p.24-27.
72. Vogt, C. - Agregate combinate pentru pregătirea patului germinativ. In: Landtechnik, RFG, nr.4, 1967, p.92-96.
73. - Aspecte privind mecanizarea și raționalizarea agriculturii din SUA, Praha, 1966, preklad UVTI, nr.P 389/66.

74. - Lucrarea solului cu organe active oscilatorii cu frecvență mare. In: Landmaschinen Markt, RFG, nr.9, 1970, p.48.
75. - Agregate combinate pentru lucrarea solului. In: AID, RFG, nr.308-Bonn, 1969.
76. - Mașini agricole combinate. In: Mechanizace zemedelstvi, R.S. Cehoslovacă, an.21, nr.3, 1971, p.104-105.
77. - Folosirea simultană a mai multor unelte agricole pentru lucrarea superficială a solului înainte de semănat. In: Le tracteur et la machine agricole, Elveția, an.32, nr.11, aug.1970, p.490-495.
78. - Grapă oscilantă acționată de la roțile de rulare. Brevet nr. 61997. In: Offic.Gaz. SUA, vol. 903, nr.4, 1972, 1243.
79. - Unealtă agricolă. Brevet nr.1230669 din 17 apr. 1968. In: Zarubej, Izobret S-h, URSS, an 2, nr.10, 1972, p.5.
80. - Prospecte ale firmei Accord R.F.G.
81. - Consiliul Superior al Agriculturii. I.C.M. A. Lucrări științifice, col. X, p.5-27.
82. - Pregătirea rapidă a patului germinativ. In: Reparatur und Kundendienst, an.10, nr. 3, 1966, R.F.G., p.112.
83. - Un cultivator nou de tip ușor. In: Power Farming and Better Farming Digest. Informarea agricultorului, vol.75, nr.7, Australia, 1966, p.11.
84. - Iată răspunsurile la semănatul fără pregătirea terenului. In: Farmers Digest Informarea agricultorului nr.6/ 1971, CIDAS, p. 76-80.
85. - Avec les tracteurs de grande puissance faut-il repenser le materiel de travail du sol? In: Motorisation agricole, France, nr. 243, 1968, p.23-25.

86. - Agregatul combinat pentru lucrarea solului și semănat, supercultivatorul „Cantone”, Academia de științe agricole și silvice, CIDAS. Tractoare, mașini și instalații agricole, vol.IV. nr.11, 1971, p. 5-6.
87. - Limitele vitezei de lucru la lucrările agricole mecanizate. In: Buletin d'Information de CNEEMA, Franța, nr.163-164, 1971, p.15.
88. - Dispozitiv de lucrat solul. In Bull.Offic. Propr.Industr., Franța, nr.7, febr.1972, 5012.
89. - Mașină de lucrat solul. In: Offic.Gaz., SUA, vol. 892, nr.1, nov. 1971, 109.
90. - Mașină combinată de lucrat solul (brevet URSS). In: Izobraten prom. Obrazjî tovar. Znaki, an. 47, nr.15, 1970, p.110.
91. - Tehnica folosită la lucrările minime ale solului. In:Landmasch.Rundsch., R.F.G., an 22, nr.1, 1970, p. 6-9.
92. - Agregat combinat de lucrat solul. In: Landtechnik R.F.G., nr.8, apr. 1970, p. 247.
93. - Mașină nouă pentru lucrarea solului. In: Reparatur und Kundendienst, an.20, nr.4, 1966, R.F.G., p.151.
94. - Grapă cu cadru oscilant acționat de la arborele prizei de putere. In: Grundlag. Landtech., vol.20, nr.3, 1970, p.89.
95. - Grapă cu secție de grapă rotativă în jurul axului central vertical cuplat în punctul de rotație la o bară de tracțiune. In: Anszüge Patentanmeld R.F.G., an.16,nr. 21, mai 1970, 735.
96. - Grapă dințată activă. In: Mechaniz.rolnic-
sa, Polonia 1970, nr.5, 1970, p.29-30.

97. - Un nou plug - cultivator. In: macchine e motori agricoli, an.24, nr.2, 1966, Italia, p. 117-119.
98. - Grapă. In: Bull.Offic.Propr.Industr., Franța, an.11, nr.11, 3841.
99. - Grapă cu bare oscilante. In: Canad.farm. Equip. Dealer, Canada, vol.66, nr.4, apr.1970, p.46.
100. - Reducerea lucrărilor agricole de primăvară prin aplicarea minimului agrotehnic. In: Corps and Soils, vol.18, nr.4, 1966, SUA, p.22-23.
101. - Pregătirea minimă a solului. In: Studijni informace, Rostinna vyroba, nr.1, 1965, Cehoslovacia, p. 1-88.



