

UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"  
TIMIȘOARA  
BIBLIOTECA CENTRALĂ

Inv. 624.569  
lap. 181 Lit. Δ

MINISTERUL EDUCAȚIEI NAȚIONALE  
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" DIN TIMIȘOARA  
CATEDRA DE MANAGEMENT ÎN PRODUCȚIE ȘI  
TRANSPORTURI

Ing. dipl. Attila GÖNCZI

# TEZĂ DE DOCTORAT

**CONTRIBUȚII LA STUDIUL TEORETIC ȘI  
EXPERIMENTAL AL ORGANELOR DE AFÂNARE  
ALE MAȘINILOR AGRICOLE PENTRU LUCRAT  
SOLUL, VIZÂND CREȘTEREA EFICIENȚEI  
CONSUMURILOR ENERGETICE**

Conducător științific:  
**Prof. univ. dr. ing. Constantin ȘTEFAN**

BIBLIOTECA CENTRALĂ  
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"  
TIMIȘOARA

**TIMIȘOARA  
1999**

## PREFAȚĂ

024.521  
181 D

Prin aceste rânduri doresc să-mi exprim recunoștința și să mulțumesc tuturor celor care într-un fel sau altul m-au ajutat în elaborarea acestei lucrări.

În primul rând țin să îmi exprim recunoștința domnului Profesor universitar dr. ing. Constantin Ștefan care, fiindu-mi conducător și îndrumător, m-a ajutat mult prin ideile, îndrumările și criticile exprimate. Experiența domniei sale mi-a fost de un real folos în evitarea unor potențiale greșeli inerente activității de cercetare științifică și tehnică, mai ales în cazul în care cercetătorul în cauză nu este încă în posesia unei experiențe vaste.

Doresc să mulțumesc tuturor colegilor din Catedra de Mecanizare și Ingineria Transporturilor (fosta Catedră de Mașini Agricole), care au fost alături de mine și ori de câte ori a fost necesar m-au ajutat. În mod special doresc să îmi exprim recunoștința domnilor Prof. dr. ing. Ion Dănilă și Prof. dr. doc. șt. ing. Aftanasie Șandru, cărora le-am cerut sfatul mult mai des decât ar fi fost normal în simple relații colegiale, și care nu m-au refuzat niciodată, oferindu-mi sfaturi care, cel mai adesea, au ajuns să îmi influențeze activitatea.

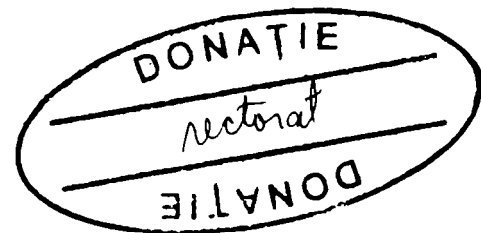
Consider ca o îndatorire de onoare să mulțumesc colectivului de colegi de la Universitatea Tehnică din Budapesta, cu care am colaborat într-un mod deosebit de eficient și fructuos timp de 10 luni, cât timp am avut privilegiul să pot beneficia de o bursă de cercetare. În mod deosebit trebuie să amintesc ajutorul primit de la Conf. dr. ing. Jenő Balaton, care în perioada respectivă l-a înlocuit cu mult succes pe D-nul Prof. dr. ing. Ștefan, fiindu-mi un îndrumător deosebit de util. Tot mulțumită domniei sale s-au găsit resursele materiale necesare realizării modelului experimental și a sistemului de măsurare cu care s-au realizat determinările experimentale, sacrificându-și mult timp liber în acest scop. Tot mulțumită domniei sale am avut posibilitatea să folosesc toată infrastructura de informare la care am avut acces neîngrădit. De asemenea, îmi aduc aminte cu plăcere de modul în care am fost ajutat de grupul de tehnicieni ai Catedrei de Mașini Agricole de la Universitatea Tehnică din Budapesta, fără de care proiectele mele de cercetare experimentală ar fi rămas numai în fază de proiect. În fine trebuie să amintesc de prietenul meu, Dr. Sin Vaidia din Cambogia, cu care am colaborat direct, în aproape întreaga activitate de cercetare experimentală, o bună parte din resursele utilizate în cercetarea subsemnatului fiind prevăzute pentru studiile efectuate de sus-numitul doctorand cu frecvență al Universității Tehnice din Budapesta.

Îmi exprim gratitudinea față de părinții mei. Mamei mele îi mulțumesc că nu a conștientizat să mă susțină moral ori de câte ori i s-a părut că este necesar. Tatălui meu pentru faptul că mi-a dat un model de activitate intelectuală, și că, inginer agronom fiind, m-a ajutat să văd mai bine aspectele lucrărilor solului legate de agrotehnică.

Nu în ultimul rând vreau să mulțumesc familiei mele, fără de care această lucrare fie nu ar fi fost definitivat niciodată, fie, poate, ar fi fost terminată mai repede. Trebuie să-i mulțumesc în

special soției mele, care m-a ajutat foarte mult atât la tehnoredactarea lucrării cât și la stilizarea și corectarea ei. De asemenea trebuie să îi fiu recunoscător și pentru răbdarea cu care a acceptat ani la rând să preia pe umerii ei o pondere mai mare a problemelor familiale decât este normal și corect. Mulțumesc și fiului meu care, deși în vârstă de numai 11 ani, mi-a fost de un real ajutor la verificarea corectitudinii referințelor bibliografice.

În fine, dar nu în ultimul rând trebuie să amintesc de rolul hotărâtor, chiar dacă uneori indirect, al unei bune părți dintre dascălii care m-au format de-a lungul unei perioade de aproape două decenii, în băncile diverselor școli. De cei care m-au făcut să îndrăgesc științele exacte și necesitatea abordării serioase a oricărei probleme pe care se încumetă cineva să încerce să o rezolve. De cei care m-au învățat că un “barbar al profesiei” este prin definiție sortit unor abordări limitate și nu are cum să găsească soluții cu adevărat viabile și cu greu poate evita pericolul producerii unor efecte negative. De cei care mi-au inoculat ideea că scopul oricărei științe trebuie să fie îmbunătățirea prezentului și a viitorului unei părți mai mici sau mai mari a omenirii, și că știința care nu încearcă, cel puțin să abordeze, și unele dintre problemele globale ale omenirii este *ars gratia artis*. De toți profesorii mei care m-au format ca inginer, ca inginer mecanic și ca inginer mecanic agricol. Între aceștia cu plăcere dar și cu amărăciune în suflet trebuie să amintesc în mod special de Dr. doc. ing. Ștefan Căproiu, profesor universitar, stins prematur din viață, lăsând un mare gol în urma sa în comunitatea savanților, cercetătorilor și a dascălilor români care se ocupă de problemele aplicării tehnicii în agricultură. Profesorul Căproiu mi-a fost principalul mentor în perioada studenției, și m-a făcut să fiu în întreaga mea carieră profesională de până acum interesat în mod deosebit de mașinile pentru lucrările solului și de organele lor de lucru.



# CUPRINS

CUPRINS .....	III
NOTAȚIILE FOLOSITE ÎN LUCRARE .....	1
<b>1. CONSIDERAȚII GENERALE.....</b>	<b>3</b>
1.1 MOTIVAREA CERCETĂRII.....	3
1.2 NECESITATEA RESPECTĂRII UNEI CORELAȚII ÎNTRE TEHNOLOGIILE DE LUCRĂRI ȘI CONSERVAREA FERTILITĂȚII SOLULUI.....	5
<b>2. STUDIU CRITIC PRIVIND STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRIILOR ÎN DOMENIUL CREȘTERII EFICIENȚEI ENERGETICE A LUCRĂRIILOR SOLULUI.....</b>	<b>9</b>
2.1 ASPECTE PRIVIND CONSUMUL DE ENERGIE ÎN AGRICULTURĂ .....	9
2.1.1 <i>Bilanțul energetic în agricultură.....</i>	9
2.1.2 <i>Tendențe actuale în găsirea unor căi pentru dezvoltarea durabilă a agriculturii.....</i>	14
2.2 CÂTEVA IDEI PRIVIND CREȘTEREA EFICIENȚEI ENERGETICE ÎN AGRICULTURĂ.....	16
2.3 CONSUMUL ENERGETIC ȘI COMPONENTELE SALE ÎN CAZUL LUCRĂRIILOR CULTURALE ALE SOLULUI.....	19
2.4 REDUCEREA CONSUMURILOR ENERGETICE AFERENTE LUCRĂRIILOR SOLULUI.....	20
2.5 CORELAREA EFICIENȚEI ENERGETICE A LUCRĂRIILOR SOLULUI CU STAREA FIZICĂ RESPECTIV CU FERTILITATEA SOLULUI.....	25
2.6 OPTIMIZAREA GEOMETRIEI ORGANELOR DE LUCRU ȘI A DISPUNERII LOR PE CADRUL MAȘINI.....	27
2.7 OPTIMIZAREA PARAMETRIILOR DE EXPLOATARE A AGREGATELOR DE LUCRAT SOLUL.....	38
2.8 REDUCEREA FRECĂRII DINTRE SOL ȘI ORGANELE DE LUCRU ALE MAȘINI AGRICOLE DE LUCRAT SOLUL.....	43
2.9 REDUCEREA CONSUMURILOR ENERGETICE PRIN MODIFICAREA CARACTERULUI DEFORMAȚIEI SOLULUI.....	46
2.10 CREȘTEREA EFICIENȚEI ENERGETICE PRIN UTILIZAREA TEHNOLOGIILOR DE LUCRĂRI ALE SOLULUI FĂRĂ RĂSTURNAREA BRAZDEI.....	48
2.11 CREȘTEREA EFICIENȚEI ENERGETICE PRIN UTILIZAREA TEHNOLOGIILOR CU LUCRĂRI REDUSE ȘI PRIN TEHNOLOGIILE DE CONSERVARE A SOLULUI.....	51
2.12 CONCLUZII.....	51
<b>3. CERCETĂRI TEORETICE PRIVIND ANALIZA PROCESULUI DE AFĂNARE A SOLULUI ȘI A FORȚELOR DE TĂIERE ALE ACESTUIA .....</b>	<b>53</b>
3.1 MECANICA SOLULUI AFERENTĂ ORGANELOR DE LUCRAT SOLUL.....	53
3.1.1 <i>Generalități. Concepte preliminare.....</i>	53
3.1.2 <i>Bazele modelelor matematice ale mecanicii lucrării solului.....</i>	54
3.2 UN STUDIU CRITIC AL PRINCIPALELOR MODELE CARE DESCRU PROCESUL DE TĂIERE A SOLULUI.....	61
3.2.1 <i>Ecuția universală a prelucrării solului.....</i>	61
3.2.2 <i>Abordări bidimensionale.....</i>	62
3.2.2.1 <i>Cuțit vertical perfect neted.....</i>	62
3.2.2.2 <i>Cuțit înclinat și perfect neted lucrând în sol coeziv.....</i>	64
3.2.2.3 <i>Cuțit înclinat, foarte rugos, în sol coeziv.....</i>	66
3.2.2.4 <i>Condiții de margine pentru organe de lucru reale.....</i>	68
3.2.2.5 <i>Forma suprafeței de rupere.....</i>	69
3.2.2.6 <i>Modele pentru soluri necoezive.....</i>	70
3.2.2.7 <i>Model simplificat pentru cazul solului la care se ține cont de efectul greutatei.....</i>	71
3.2.3 <i>Abordări tridimensionale.....</i>	73
3.2.3.1 <i>Modelul Hettiaratchi și Reece (1967).....</i>	74
3.2.3.2 <i>Modelul lui Godwin și Spoor (1977).....</i>	76
3.2.3.3 <i>Modelul lui McKyes și Ali (1977).....</i>	78
3.2.3.4 <i>Modelul lui Perumpral, Grisso și Desai (1983).....</i>	81
3.2.4 <i>Modele non-cvasi-stactice.....</i>	83
3.2.5 <i>Modele matematice pentru organe de afănare reale.....</i>	84
3.2.5.1 <i>Modelul lui Balaton.....</i>	85
3.2.5.1.1 <i>Rezistența la tracțiune a dălții.....</i>	86
3.2.5.1.2 <i>Rezistența totală a unui organ de afănare.....</i>	88
3.3 <b>CONTRIBUȚII LA ELABORAREA UNUI MODEL MATEMATIC NON-CVASI-STATIC PENTRU UN ORGAN DE AFĂNARE     MEDIE CU DALȚĂ.....</b>	<b>90</b>

3.3.1	Premisele elaborării modelului .....	90
3.3.2	Elementele de bază ale modelului .....	91
3.3.3	Rezistența dălții .....	92
3.3.3.1	Forța de rezistență a zonei centrale a brazdei dislocate .....	94
3.3.3.2	Forța de rezistență aferentă zonelor laterale .....	97
3.3.4	Rezistența suportului dălții .....	101
3.3.5	Rezistența totală a organului de afânare cu daltă .....	102
<b>4.</b>	<b>CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND STUDIUL FACTORILOR CARE INFLUENȚEAZĂ CONSUMURILE ENERGETICE ALE ORGANELOR DE AFÂNARE MEDIE A SOLULUI.....</b>	<b>104</b>
4.1	GENERALITĂȚI.....	104
4.2	PRINCIPIUL DE FUNCȚIONARE A INSTALAȚIILOR DE MĂSURARE SPAȚIALĂ A FORȚELOR.....	106
4.3	INSTALAȚIA DE MĂSURARE UTILIZATĂ LA EXPERIMENTĂRI.....	107
4.3.1	Rama dinamometrică .....	107
4.3.1.1	Descrierea și principalele caracteristici ale ramei dinamometrice .....	107
4.3.1.2	Condițiile de echilibru ale ramei dinamometrice .....	113
4.3.2	Placa de achiziție de date .....	117
4.3.3	Programul de achiziție și prelucrare de date .....	118
4.4	DETERMINĂRILE EXPERIMENTALE .....	120
4.4.1	Scopul determinărilor experimentale .....	120
4.4.2	Condițiile realizării determinărilor experimentale .....	120
4.4.2.1	Încercările efectuate în laborator .....	120
4.4.2.2	Încercările efectuate în câmp .....	120
4.4.3	Planificarea etapelor încercărilor experimentale .....	120
4.4.3.1	Etapete aferente realizării încercărilor de laborator .....	122
4.4.3.2	Etapete aferente realizării încercărilor în câmp .....	122
4.4.4	Planificarea încercărilor experimentale în câmp .....	122
4.4.5	Echipamentele, aparatele și instrumentele folosite la încercările experimentale .....	125
4.5	PRELUCRAREA ȘI INTERPRETAREA DATELOR EXPERIMENTALE.....	128
4.5.1	Prelucrarea și interpretarea rezultatelor încercărilor de laborator .....	128
4.5.1.1	Etalonarea traductorului de forță etalon .....	128
4.5.1.2	Etalonarea traductoarelor de forță .....	129
4.5.1.3	Etalonarea și calibrarea ramei .....	137
4.5.1.4	Etalonarea sistemului de măsurare .....	143
4.5.2	Prelucrarea și interpretarea rezultatelor încercărilor efectuate în câmp.....	147
4.5.2.1	Determinarea vitezei de lucru .....	147
4.5.2.2	Măsurarea adâncimii de lucru .....	147
4.5.2.3	Determinarea umidității solului .....	149
4.5.2.4	Determinarea rezistenței solului la penetrare .....	150
4.5.2.5	Determinarea caracteristicilor mecanice ale solului .....	152
4.5.2.6	Prelucrarea datelor rezultate în urma măsurătorilor de forță. Considerații generale.....	154
4.5.2.7	Centralizatorul rezultatelor măsurătorilor experimentale ale rezistenței solului.....	156
4.6	ANALIZA REZULTATELOR EXPERIMENTALE .....	163
4.6.1	Analiza influenței individuale a parametrilor studiați .....	163
4.6.1.1	Analiza influenței adâncimii de lucru asupra variației rezistenței solului .....	163
4.6.1.2	Analiza influenței vitezei de lucru asupra variației rezistenței solului .....	165
4.6.1.3	Analiza influenței lățimii dălții asupra variației rezistenței solului .....	167
4.6.1.4	Analiza influenței unghiului de așezare a dălții asupra variației rezistenței solului .....	168
4.6.2	Analiza influenței cumulate a mai multor parametri .....	169
4.6.2.1	Analiza influenței cumulate a adâncimii și a vitezei de lucru .....	170
4.6.2.2	Analiza influenței cumulate a adâncimii de lucru și a unghiului de așezare a dălții.....	171
4.6.2.3	Analiza influenței cumulate a adâncimii de lucru și a lățimii dălții .....	172
4.6.3	Concluzii.....	173
<b>5.</b>	<b>CONTRIBUȚII PERSONALE. CONCLUZII FINALE. PROPUNERI ȘI RECOMANDĂRI.....</b>	<b>175</b>
5.1	CONTRIBUȚII PERSONALE.....	175
5.1.1	Contribuții personale în domeniul teoretic .....	175
5.1.2	Contribuții personale în domeniul experimental.....	176
5.2	CONCLUZII FINALE .....	177
5.3	PROPUNERI ȘI RECOMANDĂRI .....	180
	<b>BIBLIOGRAFIE.....</b>	<b>181</b>

## NOTAȚIILE FOLOSITE ÎN LUCRARE

$a$	adâncimea de lucru [m];
$b$	lățimea de lucru a dălții [m];
$b_s$	lățimea de lucru a suportului dălții [m];
$h$	înălțimea de ridicare a dălții [m];
$c$	coeziunea solului [Pa];
$c_a$	adeziunea solului la suprafața organului de lucru [Pa];
$\sigma_n$	tensiunea normală [Pa];
$\tau$	tensiunea tangențială într-un plan de forfecare în masa de sol [Pa];
$s$	tensiunea tangențială pe interfața sol - organ de lucru [Pa];
$\sigma_1$	tensiunea normală principală majoră [Pa];
$\sigma_3$	tensiunea normală principală minoră [Pa];
$\sigma_n^{med}$	tensiunea normală medie [Pa];
$\sigma_f$	tensiunea normală la rupere [Pa];
$\tau_f$	tensiunea tangențială la rupere [Pa];
$\sigma_c$	tensiunea de întindere teoretică la care ar avea loc ruperea solului fără să existe tensiune tangențială [Pa];
$q$	presiunea de supraîncărcare a solului [Pa];
$G$	greutatea solului din zona afânată [N];
$R$	rezistența totală a organului de lucru [N];
$R_x$	componenta orizontală a rezistenței totale a organului de lucru [N];
$R_z$	componenta verticală a rezistenței totale a organului de lucru [N];
$F_x$	componenta orizontală a rezistenței organului de lucru [N];
$F_z$	componenta verticală a rezistenței organului de lucru [N];
$f_x$	componenta orizontală a rezistenței specifice a organului de lucru [Pa];
$f_z$	componenta verticală a rezistenței specifice a organului de lucru [Pa];
$\gamma$	masa specifică a solului în stare naturală [ $\text{kg/m}^3$ ];
$g$	acelerația gravitațională [ $\text{m/s}^2$ ];
$\delta$	unghiul de frecare externă a solului (sol pe metal) [ $^\circ$ ];
$\varphi$	unghiul de frecare internă a solului (sol pe sol) [ $^\circ$ ];
$\theta', \theta_f$	unghiul dintre planul de forfecare și tensiunea $\sigma_1$ [ $^\circ$ ];
$\alpha$	unghiul de așezare a organului de lucru la vârf [ $^\circ$ ];
$\beta$	unghiul dintre planul de rupere care delimitează inferior brazda și orizontală [ $^\circ$ ];
$\mu$	unghiul de dispunere a liniilor caracteristice de rupere [ $^\circ$ ];
$\varepsilon$	unghiul de dispunere a suportului dălții față de orizontală [ $^\circ$ ];
$\psi$	unghiul de ascuțire al suportului [ $^\circ$ ];
$v$	viteza de lucru a cuțitului [m/s];
$I_m$	indicele de utilizare a masei mașinii;
$N_\gamma$	factorul adimensional din formula de calcul al rezistenței solului, care ține cont de efectul greutatei solului;
$N_c$	factorul adimensional din formula de calcul al rezistenței solului, care ține cont de efectul coeziunii solului;

- $N_a$  factorul adimensional din formula de calcul al rezistenței solului, care ține cont de efectul adeziunii solului la interfața sol - organ de lucru;
- $N_q$  factorul adimensional din formula de calcul al rezistenței solului, care ține cont de efectul supraîncărcării la suprafața solului;
- $K_\alpha$  coeficient de înclinare prin care se ține cont de înclinarea organului de lucru în modelul Hettiaratchi și Reece;

Observație: notațiile care nu apar în această listă, vor fi explicate în cadrul textului.

# 1. CONSIDERAȚII GENERALE

## 1.1 MOTIVAREA CERCETĂRII

În prezenta lucrare au fost abordate atât unele aspecte teoretice de analiză a interacțiunii dintre sol și un organ de afânare, cât și aspecte ale acestei interacțiuni care pot fi abordate cu mai mult succes folosind tehnici experimentale.

Cercetările prezentate în această lucrare au fost motivate de convingerea autorului că, în agricultura României, tehnologiile de lucrări ale solului fără răsturnarea brazdei sunt mult mai puțin prezente decât ar fi normal, ținând cont de importanța lor și de condițiile speciale în care se lucrează suprafețe de teren tot mai mari. Aici se face referire atât la faptul că sunt tot mai mulți cultivatori de teren care își desfășoară activitatea fără a avea bagajul de cunoștințe necesare, cât și la faptul că în agricultura românească se lucrează într-un mediu puternic decapitalizat, ceea ce duce la decizii care au ca prim criteriu realizarea unui nivel cât mai redus al costurilor de producție. Această stare de fapt are repercusiuni negative atât pe termen scurt, prin creșterea costurilor de producție pe unitatea de produs datorită unor producții specifice mici, reducând astfel competitivitatea produselor agricole românești, cât și pe termen mediu și lung, prin scăderea fertilității naturale a solurilor noastre agricole și chiar degradarea potențialului lor productiv.

În acest context, unul dintre scopurile urmărite de autor a fost elaborarea unui model teoretic care să poată fi utilizat la proiectarea unor organe pentru afânarea solului de către proiectanții și constructorii de mașini agricole pentru lucrările solului, cât și a organelor de lucru ale acestora.

Un alt scop definit *ab initio* a fost elaborarea unei metodologii sistematice de studiu experimental al unor organe pentru afânarea solului și, bineînțeles, folosirea datelor experimentale la:

1. validarea modelului teoretic și definirea limitelor de utilizare ale acestuia, respectiv
2. creionarea unui model fenomenologic care să descrie cât mai exhaustiv procesul de interacțiune organ de lucru - sol din punctul de vedere al aspectelor energetice

În vederea realizării încercărilor experimentale, dat fiind caracterul extrem de limitat al resurselor utilizabile pentru cercetare, s-a apelat la o colaborare internațională informală între Catedra de Mașini Agricole al Universității "Politehnica" din Timișoara și Catedra de Mașini Agricole al Universității Tehnice din Budapesta. Colaborarea a putut fi materializată datorită faptului că autorul a avut posibilitatea ca timp de zece luni să beneficieze de o bursă interguvernamentală de cercetare.