C U P R I N S U L

Notații și unități de măsură folosite	3
INTRODUCERE	5
PARTEA INTII. STADIUL ACTUAL PRIVIND MECANIZAREA PROCESULUI DE MARUNTIRE A SOLULUI.	9
Capitolul 1. Considerații agrotehnice privind mărun- țirea solului	9
1.1. Structura și fertilitatea solului. In- fluența structurii asupra fertilității	9
1.2. Efectele secundare ale lucrărilor de după arătură. Tasarea și modificarea structurii solului.	12
1.3. Tasarea solului - fenomen în discu- ție. Semnificația tasării pentru pro- ducția agricolă	13
Capitolul 2. Realizări actuale în domeniul construc- ției uneltelor și mașinilor folosite la mărunțirea solului	16
2.1. Lucrările minime. Combinatoare.	16
2.2. Elemente constructive ale combinațoa- relor pentru mărunțirea solului	17
2.2.1. Grapele rigide cu colți	17
2.2.2. Cultivatoarele pentru cultivație totală	17
2.2.3. Grapele cu discuri	18
2.2.4. Vibrocultoarele.	19
2.2.5. Grapele rulante.	22
2.2.6. Grapele cu colți dispuși pe bare oscilante.	23
2.2.7. Grapa rotativă cu colți purtată, acționată de la priza de putere	31
2.3. Combinatoare pentru mărunțirea so- lului.	33
- Combinatorul K-17	33
- Combinatoarele Carlo Pesci	33

. . . . - Combinatoarele CPGS	74
. . . . - Combinatoarele Rau-Kombi	76
. . . . - Combinatoarele Crammer	78
- Combinatoarele Kockerling	76
- Combinatoarele Stoll	76
- Combinatorul RVK-3	76
. . . . - Combinatorul Schmotzer	78
- Agregatul combinat Accord-Weiste	79
2.4. Privire critică asupra uneltelor și mașinilor pentru mărunțirea solului. Oportunitatea con- struirii unui combinator pentru condițiile agriculturii din țara noastră	39
PARTEA A DOUA. CONTRIBUTII TEORETICE LA MECANIZAREA	
. . . . PROCESULUI DE MĂRUNȚIRE A SOLULUI	41
Capitolul 1. Alegerea tipului de mașină	41
1.1. Grapă rotativă cu colți acționată de la pri- za de putere	45
1.1.1. Cinematica colțului	46
. . . . Deplasarea colțului grapei	46
Spațiul parcurs de combinator la o rota- ție completă a grapei rotative acțio- nate	53
Viteza colțului grapei	55
Accelerația colțului de grapă	64
Spațiul parcurs de colț într-o perioadă de rotație	67
1.1.2. Dinamica colțului; rezistența la înain- tarea a colțului grapei	70
1.2. Rezistența la înaintare a grapei rotative acționate	74
Capitolul 2. Grapa rulantă elicoidală	83
Capitolul 3. Rezistența la înaintare a combinatorului și puterea de tracțiune necesară	87
PARTEA A TREIA. EXPERIMENTAREA COMBINATORULUI REALIZAT	
Capitolul 1. Descrierea combinatorului; construcția și caracteristicile tehnice principale; reglajele mașinii	89
Caracteristicile tehnice principale ale mașinii	90
Reglajele mașinii	91

Capitolul 2. Metodica experimentală.	91
2.1. Parcela de experimentare	91
2.2. Aparatura de experimentare.	93
2.3. Determinarea maselor părților componente ale combinatorului, a distribuției masei combinatorului pe reazeme și a centrului de greutate al mașinii.	94
Capitolul 3. Indicii energetici de lucru ai combina- torului.	96
3.1. Forța medie de rezistență la tracțiune	97
3.2. Viteza medie efectivă de lucru a mașinii	104
3.3. Rezistența specifică medie pe 1 m lățime de lucru.	105
3.4. Patinarea medie	106
3.5. Consumul orar de combustibil	107
3.6. Productivitatea tehnică orară convențio- nală medie	108
3.7. Consumul mediu de combustibil la hectar	109
3.8. Puterea medie la cârlig.	110
3.9. Randamentul de utilizare a forței la câr- lig	115
Capitolul 4. Indicii calitativi de lucru ai mașinii	117
4.1. Adâncimea medie de lucru a organelor ma- șinii.	117
4.2. Lățimea medie de lucru a mașinii	119
4.3. Gradul de mărunțire a solului la suprafață	119
4.4. Gradul de mărunțire a solului în pro- funzime.	121
4.5. Gradul de afinare a solului.	122
4.6. Gradul de nivelare a terenului	122
Capitolul 5. Indicii de exploatare ai combinatorului	125
CONCLUZII FINALE SI RECOMANDARI.	131
BIBLIOGRAFIE	134
CUPRINSUL	144