Necesitatea existenței unor date utilizabile în proiectare este elementul care motivează atât cercetarea fenomenelor aferente lucrărilor solului cât și studiile cu privire la dezvoltarea unor metode de proiectare. De fapt, metode calitative de proiectare există de mult și ele se mai folosesc și astăzi pe scară largă. De multe ori însă, acestea se aseamănă mai mult cu o artă decât



cu o știință, prin faptul că se bazează în primul rând pe intuiție. Chiar și o parte a metodelor cantitative sunt metode empirice, fiind în fond o materializare a metodelor de optimizare prin încercări succesive. În cadrul acestor încercări, se modifică anumiți parametri ai organului de lucru, de obicei doar unul deodată, acceptându-se un optim local în cazul în care cerințele inițiale sunt satisfăcute iar criteriile calitative privind starea solului ating niveluri corespunzătoare. Deși acest mod de abordare are și un fundament științific, al cărui principiu de bază va fi prezentat în această lucrare (vezi subcapitolul 2.4), totuși utilizarea acestor metode arareori duce la soluții optime, de obicei rezultatul fiind găsirea unei soluții de optim local.

În aceste cercetări se pot recunoaște două mari tendințe. Cercetătorii care sunt mai aproape de agricultură ca știință privesc de obicei în primul rând aspectele agrotehnice și agrobiologice ale lucrărilor solului, considerând procesul propriu-zis ca pe o “cutie neagră”<sup>1</sup>, studiind intrările și ieșirile sistemului. O abordare mai complexă ține cont și de caracteristicile procesului de manipulare / prelucrare a solului, sau cel puțin de o parte dintre acestea. Această a doua tendință este tipică cercetătorilor care privesc procesele din punctul de vedere al științelor ingineresti. Oricum, se poate spune în general că astăzi cercetarea-dezvoltarea în domeniu studiază ce se întâmplă în aceste procese, fără însă a le controla. Această situație nu se va putea modifica până când nu se va elabora un sistem coerent care să descrie cantitativ și calitativ procesele.

Pentru a ilustra importanța necesității elaborării unor metode cantitative de proiectare trebuie să se ia în considerare efectul potențial al îmbunătățirii organelor de lucru. În România, numai cu ocazia aratului întregii suprafețe arabile la 20-25 cm adâncime, este nevoie să se manipuleze circa 30 miliarde tone de sol. Pentru realizarea acestei lucrări sunt necesare aproximativ 200 milioane de litri de motorină, ceea ce la prețurile actuale înseamnă un cost de circa 1.000 miliarde lei<sup>2</sup>. Pe de o parte o reducere a necesarului de energie cu 5 -10% ar putea astfel duce la o economie anuală de circa 50-100 miliarde lei. Pe de altă parte, o proiectare judicioasă a organelor de lucru ar putea îmbunătăți efectul acestora asupra solului, în acest fel existând posibilitatea apariției unor avantaje atât pe termen scurt - creșterea producțiilor, mărirea calității produselor - cât și pe termen lung - conservarea fertilității solului, reducerea costurilor datorate deteriorării mediului prin lucrările solului.

În cele ce urmează se vor creiona foarte pe scurt cele mai importante motivații care justifică abordarea temei prezentei lucrări.

Orice manipulare care modifică starea solului poate fi considerată o lucrare culturală a acestuia. În ceea ce privește definirea mai exactă a lucrărilor culturale ale solului (În continuare lucrările culturale ale solului le vom denumi simplu *lucrările solului*, iar atunci când se face referire la procese care apar și în cazul altor tipuri de lucrări - de exemplu de îmbunătățiri funciare - se va folosi noțiunea de *prelucrarea solului*.), la ora actuală există o cvasi-unanimitate a părerilor experților, anume că sunt acele lucrări care se execută de obicei anual și prin care,

---

<sup>1</sup> În sensul în care se folosește această noțiune în știința sistemelor, adică un sistem, subsistem sau element la care se cunosc intrările respectiv ieșirile nu și structura constructivă și/sau funcțională a lui.

<sup>2</sup> Calculele sunt aproximative și au rolul de a oferi o imagine asupra ordinelor de mărime a cheltuielilor aferente lucrărilor solului și corespund prețurilor din decembrie 1998.

folosind metode mecanice, se manipulează solul, modificându-i-se proprietățile fizice, chimice, biologice - printre altele și în funcție de cerințele plantelor de cultură care se cultivă.

Lucrările solului, un subiect al cercetării științifice de multe secole, în esență pot fi considerate ca fiind o parte componentă importantă dintr-un sistem de administrare a potențialului de producție a solului, în sensul larg al noțiunii.

Există două aspecte foarte importante ale studiului lucrărilor solului, acestea fiind.

1. definirea stării optime a solului pentru un anumit scop dat (de obicei, cultivarea unei anumite plante de cultură);
2. determinarea metodelor, tehnologiilor și echipamentelor care corespund cel mai bine realizării acestui optim local.

Lucrarea de față se va ocupa cu unele probleme legate de cel de-al doilea aspect. În acest scop, uzual, există două abordări, care studiază problema din două unghiuri diferite. Modul de gândire tehnic, ingineresc, încearcă să îmbunătățească eficiența funcțională și constructivă a mașinilor, a organelor lor de lucru, în timp ce agrotehnicienii privesc direct efectele asupra plantelor de cultură. Ambele abordări sunt unilaterale și, oarecum, empirice dacă nu se studiază corelat. Ele, prin rezultatele lor, oferă doar soluții parțiale, dacă aceste rezultate nu se integrează într-un mod de gândire sistemic.

O astfel de abordare sistemică necesită cercetări care, pe lângă studierea proceselor din punct de vedere energetic, să cerceteze și efectul diferitelor organe de lucru, mașini de lucrat solul și / sau a diverselor tehnologii asupra solului, atât pe termen scurt, cât și pe termen mediu sau lung. Din păcate la ora actuală nici chiar în țările dezvoltate nu se poate vorbi de cercetări sistematice și exhaustive în acest sens, existând contribuții pe care le-am putea considera ca primii pași spre o astfel de abordare complexă și integrată. Principalele obstacole sunt nivelul limitat al resurselor pentru cercetare cât și intervalul de timp lung (uneori foarte lung) în care se pot finaliza astfel de studii. În mod evident, nici prezenta cercetare nu a beneficiat de condiții mai prielnice, din acest motiv în această lucrare se vor studia fenomenele numai din punctul de vedere al aspectelor energetice, celelalte fațete ale problemei fiind atinse doar tangențial, și acolo unde a fost strict necesar respectiv posibil.

## **1.2 NECESITATEA RESPECTĂRII UNEI CORELAȚII ÎNTRE TEHNOLOGIILE DE LUCRĂRI ȘI CONSERVAREA FERTILITĂȚII SOLULUI**

Dacă obiectivul primordial al oricărui fermier este să obțină producții mari la hectar în condiții de investiții și costuri cât mai reduse (în cadrul unor limite raționale), obiectivele pe termen lung, urmărite, printre altele, și prin sistemele de lucrări ale solului, sunt:

1. menținerea sau îmbunătățirea fertilității solului;
2. menținerea sau îmbunătățirea unei stări a solului corespunzătoare cultivării plantelor din punct de vedere tehnic și tehnologic.

Cele două obiective sunt adeseori în contradicție la prima vedere. De exemplu, menținerea unei părți a resturilor vegetale pe suprafața solului poate fi avantajoasă din punctul de vedere al fertilității solului, dar acest sol va fi mai puțin corespunzător cultivării, dat fiind că resturile vegetale fac mai dificil un semănat precis și uniform dacă se folosesc mașini de semănat tradiționale. Din acest motiv, deseori este necesar să se găsească un compromis între cele două obiective amintite. O altă soluție posibilă este utilizarea unor organe de lucru sau mașini noi, care să corespundă noilor cerințe tehnologice. În cazul exemplului de mai sus, utilizarea unor mașini de semănat cu brăzdare care au o acțiune mai agresivă și pot tăia resturile vegetale, poate fi o soluție de acest fel. Tot în această categorie de soluții ar putea fi amintite mașinile de semănat direct în miriște.

Din cele două obiective pe termen lung se poate trage o concluzie deosebită importantă, anume că toate sistemele de lucrări ale solului ar trebui să fie sisteme de conservare a solului, ceea ce, din păcate, este departe de realitate, iar acest lucru duce la fenomene de degradare a solurilor (și) în România.

Aplicarea pe scară largă în România a sistemelor de lucrări ale solului ce au ca scop conservarea fertilității solului este de primă importanță, mai ales în condițiile în care sunt suprafețe arabile tot mai mari care sunt cultivate fără consultarea specialiștilor sau, în cel mai bun caz, pe bază de consultări sporadice și legate numai de probleme punctuale, și fără să existe un sistem integrat și comprehensiv în care să se țină cont atât de cerințele pe termen scurt, cât și de cele pe termen mediu și lung. Pentru a demonstra această necesitate este suficient să se treacă în revistă câteva date statistice globale cu privire la suprafețele de terenuri agricole afectate de diverși factori limitativi ai producțiilor agricole, prezentate în Tabelul 1.1.

După cum se poate vedea din tabel, există suprafețe îngrijorător de mari pe care producțiile agricole sunt diminuate de diverși factori limitativi, unii dintre aceștia având influență nefastă pe aproape jumătate din suprafața arabilă. Din păcate tendința generală este una de înrăutățire, suprafețele afectate fiind în general în creștere. În unele cazuri creșterea este alarmantă, cum ar fi suprafețele afectate de secetă frecventă, de eroziunea cauzată de apă respectiv cele afectate de exces periodic de apă.

În parte aceste probleme sunt cauzate de distribuția neuniformă în timp și spațiu a precipitațiilor, respectiv, în sens general de problemele de climă, dar trebuie arătat că, în cele mai multe dintre cazuri, efectele negative ale unora dintre acești factori pot fi diminuate și prin lucrările solului, iar în anumite cazuri mai ales prin acestea.

Condițiile de producție pe solurile expuse frecvent secetei pot fi ameliorate prin sisteme de lucrări ale solului elaborate pentru condiții aride. Astfel de sisteme trebuie să mărească capacitatea solului de a capta în procent cât mai mare apa din precipitații, respectiv trebuie să reducă la minim pierderile de apă din sol. Astfel de sisteme de lucrări se bazează astăzi în cea mai mare măsură pe lucrări de bază ale solului fără răsturnarea brazdei, caz în care aratul este înlocuit, pe perioade mai scurte sau mai lungi, cu lucrări de afânare.

Și în cazul solurilor periclitare de eroziune, utilizarea sistemelor de conservare a fertilității solului au o importanță deosebită. Deci și în acest caz utilizarea organelor de afânare are o

importanță primordială, mai ales că în acest caz, eliminarea efectului de distrugere a structurii solului este de o importanță capitală.

Situațiile de exces periodic de apă se datorează bineînțeles distribuției neuniforme a precipitațiilor, dar efectul acestor anomalii meteorologice sunt amplificate de problemele legate de tasarea solurilor agricole, ceea ce reduce, uneori drastic, capacitatea de preluare și înmagazinare a precipitațiilor în sol.

*Tabelul 1.1 Suprafețele de terenuri agricole afectate de diverși factori limitativi ai capacității de producție în 1995 și 1996 (Sursă: Anuarul statistic al României 1996 și 1997 [13])*

Nr. crt.	Denumirea factorului limitativ	Suprafața afectată în 1995 [mii ha]	Pondere din suprafața agricolă totală [%]	Suprafața afectată în 1996 [mii ha]	Pondere din suprafața agricolă totală [%]
1	Secetă frecventă	3.900	26,36	7.100	48,03
2	Exces periodic de apă în sol	900	6,08	3.781	25,58
3	Eroziunea solului cauzată de apă	4.065	27,47	6.300	42,62
4	Eroziunea cauzată de vânt (deflație)	387	2,62	378	2,56
5	Compactarea datorită lucrărilor necorespunzătoare (hardpan)	6.500	43,93	6.500	43,93
6	Compactarea naturală a solului	2.060	13,92	2.060	13,92
7	Formarea frecventă a crustei	2.300	15,54	2.300	15,54
8	Rezervă mică și foarte mică de humus	5.322	35,97	7.178	48,56

Sistemele de lucrări ale solului care sunt utilizate pe cea mai mare parte a terenurilor noastre arabile se bazează în primul rând pe utilizarea plugurilor cu cormană și a grapelor cu discuri, rare fiind cazurile în care se utilizează altfel de mașini și tehnologii, deși în ultima perioadă se poate observa o ușoară modificare a obiceiurilor de cultivare, dar pe suprafețe mult prea mici. Această gamă îngustă de mașini și organe de lucru, coroborat cu efectul redus al specialiștilor care ar putea aplica o paletă mai largă de tehnologii și cu lipsa de capital al unei părți semnificative dintre cultivatori produce probleme grave în ceea ce privește conservarea fertilității solurilor. De exemplu, efectele negative ale utilizării preponderente ale plugurilor cu cormană și ale grapelor cu discuri se regăsesc în faptul că pe suprafețe foarte mari apare tasarea solului, respectiv pe suprafețe semnificative formarea frecventă a crustei. În plus, dacă apare o distribuție neuniformă a precipitațiilor, devenim martorii unor situații de exces de apă în sol. Ambele fenomene negative pot fi limitate prin utilizarea organelor de afânare pentru realizarea lucrărilor de bază ale solului (Ștefan și Gönczi, 1990 [214], Gönczi, 1991 [88]).

În contextul celor prezentate foarte pe scurt<sup>3</sup> în cele de mai sus, autorul a ales studiul organelor de afânare ca temă pentru cercetările a căror rezultat este prezenta teză de doctorat, care are 192 de pagini fiind structurată pe 5 capitole, conținând 102 figuri, 20 de tabele, 196 de relații matematice și 239 de referințe bibliografice.

În încheierea acestor rânduri trebuie arătat că, după părerea autorului prezentei lucrări, cercetarea organelor de afânare a solului ar trebui să fie mai mult în centrul atenției cercetătorilor din România, atât a celor care fac cercetare fundamentală aplicativă, cât și a celor care lucrează în cercetarea - dezvoltarea de mașini agricole. Lucrarea de față se înscrie în această dorință a autorului de a avea o contribuție în acest domeniu pe care îl consideră de o importanță deosebită.

---

<sup>3</sup> O prezentare mai detaliată se va face în următorul capitol.

## 2. STUDIU CRITIC PRIVIND STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR ÎN DOMENIUL CREȘTERII EFICIENȚEI ENERGETICE A LUCRĂRILOR SOLULUI

### 2.1 ASPECTE PRIVIND CONSUMUL DE ENERGIE ÎN AGRICULTURĂ

#### 2.1.1 BILANȚUL ENERGETIC ÎN AGRICULTURĂ

Agricultura este privită tot mai frecvent, ca urmare a discuțiilor legate de problematica energiei, nu numai ca o consumatoare de energie, ci și ca o producătoare potențială de energie.

În cazul economiilor dezvoltate, până cu câteva decenii în urmă, creșterea economică se baza în mod necesar pe creșteri ale consumului de energie. După crizele de petrol din deceniile șapte și opt, șocurile resimțite de economiile țărilor dezvoltate au produs o mutație în gândirea și acțiunea majorității persoanelor care sunt legate de consumarea energiei fosile, atât persoane care iau decizii la diverse nivele ale economiei, cât și o bună parte a populației acestor țări, care prin atitudinea lor au dus la reducerea consumurilor energetice specifice, ba chiar și la reducerea consumului absolut.

În fostele țări socialiste, datorită prețurilor artificial reduse ale energiei - care, în România abia din 1997 s-au adus în apropierea limitelor economic raționale -, în întreaga societate și economie a fost cvasi-generalizată mentalitatea că nu consumurile energetice sunt cele care determină eficiența economică. La formarea acestei mentalități a contribuit și modul absolut irațional de formare a prețurilor (în funcție de costurile de producție fără să se țină cont de cerere și ofertă) ca și lipsa unei reale concurențe.

Pe de altă parte, de la o agricultură în care, la sfârșitul secolului trecut, aproape întreaga alocare de energie externă fosilă se limita la proverbialele "câteva picături de lubrifianț", iar cele mai mari ponderi în consumul de energie indirectă erau reprezentate de mașinile de cosit, s-a ajuns ca astăzi, agricultura tipică europeană și nord-americană să fie tot mai dependentă de energia externă fosilă. Schimbarea caracterului agriculturii de la una extensivă la una intensivă s-a făcut, și cel mai adesea încă se mai face, pe seama creșterii consumurilor energetice pe unitatea de suprafață arabilă. În acest context trebuie studiat bilanțul energetic al culturii plantelor, mai exact rata bilanțului energetic, prin care înțelegem raportul dintre cantitatea de energie conținută de produsele realizate (*output*-ul energetic) și cantitatea de energie intrată în procesul de producție.

După Gruber (1980 [101]), elementele ce compun bilanțul energetic sunt cele din Fig. 2.1. Autorul arată că, în cadrul intrărilor energetice, cea mai mare pondere o are energia externă indirectă, ce se consumă la producerea:

- mașinilor agricole (ce iau parte la producție);
- fertilizanților chimici;
- pesticidelor utilizate.

În Tabelul 2.6 se prezintă distribuția procentuală a utilizării energiei consumate la nivelul întregii agriculturi în SUA la nivelul primei jumătăți a deceniului opt.

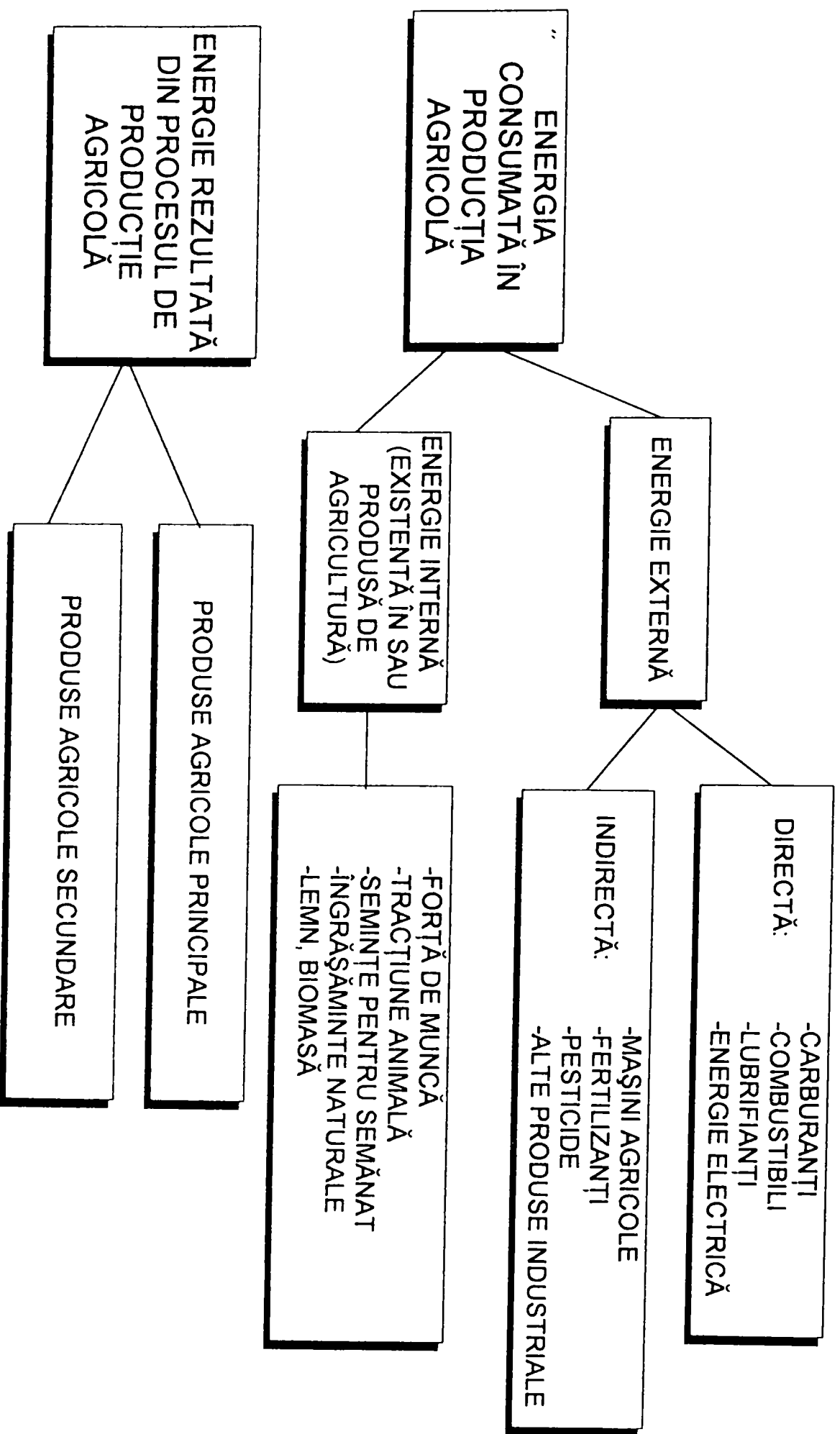


Fig. 2.1 Elementele ce compun bilanțul energetic al procesului de producție vegetală (după Gruber 1980 [101])

*Tabelul 2.1 Distribuția procentuală a utilizării energiei în agricultură (după Goswami 1986 [98])*

<i>Procesul sau materialul utilizat</i>	<i>Ponderea [%]</i>
Îngrășăminte chimice	32
Pesticide	3
<b>Lucrările solului și semănatul</b>	<b>12</b>
Alte operații mecanizate în câmp	6
Irigații	12
Recoltare mecanizată	8
Uscarea produselor	3
Transportul în cultura vegetală	12
Transportul în zootehnie	2
Prelucrarea, manipularea și transportul gunoierului animalier	1
Pregătirea și manipularea furajelor	3
Altele	6
<b>TOTAL</b>	<b>100</b>

Aspectul cel mai important al bilanțului energetic al fitotehniei este faptul că rata acestui bilanț, în majoritatea cazurilor, este supraunitară, cel puțin din punctul de vedere al intrărilor energetice care apar în costurile procesului de producție. Dacă s-ar ține cont și de cantitatea de energie solară care intră în procesul de producție, rata bilanțului ar fi mult subunitară, dat fiind că plantele utilizează în medie doar circa 1% din energia solară ce revine pe unitatea de suprafață de teren arabil, transformând-o, prin fotosinteză, în energie biochimică (Goswami, 1986[98]).

Revenind însă la rata bilanțului energetic în care nu se ține cont decât de energia ce intră în costurile de producție, trebuie spus că, valorile date de diferiți autori diferă uneori sensibil, datorită în primul rând faptului că unii dintre ei, la capitolul “energia conținută de produs” țin cont numai de produsele principale, iar alții iau în considerare și conținutul de energie al produselor vegetale secundare, iar această diferență este legată și de nivelul de dezvoltare al agriculturii respective precum și de importanța acordată reducerii nivelului intrărilor energetice externe în produsele agricole. Cu cât este mai complet utilizată planta de cultură, cu atât rata bilanțului energetic este mai mare.

Pentru ilustrarea celor de mai sus, în Tabelul 2.2 este prezentată componența consumurilor energetice și rata bilanțului energetic pentru câteva plante de cultură la nivelul anului 1980 în SUA (Pimentel, 1980 [172]).

Dacă se studiază dinamica modificării în timp a bilanțului energetic, corelat cu datele din Tabelul 2.3, se poate trage concluzia că în deceniile cinci și șase - perioada creșterii intensive a producțiilor - bilanțul energetic a scăzut, iar în deceniile șapte și opt, accentul a fost pus pe creșterea eficienței tehnologiilor, bilanțul îmbunătățindu-se ușor. Pe de altă parte se poate observa o creștere importantă a energiei consumate pentru cultivarea unui hectar de teren arabil, ceea ce arată că agricultura devine o tot mai mare consumatoare de energie.



Tabelul 2.2 Consumul energetic în cazul câtorva culturi [MJ/ha] (după Pimentel [172])

<i>Forma sub care se consumă energia</i>	<i>Porumb</i>	<i>Soia</i>	<i>Grâu</i>	<i>Plante furajere</i>
Mașini	4148,10	881,66	678,78	137,67
<b>Combustibili fosili</b>	<b>1344,15</b>	<b>2795,54</b>	<b>3498,65</b>	<b>1257,6</b>
Îngrășăminte chimice	9753,21	843,62	3812,90	4055,1
Semințe pentru semănat	2123,52	2446,96	1127,11	5824,1
Pesticide	2573,71	1197,26	264,39	-
Uscarea semințelor	5280,87	1195,62	-	5103,67
Transport	179,36	117,52	173,47	2223,65
Total cheltuit la un <i>ha</i> cultivat	25.402,92	9.478,18	9.555,31	18.601,79
Total energie conținută în produsul realizat pe un <i>ha</i>	108.455,06	33.599,9	28.911	94.311,09
<b>Rata energetică</b>	<b>4,27</b>	<b>3,54</b>	<b>3,026</b>	<b>5,07</b>

Tabelul 2.3 Dinamica consumului energetic și a ratei bilanțului energetic (după Pimentel [172], Anonim[5] și Bálint citat de [31])

<i>Anul</i>	1945 <sup>1</sup>	1970 <sup>1</sup>	1974 <sup>2</sup>	1979 <sup>1</sup>
<i>Energia specifică consumată [MJ/ha]</i>	10043	27838	46305	25402
<i>Rata bilanțului energetic</i>	3,15	2,69	-	4,27

<sup>1</sup> după Pimentel [110] și Anonim[5]

<sup>2</sup> după Bálint [31]

Tabelul 2.4 Distribuția consumului de combustibil fosil lichid pe diverse lucrări agricole realizate în câmp pentru cultivarea porumbului boabe (după Bánházi și Fülöp 1980[31])

<i>Lucrările agricole realizate</i>	<i>Ponderea lor energetică [%]</i>
Transportul și administrarea îngrășămintelor toamna (distanță de 5 km)	0,83
Dezmiriștit cu grapa cu discuri	<b>1,98*</b>
Arătură de toamnă (a = 30 cm)	<b>7,77*</b>
Nivelare, închiderea arăturii	<b>1,36*</b>
Transportul și administrarea îngrășămintelor primăvara (distanță de 5 km)	0,75
Grăpat cu grapa cu discuri	<b>1,98*</b>
Administrarea pesticidelor	0,53
Pregătirea patului germinativ	<b>2,02*</b>
Semănat	1,70
Prășit mecanizat	<b>1,98*</b>
Recoltare cu combina (tehnologie de recoltare sub formă de boabe)	5,44
Transportul boabelor	1,80
Uscare	70,24
Tocarea cocenilor în câmp	1,62
<b>TOTAL</b>	<b>100,00</b>

*Diverse operații mecanizate realizate cu*

<i>agregate mobile</i> .....	27,76 %	100,0 %
<i>-din care lucrările solului (notate cu *)</i> .....	17,09 %	61,6%

După Pimentel (1980 [172]), în cadrul energiei consumate la producerea porumbului sub formă de boabe, circa 26,1% sunt combustibili fosili, folosiți atât la agregatele agricole mobile (combustibili și lubrifianți), cât și la uscarea boabelor. În Tabelul 2.4 se prezintă distribuția pe diverse operații a consumului de motorină pentru cazul tehnologiei de producere a porumbului pentru boabe după Bánházi și Fülöp (1980 [31]).

Se observă din Tabelul 2.4 că, din consumul de combustibil, 70,24% este destinat uscării semințelor, iar 27,76% pentru diverse operații mecanizate, din care 61,56% (deci, 17,09% din consumul total de motorină) se utilizează la realizarea lucrărilor solului. După Goswami (1986[98]), din energia totală intrată în procesele de producție din agricultură, circa 11% se utilizează pentru lucrările solului și semănat. Pentru cultura plantelor, Bánházi și Fülöp (1980 [31]) susțin că din consumul total de motorină, 30-50% se utilizează pentru lucrările realizate de agregate agricole mobile, din care, în funcție de planta cultivată, de tehnologiile utilizate și de gradul de mecanizare, 65 până la 80% se utilizează pentru lucrările solului și pentru semănat, ceea ce înseamnă că din motorina utilizată, 20 până la 40% se utilizează în acest scop.

Din cele prezentate până acum, se pot trage câteva concluzii importante:

1. În cadrul economiei, producția vegetală este una dintre extrem de puținele ramuri care pot avea o rată a bilanțului energetic supraunitar, adică în urma procesului de producție, cantitatea de energie conținută de produse este mai mare decât cantitatea de energie cheltuită (investită) în cadrul proceselor productive.
2. În ultimele două decenii, în țările cu agricultură dezvoltată dar și în cele unde agricultura are o pondere importantă în economia națională, cu toate că s-au făcut investiții mari atât în cercetare-dezvoltare cât și în tehnologii și echipamente, creșterea producțiilor la hectar s-a făcut în general printr-o înrăutățire a bilanțului energetic, rare fiind cazurile de stagnare, iar cele de îmbunătățire, cvasi-inexistente.
3. În procesele de producție aferente producției vegetale, o pondere importantă o are energia consumată pentru realizarea lucrărilor solului, fiind circa 11% din totalul consumului agricol, respectiv 20 până la 40% din motorina utilizată în producția vegetală, acest lucru subliniind importanța studierii consumurilor energetice care revin lucrărilor solului.

În încheiere, trebuie arătat că, pentru rezolvarea problemelor alimentare ale mereu crescânde populații ale Terrei, încercarea de utilizare pe scară largă a tehnologiilor intensive, folosite în țările cu agricultură dezvoltată nu poate fi o soluție viabilă. Este adevărat că aceste tehnologii - împreună cu unele măsuri economice și fiscale nu tocmai liberale - sunt singurele care permit realizarea unor producții agricole mari, sigure și de calitate, care acoperă consumul național, ba chiar produc surplus de alimente. Pe de altă parte însă, aceste tehnologii sunt energo-intensive, cer investiții importante de capital și funcționează eficient numai în condiții de subvenționare (directă sau indirectă, vizibilă sau mascată). Este evident că în țările în curs de dezvoltare respectiv în țările slab dezvoltate, aceste tehnologii nu pot fi generalizate din motive lesne de înțeles, care nu vor fi prezentate aici.

Pe de altă parte, chiar în cazul țărilor cu agricultură dezvoltată, tot mai mulți experți afirmă că tehnologiile intensive folosite astăzi fac ca agricultura acestor țări să aibă o dezvoltare viitoare care nu poate fi susținută (Husti, 1995 [118], Young și Burton, 1992 [238]) Motivele cele mai importante sunt: (1) consumul ridicat de energie fosilă, (2) creșteri ale producțiilor

agricole pot fi realizate numai prin înrăutățirea bilanțului energetic și, nu în ultimul rând, (3) în general aceste tehnologii duc la un consum mai rapid al resurselor naturale decât este capabilă natura să le regenereze, chiar și în condițiile unei intervenții umane în acest sens.

### **2.1.2 TENDINȚE ACTUALE ÎN GĂSIREA UNOR CĂI PENTRU DEZVOLTAREA DURABILĂ A AGRICULTURII**

Rezultatele proceselor de producție în agricultură sunt în cea mai mare măsură determinate de tehnologiile de producție aplicate, adică înlănțuirea logică și rațională a operațiilor de producție respectiv modul lor de realizare practică.

În agricultura României au avut loc modificări structurale masive începând cu începutul deceniului nouă. În primul rând, structura funciară s-a modificat radical, explodând într-un număr foarte mare de exploatați deosebit de mici, care nu mai pot aplica decât limitat tehnologiile de producție folosite curent în structura organizatorică anterioară. Pe de altă parte, apariția concurenței - mai ales a produselor alimentare din import - și dispariția structurilor de achiziție, depozitare, conservare, prelucrare și comercializare planificate, a produs o diminuare serioasă a producției agricole (vezi Leu, 1994 [144]). Astfel, dezvoltarea unor tehnologii de producție noi a devenit una din priorități. În acest context este util să se facă o trecere în revistă a principalelor scopuri ce pot fi urmărite prin dezvoltarea tehnologică în agricultură:

- maximizarea producțiilor
- minimizarea costurilor
- satisfacerea unor cerințe calitative speciale
- îmbunătățirea condițiilor și cerințelor sanitare și de mediu înconjurător
- mărirea profitabilității
- alte scopuri speciale.

Se poate observa că nu poate fi ușor realizată urmărirea concomitentă a mai multor obiective, date fiind cerințele de multe ori contradictorii, aferente realizării lor. Un scop realist în dezvoltarea tehnologică poate fi însă o combinație rațională a mai multor obiective printr-o armonizare în funcție de scopurile urmărite, de ambițiile și posibilitățile existente.

După Husti (1995 [118]), în principiu pot exista numeroase și diverse abordări ale problemei, dar la ora actuală în țările cu agricultură dezvoltată, există trei moduri de abordare caracteristice:

- maximizarea producțiilor
- agricultura biologică sau organică
- agricultura bazată pe filosofia *LISA*

Primele două nu necesită o prezentare deosebită, fiind relativ bine cunoscute<sup>4</sup>. Agricultura bazată pe filosofia *LISA* a avut la bază un program de dezvoltare a unor tehnologii ecologice având costuri de producție reduse, inițiate în SUA. *LISA* este un acronim de la *Low Input Sustainable Agriculture* (agricultură cu dezvoltare durabilă și costuri de producție reduse

---

<sup>4</sup> pentru o scurtă caracterizare a acestora vezi Referatul Nr. 1 pentru Teza de doctorat al autorului

- în lb. engleză)<sup>5</sup>. Esența acestei filosofii, care, în contrast cu agricultura biologică, nu refuză utilizarea chimicalelor, dar - nu numai pentru reducerea costurilor de producție - folosește cât mai puțin posibil din acestea, este reducerea utilizării resurselor externe agriculturii, concomitent cu menținerea producțiilor la niveluri acceptabile.

Aferent unei astfel de filosofii s-au dezvoltat și tehnologiile adecvate care au în vedere următoarele principale grupe de probleme:

- conservarea fertilității și o utilizare rațională a solului
- conservarea resurselor de apă și utilizarea irigațiilor în limite raționale
- utilizarea îngrășămintelor artificiale și ale pesticidelor și problema structurii cantitative și calitative a paletei substanțelor folosite
- metode de protecție împotriva bolilor și dăunătorilor
- chestiuni ale producerii de energie și ale folosirii ei eficiente, cu accent pe resurse reînnoibile
- administrarea sistemică a exploatației, având în atenție profitabilitatea ei
- probleme ale speciilor și soiurilor cultivate, rezistența lor genetică la stres și stimuli externi maligni.

Se poate observa că, exceptând ultima dintre probleme, toate celelalte sunt legate fie direct, fie indirect de problematica lucrărilor culturale ale solului.

În Tabelul 2.5 se prezintă comparativ ponderea cheltuielilor de producție (la prețuri din 1987) în cazul folosirii unei tehnologii clasice specifice unei agriculturi de tip industrial respectiv a unei tehnologii bazate pe filozofia *LISA* (Husti, 1993 [117]) în cazul a două plante de cultură.

Din datele prezentate se poate vedea că filozofia *LISA* duce la creșterea ponderii lucrărilor solului în consumurile energetice, făcând să crească și mai mult importanța acestor lucrări.

---

<sup>5</sup> *Sustainable* din limba engleză se traduce prin expresia "care se poate susține" (Dicționar Englez-Român, Ed. Academiei RSR, 1974, pag. 704), ceea ce evident nu poate fi folosit, dat fiind caracterul ei prolix. Unii autori au tradus pur și simplu prin "sustenibil", acesta fiind un neologism care nu s-a încetățenit încă, astfel încât autorul consideră că este de preferat varianta folosirii expresiei "dezvoltare durabilă".

Tabelul 2.5 Ponderea unor elemente ale cheltuielilor de producție (după Husti, 1993 [117])

Cultură de porumb pentru boabe

Tehnologie clasică		Tehnologie LISA	
<i>Demumirea lucrării executate</i>	<i>Ponderea ei în cheltuielile de producție [%]</i>	<i>Demumirea lucrării executate</i>	<i>Ponderea ei în cheltuielile de producție [%]</i>
Recoltare	17	Recoltare	29
Semințe și semănat	14	Semințe și semănat	23
Îngrășăminte chimice	10		
Pesticide	45	Pesticide	4
<b>Lucrările solului</b>	<b>14</b>	<b>Lucrările solului</b>	<b>16</b>
		Cheltuieli suplimentare cu cultura auxiliară de trifoi	28
<b>Cheltuieli totale de producție [USD/ha]</b>	<b>538.7</b>		<b>316.3</b>
<b>Beneficiul net [USD/ha]</b>	<b>171</b>		<b>95</b>

Cultură de soia

Tehnologie clasică		Tehnologie LISA	
<i>Demumirea lucrării executate</i>	<i>Ponderea ei în cheltuielile de producție [%]</i>	<i>Demumirea lucrării executate</i>	<i>Ponderea ei în cheltuielile de producție [%]</i>
Recoltare	29	Recoltare	35
Semințe și semănat	9	Semințe și semănat	15
Pesticide	50	Pesticide	9
<b>Lucrările solului</b>	<b>12</b>	<b>Lucrările solului</b>	<b>41</b>
<b>Cheltuieli totale de producție [USD/ha]</b>	<b>380.53</b>		<b>257.98</b>
<b>Beneficiul net [USD/ha]</b>	<b>9</b>		<b>42</b>

## 2.2 CÂTEVA IDEI PRIVIND CREȘTEREA EFICIENȚEI ENERGETICE ÎN AGRICULTURĂ

Așa cum s-a mai arătat, se poate defini așa-numita rată a bilanțului energetic ca fiind raportul dintre energia conținută de produsul final (primar și/sau secundar) al procesului de cultivare a plantelor și energia consumată în procesul de realizare a produsului finit. S-a prezentat în subcapitolul 2.1.1 că fitotehnia este una dintre puținele ramuri economice care pot avea un bilanț energetic pozitiv. Rata bilanțului energetic poate fi supraunitară întrucât în bilanțul

energetic nu apare energia solară pe care plantele o captează, acumulând astfel o energie care nu crește cheltuielile de producție ([5], [31], [101]).

Este de domeniul evidenței că în cazul oricărei activități economice se cere ca pe lângă o creștere a producțiilor să se îmbunătățească și eficiența economică. În cazul special al cultivării plantelor, un deziderat important este creșterea eficienței energetice, care, în principiu, poate avea loc pe două căi:

- reducerea cantității de energie introduse în procesul de producție (*input-ul*)
- creșterea cantității de energie conținute de produsele finale (*output-ul*)

Creșterea cantității de energie conținute de produse poate fi realizată fie pur și simplu prin creșterea producțiilor la hectar, fie prin cultivarea unor plante care pot capta și acumula energia solară cu un randament mai ridicat. Această din urmă cale, deși probabil în viitor prin utilizarea tehnicilor de inginerie genetică va fi cea mai eficientă, nu reprezintă tema prezentei lucrări. Se poate susține că, din punct de vedere al prezentei abordări, creșterea eficienței energetice se poate realiza fie prin reducerea consumurilor energetice în procesul de producție, fie prin creșterea producțiilor la hectar, fie prin ambele modalități.

Cum s-a arătat în subcapitolul 2.1.1, o parte importantă din energia consumată în procesul de cultivare a plantelor este consumată fie direct (sub formă de combustibili și lubrifianti), fie indirect (sub forma energiei consumate la fabricarea mașinilor și tractoarelor agricole, a îngrășămintelor sintetice și a pesticidelor) în cadrul lucrărilor solului. În aceste condiții, este necesar să se facă o analiză a situației actuale a problematicii lucrărilor solului, privită în cadrul interdependențelor ce caracterizează procesul de cultivare a plantelor.

Așa cum arată Young *et al.* (1988 [239]), scopul principal al lucrărilor solului este ca solul să fie adus de la o stare inițială existentă la o stare finală dorită. În mod evident, din punct de vedere tehnic, se impune soluționarea mai multor probleme. O primă problemă este determinarea stării inițiale a solului. O altă problemă este definirea stării finale, dorite, a solului. În sfârșit, dar nu în ultimul rând, cunoscând starea inițială și starea finală, trebuie să se definească modalitatea / modalitățile prin care se pot realiza modificările cerute. Pentru ca problemele să fie și mai complexe, trebuie adăugat că nu este destul să se realizeze o anumită stare a solului la un moment dat, ci starea aceasta trebuie să se mențină pe un termen mai lung.

În soluționarea problemelor de mai sus trebuie să se țină cont de cerințele plantei de cultură care se va cultiva, de planta premergătoare, de întregul asolament din care fac parte culturile respective, de condițiile pedo-climatice (în parte cunoscute, în parte aleatoare, care pot fi doar prognosticate), de cerințele de menținere a fertilității solului pe termen lung și frânarea procesului de distrugere a solului.

În ceea ce privește starea inițială a solului, este nevoie să fie definite caracteristicile sale fizice, dinamice, chimice și biologice. Este evident că prin lucrările solului, numai caracteristicile fizice și dinamice pot fi influențate pe termen scurt. Din punct de vedere al cerințelor plantei de cultură, acestea nu rămân neschimbate de-a lungul perioadei de vegetație, în plus, plantele au diverse cerințe în diverse puncte ale masei de sol în care își dezvoltă sistemul radicular. De exemplu, patul germinativ trebuie să permită un bun contact al semințelor cu solul umed, dar, pe de altă parte, trebuie să fie suficient de afânat ca să permită o rapidă răsărire. Astfel, starea finală

624.569 1810

donită este de obicei caracterizată printr-o structură variabilă spațial, atât pe verticală, cât și pe orizontală.

Este important de subliniat faptul că, de la începuturile cultivării conștiente a plantelor, starea solurilor agricole s-a înrăutățit continuu. Așa cum arată Birkás *et al.* (1992 [40]), procesul de degradare a solurilor agricole este unul continuu, viteza sau intensitatea degradării putând fi influențată de tehnologiile utilizate. În aceeași ordine de idei, Uphadyaya *et al.* (1984 [223]) citează părerea unanimă a președinților Societății Agronomilor din America și a Societății Pedologilor din America, amândoi susținând că “o bună parte a producțiilor agricole mari sunt realizate pe seama folosirii unor resurse nereînnoibile ale solurilor”.

În general, tehnologiile clasice de lucrări ale solului au (și) efecte negative asupra solurilor. Principalele efecte negative care apar sunt: distrugerea structurii solului, tasarea solului și formarea unor bulgări mari de sol. Aceste efecte apar în primul rând datorită faptului că în tehnologiile clasice se realizează un număr mare de treceri, în parte datorită faptului că unele dintre lucrări (de exemplu, aratul cu plugul cu cormană) realizează o afânare exagerată dar nu și o suficientă mărunțire, ceea ce necesită lucrări suplimentare. Această situație duce la distrugerea structurii solului respectiv la tasarea sa. Solul format din particule structurale mici și tasat atât datorită rularii agregatelor agricole cât și efectului unora dintre organele de lucru, la următoarea lucrare de bază va produce bulgări mari de sol care nu pot fi mărunțiți decât foarte greu. Tasarea solului are loc și pe cale naturală, dar cea mai importantă pondere o are tasarea artificială. Pe de o parte forța de greutate a agregatelor agricole ce se deplasează pe câmp se transmite solului prin intermediul mecanismelor de rulare. În funcție de condițiile date, această tasare poate fi transmisă într-o adâncime mai mică sau mai mare. Pe de altă parte, unele lucrări, cum ar fi aratul cu plugul cu cormană respectiv grăpatul cu grapa cu discuri produc un orizont de sol tasat imediat sub adâncimea de lucru ([45], [54], [190]); acest efect se amplifică dacă lucrările amintite se realizează de mai multe ori la aceeași adâncime de lucru.

O altă problemă importantă este legată de posibilitatea reducerii eroziunii solului prin intermediul tehnologiilor de lucrări. Aici trebuie amintit faptul că cele mai eficiente măsuri se referă la acoperirea solului cu resturi vegetale prin lăsarea acestora pe suprafața solului. Colvin *et al.* (1984 [64]) arată că pierderile de sol prin deflație după semănat sunt invers proporționale cu procentul din suprafață acoperit cu resturi vegetale, indiferent de tehnologia de lucrări folosită până la semănat. Resturile vegetale lăsate pe suprafața solului influențează de asemenea și regimul termic și hidric al solului. De asemenea, resturile vegetale apără particulele de sol de efectul distructiv al impactului picăturilor mari de ploaie. O altă modalitate de frânare a eroziunii este realizarea unei suprafețe având o microtopografie rugoasă a câmpului, acest lucru reducând atât eroziunea datorită vântului cât și pe cea datorită apei (Römkens și Wang, 1986 [179], Sharifat *et al.* 1994 [191]). În aceeași ordine de idei se află și încercările mai multor constructori de mașini de lucrat solul, pentru a proiecta organe de lucru care să afâneze eficient solul, dar să producă cât mai mici modificări la suprafață (Birkás, 1994 [44], Reeder *et al.* 1993 [177], Tupper, 1994 [222]).

În încheiere trebuie arătat că, datorită complexității deosebit de mari a problemei, la ora actuală există deja mai multe încercări de a privi lucrările solului ca pe o înlănțuire de operații la care nu este definită dinainte nici mașina utilizată și nici organele de lucru necesare, ci doar

scopurile urmărite. Sistemul funcționează ținând cont de starea inițială a solului, fiind totodată un sistem dinamic, în care efectul lucrării realizate influențează etapele următoare ale procesului (Schafer *et al.*, 1985 [188]). Mai mult, există încercări de a pune la punct sisteme cu reglare automată a adâncimii de lucru a organelor de afânare, astfel încât acestea să distrugă *hardpan*-ul existent în sol fără să lucreze la adâncimi de lucru prea mari (Stafford și Hendrick, 1988 [212]).

Cele mai recente cercetări efectuate cu precădere la Laboratorul Național de Dinamica Solului din SUA și în laboratoarele unor universități, se referă la elaborarea unor strategii de control și operare automată, respectiv la dezvoltarea unor senzori necesari automatizării proceselor de lucrare a solului (Smith *et al.*, 1994 [204], Young *et al.*, 1988 [239]). În Fig. 2.2 este prezentată diagrama bloc a unui sistem de control automat al lucrărilor solului, după Smith *et al.* (1994 [204]).

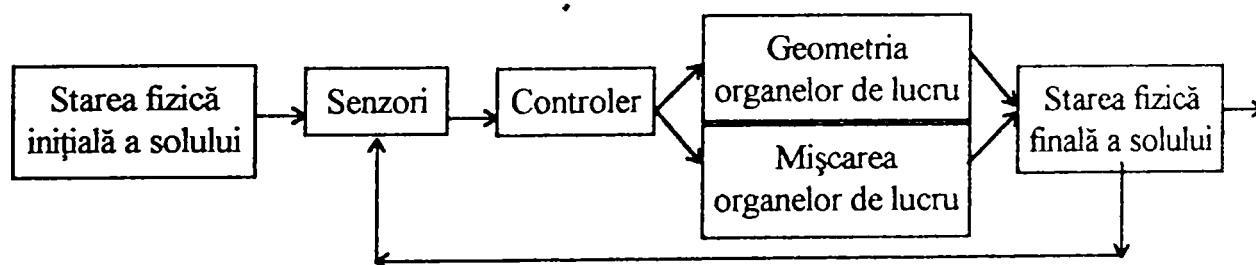


Fig. 2.2 Diagrama bloc a unui sistem de control automat al lucrărilor solului (după Smith *et al.* 1994 [204])

După cum se poate observa și din diagrama bloc, la ora actuală aceste cercetări se află într-o fază incipientă, neexistând încă soluții la întrebarea ce anume să se facă în cazul controlului automat în timp real, dacă rezultatul lucrării nu se încadrează în intervalul prescris al stării fizice a solului. Există două soluții propuse:

- se modifică geometria organelor de lucru
- se modifică mișcarea organelor de lucru

## 2.3 CONSUMUL ENERGETIC ȘI COMPONENTELE SALE ÎN CAZUL LUCRĂRILOR CULTURALE ALE SOLULUI

Atunci când se studiază consumul energetic în cazul lucrărilor culturale ale solului, se consideră adeseori consumul energetic al întregului agregat, format din sursa de energie (tractorul) și mașina agricolă. Acest mod de abordare înseamnă că se ține cont și de modul în care se face corelarea energetică dintre sursa de energie și mașina agricolă.

În condițiile abordării prezentate mai sus, consumul energetic se compune din mai multe elemente. O primă grupă de elemente sunt legate de deplasarea sursei de energie pe câmp, acestea fiind energia necesară învingerii rezistențelor la rulare și energia disipată datorită patinării roților motrice. Evident, restul energiei consumate de tractor este energia necesară deplasării și, eventual, acționării mașinii agricole de lucrat solul. Această a doua grupă de componente este compusă din elemente care sunt diferite în funcție de tipul mașinii, dar, în principiu, se poate spune că sunt următoarele:



1. În cazul mașinilor care au organe de lucru care nu au o mișcare relativă față de cadrul mașinii din care fac parte (deci sunt montate rigid de cadrul mașinii), energia consumată este formată din frecarea dintre sol și organele de rulare ale mașinii (dacă există) respectiv energia necesară prelucrării solului (formată din energia necesară tăierii, mărunțirii și deplasării solului, respectiv frecarea dintre organele de lucru și sol).
2. În cazul mașinilor ale căror organe de lucru au o mișcare relativă de rotație, dar sunt acționate de la sol, pe lângă elementele de la punctul anterior mai apare și energia necesară punerii în mișcare a organelor de lucru, cât și eventualele frecări din lagăre.
3. În cazul mașinilor cu organe de lucru acționate (fie de la priza de putere a tractorului fie de la o altă sursă de energie), se consumă energie pentru tăierea, mărunțirea și deplasarea solului, respectiv se disipează energie prin transmisii și în lagăre. Evident că și în acest caz se consumă energie și pentru învingerea frecărilor dintre organele de lucru și sol.

## **2.4 REDUCEREA CONSUMURILOR ENERGETICE AFERENTE LUCRĂRILOR SOLULUI**

În cele ce urmează vor fi enumerate câteva dintre cele mai importante căi de reducere a consumurilor energetice în cazul lucrărilor solului, urmând ca unele dintre acestea să fie discutate și exemplificate în subcapitolele următoare. Din cauza limitelor inerente unei lucrări de genul celei de față, în mod evident nu se vor putea prezenta decât foarte pe scurt chiar și principalele realizări.

O primă categorie de soluții sunt legate de reducerea consumului agregatelor de lucrat solul prin optimizarea caracteristicilor lor de exploatare. Aici se face referire la corelarea optimă a puterii de tracțiune a sursei de energie cu rezistența la tracțiune a mașinii de lucrat solul, la alegerea optimă a vitezei de lucru, și uneori - dacă nu este determinată univoc din considerente tehnologice - chiar și a adâncimii de lucru. Tot în această categorie se înscriu și încercările de automatizare a procesului de lucrat solul din ultimul deceniu.

Reducerea masei mașinilor de lucrat solul duce la scăderea forțelor de frecare pe organele de sprijin și, în anumite cazuri, chiar pe organele de lucru, ducând astfel la reducerea consumului energetic. În condițiile unor materiale și tehnologii tot mai sofisticate, din acest punct de vedere o limitare a reducerii greutatei mașinilor se impune în cazul anumitor mașini de lucrat solul, la care adâncimea de lucru este determinată de greutatea mașinii (grape cu discuri, grape cu cuțite rulante, etc.). Este importantă reducerea valorii raportului dintre greutatea mașinii și lățimea ei de lucru. Un exemplu notabil pentru această tendință este fabricarea de către tot mai mulți producători a așa-ziselor pluguri pivotante. Problema reducerii masei a fost studiată de Pálinkás sub forma unei teze de doctorat, din care au fost publicate mai multe articole (1989 [161], 1995 [162]). Autorul vorbește despre motivele reducerii masei mașinilor agricole mobile în general și a celor pentru lucrările solului în particular. El citează diferiți cercetători care susțin că tasarea solului de către mecanismele de rulare ale agregatelor agricole este unul din principalii factori care distrug solurile agricole și propune ca primă soluție utilizarea unor materiale cu rezistența mecanică mărită, precum și tehnologii mai eficiente, utilizate la fabricarea tractoarelor și a mașinilor agricole mobile.

Mult mai importantă pare a fi o noțiune introdusă de același autor (1995 [162]), așa-numitul indice de utilizare a masei mașinii. Pálincás definește masa utilă a mașinii de lucrat solul ca fiind masa necesară menținerii organelor de lucru în sol la adâncimea maximă de lucru, respectiv masa utilă specifică, aceasta fiind masa utilă raportată la lățimea de lucru. Masa utilă a unei mașini depinde de tipul mașinii. În aceste condiții, indicele de utilizare a masei mașinii  $I_m$  este raportul dintre masa utilă și masa totală reală:

$$I_m = \frac{m_u}{m_t} \quad (2.1)$$

Autorul a studiat cazul plugurilor, unde valoarea medie a indicelui a fost de  $I_m=0,44$ , iar în cazul grapelor cu discuri  $I_m=0,7$ . Indicele de utilizare a masei are valoarea ideală egală cu unitatea. O valoare  $I_m>1$  înseamnă că masa mașinii nu este suficient de mare pentru ca mașina să lucreze stabil la adâncimea de lucru maximă.

O direcție foarte importantă de reducere a consumurilor energetice este optimizarea geometriei organelor de lucru. Evident că, în sens larg, în noțiunea de “organe de lucru” intră orice organ al mașinii care este în contact cu solul. Această direcție de abordare a problemei este poate cea mai importantă, dat fiind faptul că geometria organelor de lucru determină nu numai consumul energetic, dar și efectul pe care îl are lucrarea asupra solului. Din acest motiv, trebuie arătat că nu e voie ca optimizarea formei și a dimensiunii organelor de lucru să se facă exclusiv după criterii energetice, ci trebuie să se studieze și efectul modificărilor asupra solului.

Din acest punct de vedere este deosebit de importantă abordarea teoretică a proiectării organelor de lucrat solul prezentată de Gill și VandenBerg (1968 [80]).

Autorii definesc două relații funcționale, anume:

$$F = f(G_{OL}, M_{OL}, S_i) \quad (2.2)$$

respectiv

$$S_f = g(G_{OL}, M_{OL}, S_i) \quad (2.3)$$

unde:

$F$  este o funcție care descrie forțele ce acționează asupra organului de lucru;

$G_{OL}$  este o funcție care descrie geometria organelor de lucru;

$M_{OL}$  este o funcție care descrie mișcarea organelor de lucru;

$S_i$  este o funcție care descrie starea inițială a solului;

$S_f$  este o funcție care descrie starea finală a solului; iar

$f$  și  $g$  sunt două relații funcționale care leagă funcțiile care definesc modul în care decurge procesul.

În mod evident, toate funcțiile mai sus amintite ( $F$ ,  $G_{OL}$ ,  $M_{OL}$ ,  $S_i$ ,  $S_f$ ) sunt funcții matematice abstracte, foarte complexe, care în cel mai simplu caz pot fi considerate ca niște funcții reale de mai multe variabile fiecare. De exemplu,  $F$  este, în cel mai simplu caz, un tensor cu

elemente care au valori variabile în timp și spațiu. Cele două relații funcționale  $f$  și  $g$  pot fi diferite sau nu. Independența celor două relații funcționale este importantă deoarece se pune problema posibilității existenței unei relații funcționale de rang superior dintre funcția forțelor și funcția ce descrie starea finală a solului. Dacă există o asemenea relație funcțională, atunci relațiile ( 2.2) și ( 2.3) pot fi reunite într-o singură relație, astfel încât să existe o singură relație funcțională care leagă variabilele de proiectare. Cunoștințele existente la ora actuală nu indică în mod univoc existența unei astfel de relații funcționale generale de rang superior. În plus, datorită inexistenței unor funcții definite clar și univoc pentru relațiile ( 2.2) și ( 2.3), nici din punct de vedere matematic problema nu poate fi soluționată. Dacă s-ar cunoaște relațiile ( 2.2) și ( 2.3), verificarea dependenței celor două relații s-ar putea realiza prin calculul Jacobianului lor, care în acest caz trebuie să fie nul.

Cunoașterea formei matematice a relațiilor ( 2.2) și ( 2.3), ar pune proiectanții într-o situație deosebit de favorabilă: ei ar putea proiecta atât forma cât și mișcarea organelor de lucru utilizând metode deterministice exacte. Dar chiar și în condițiile în care nu se cunosc respectivele relații funcționale, ele oferă liniile directoare pentru o proiectare empirică, dar bazată pe relații matematice corecte (chiar dacă ele sunt abstracte).

Derivând relațiile ( 2.2) și ( 2.3), se poate scrie:

$$dF = \frac{\partial f}{\partial G_{OL}} \cdot dG_{OL} + \frac{\partial f}{\partial M_{OL}} \cdot dM_{OL} + \frac{\partial f}{\partial S_i} \cdot dS_i \quad ( 2.4)$$

și

$$dS_f = \frac{\partial g}{\partial G_{OL}} \cdot dG_{OL} + \frac{\partial g}{\partial M_{OL}} \cdot dM_{OL} + \frac{\partial g}{\partial S_i} \cdot dS_i \quad ( 2.5)$$

În relațiile ( 2.4) și ( 2.5) rezidă principiul fundamental al proiectării calitative a organelor de lucru. Dacă, de exemplu, modificăm geometria unui organ de lucru fără să i se modifice mișcarea (tipul mișcării, viteza, adâncimea de lucru, dispunerea spațială față de vectorul vitezei) iar încercările se fac în sol de același tip și având aceeași stare inițială, atunci toate modificările în ceea ce privește forțele care apar în proces se vor datora modificărilor geometrice. Acest lucru este demonstrat și matematic, întrucât:

$$dF = \left( \frac{\partial f}{\partial G_{OL}} \right)_{M_{OL}, S_i} \cdot dG_{OL} \quad ( 2.6)$$

$$dS_i = \left( \frac{\partial g}{\partial G_{OL}} \right)_{M_{OL}, S_i} \cdot dG_{OL} \quad ( 2.7)$$

deoarece în condițiile date  $dM_{OL} = dS_i = 0$ .

De altfel, în general, metoda de lucru utilizată în practică se bazează pe această abordare prin care se poate face o optimizare locală și parțială.

Tot legat de organele ce vin în contact cu solul se pune problema reducerii frecării dintre suprafața lor și sol, ca fiind o altă posibilitate de reducere a consumurilor energetice. Legat de frecări, s-au făcut cercetări modificând rugozitatea suprafețelor, acoperind suprafețele de contact cu materiale cu frecare redusă în contact cu solul, s-au utilizat diverse metode de lubrifiere în vederea reducerii frecărilor.

Deosebit de interesante sunt acele încercări care modifică modul în care are loc deformarea solului pe organele de lucru, cunoscut fiind faptul că energia necesară ruperii solului prin întindere este de 10-20 ori mai mică decât prin comprimare (Ștefan și Gönözi, 1992 [215]), respectiv că mărunțirea prin forfecare necesită de 4-5 ori mai puțină energie decât mărunțirea prin impact (ciocnire) (Mezei și Nacsá, 1992 [151]). În această categorie pot fi clasificate și acele încercări care prin modificări ale configurației sau mișcării organelor de lucru, modifică modul în care se produce tăierea și mărunțirea solului.

Un alt grup de măsuri se caracterizează prin faptul că sunt legate într-un fel sau altul de agrotehnica utilizată și nu se referă neapărat la reducerea consumurilor energetice ale unei lucrări anume, ci la reducerea consumurilor aferente lucrărilor pentru un întreg ciclu de producție, ba uneori chiar pe o perioadă mai lungă de timp. O primă categorie de soluții se referă la utilizarea așa-numitelor sisteme cu lucrări minime sau reduse ale solului. O altă categorie de soluții tehnice din acest grup este reprezentată de așa-numitele lucrări fără răsturnarea brazdei, care se întemeiază pe eliminarea aratului ca lucrare de bază a solului.

În fine, o ultimă categorie de măsuri de reducere a consumurilor energetice, care însă au importanță și din punctul de vedere al conservării fertilității solurilor agricole, se referă la dezvoltarea și utilizarea unor organe de lucru și mașini care pot combate tasarea solului, în acest fel, indirect, ducând și la creșterea eficienței energetice a cultivării plantelor pe termen lung.

În Fig. 2.3 se face o schematizare a principalelor categorii de soluții utilizate la reducerea consumurilor energetice ale lucrărilor solului.

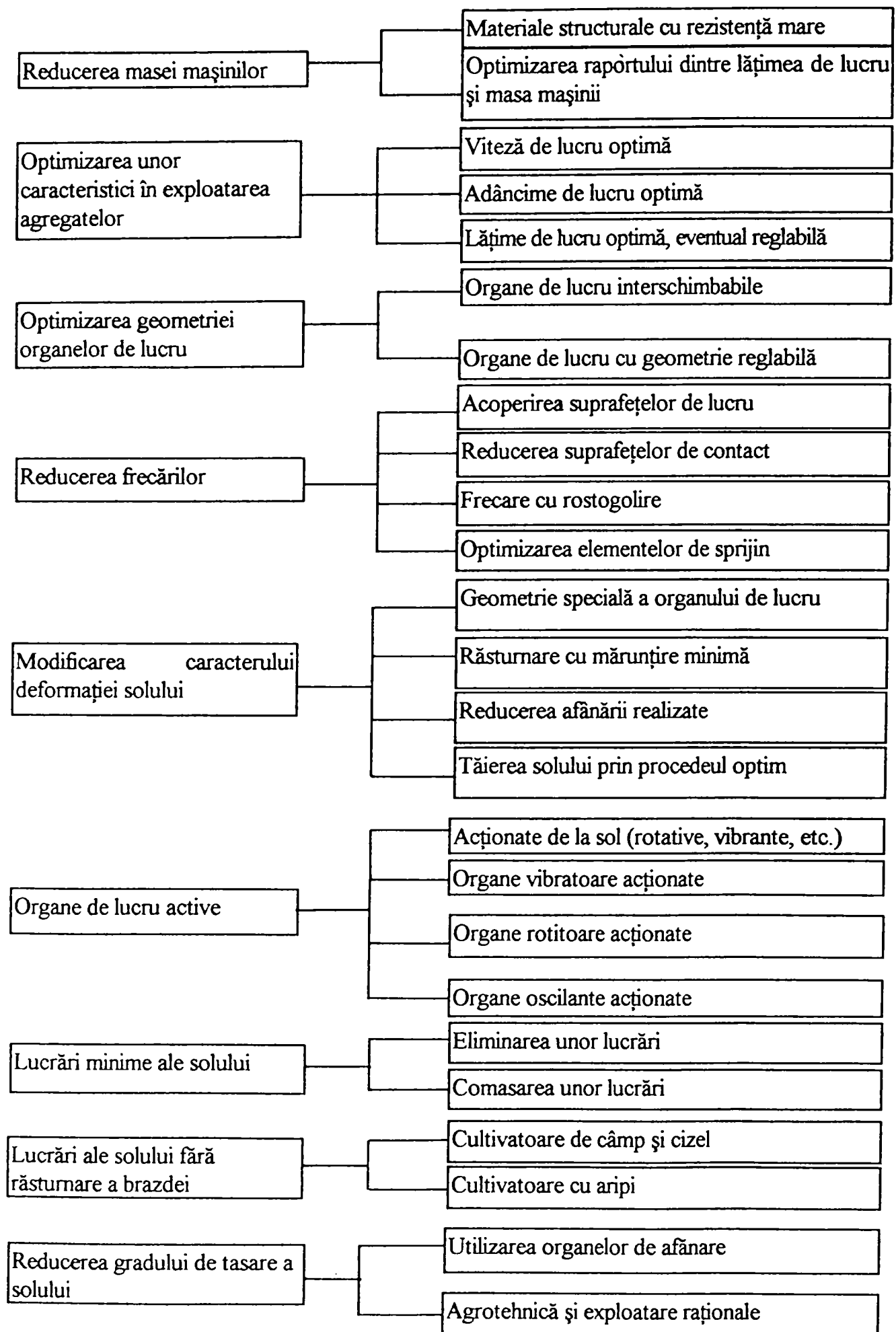


Fig. 2.3 Principalele posibilități de reducere a consumurilor energetice (după Bánházi și Fülöp 1980 [31])

## 2.5 CORELAREA EFICIENȚEI ENERGETICE A LUCRĂRILOR SOLULUI CU STAREA FIZICĂ RESPECTIV CU FERTILITATEA SOLULUI

Studiul efectelor dinamice în sistemul sol-organ de lucru este important în primul rând din cauza analizării consumului energetic al proceselor respective, dar trebuie să se țină cont și de scopul urmărit, adică starea finală dorită a solului, corelată cu starea inițială. Solul, care este una dintre cele mai importante resurse naturale, a fost și este în continuare supus unui proces de degradare datorită eroziunii, cauzată de forțe naturale, și/sau de practicile agricole (Singh *et al.* 1992 [200]). Dacă se dorește menținerea pe termen lung a unei agriculturi productive și profitabile, trebuie să se îmbunătățească metodele de administrare a solului, mai exact a fertilității și a stării sale fizice, care trebuie menținute într-un interval în care solul se poate regenera.

Din păcate atât atenția acordată reducerii consumurilor energetice cât și interesul de care se bucură astăzi în unele țări tehnologiile de conservare a solului, pot fi definite ca preocupări conștiente și continue doar în ultimele câteva decenii. Pe de o parte, în perioada de până la prima criză mondială a petrolului (începutul anilor '70), nu a existat o motivație serioasă pentru studiul consumurilor energetice ale cultivării plantelor. Pe de altă parte, așa cum arată Birkás (1988 [39]), ideile novatoare în problemele agrotehnice au avut ca imbold mai întotdeauna modificări defavorabile ale condițiilor de cultivare. Fie luarea în cultură a unor suprafețe noi, ale căror condiții pedo-climatice nu permiteau utilizarea tehnologiilor utilizate curent ( a se vedea *dry-farming*-ul lui Campbell, 1909 [50]), fie amplificarea unor procese negative - eroziune, deflație, tasarea solului - au constrâns cercetătorii și practicienii să reînnoiască tehnologiile utilizate.

De la mijlocul anilor '70, - când în SUA au fost luate primele măsuri administrative care i-au constrâns pe fermieri să utilizeze tehnologii care să frâneze degradarea solurilor agricole, iar prețul combustibililor fosili a crescut - s-a amplificat interesul pentru cercetarea-dezvoltarea unor tehnologii, organe de lucru și mașini, cu care să poată fi administrate problemele amintite. În această perioadă au apărut în Statele Unite curente care aici vor fi doar enumerate, *minimum-tillage*, *reduced-tillage*, *conservation tillage*, toate având ca scop reducerea gradului de prelucrare a solului la un nivel la care să se oprească sau să se frâneze degradarea solului, concomitent cu menținerea producțiilor la un nivel acceptabil. Aproximativ în aceeași perioadă, este pusă la punct așa-zisa tehnologie cu trafic controlat, în care roțile agregatelor agricole rulează de-a lungul întregii perioade de vegetație pe aceleași urme, care nu sunt nici lucrate, nici semănate (Búvár, 1988 [49]).

Ultimele două decenii sunt caracterizate de o tot mai mare creștere a ponderii tehnologiilor noi de lucrări ale solului în agricultura țărilor dezvoltate. În general, tendința este ca solul să fie adus la acea stare la care, în condițiile de mediu date, să realizeze producții mari, iar lucrările solului prin care se obține această stare să îmbunătățească starea generală și fertilitatea solului, sau măcar să nu le înrăutățească [39].

Negi *et al.* (1980 [155]) au studiat relația complexă dintre producțiile realizate, sistemul de lucrări ale solului și tasarea solului datorită traficului agregatelor agricole. Au fost comparate patru sisteme, anume: *no-tillage* (fără lucrări, deci semănat direct în miște), arat cu plugul cu cormană, afânat cu cultivator cizel și afânat cu subsolier. Concluzia cea mai importantă a fost că acolo unde

gradul de tasare a solului atinge valori semnificative, prin afânarea lui se realizează producții sensibil mai mari.

Johnson *et al.* (1984 [122]) au studiat efectul pozitiv al lucrărilor de conservare a solului (*conservation-tillage*) asupra situației umidității acestuia. Pe parcursul a trei ani, ei au experimentat în paralel sistemul clasic, bazat pe arătură cu plugul cu cormană și diverse sisteme de conservare (*no-till*, cultivator cizel și lucrarea solului în benzi și semănat într-o singură trecere). Concluzia la care s-a ajuns a fost că pe întreaga perioadă de vegetație, în media celor trei ani, sistemul *no-till* a produs solul cel mai umed, iar sistemul clasic, solul cel mai uscat, în zona de până la 0,25 m adâncime. Totuși, cel mai eficient sistem pare a fi cel bazat pe cultivatorul cizel, care a mărit considerabil capacitatea de înmagazinare a apei în sol în zona de până la 1 m adâncime.

Khalilian *et al.* (1988 [132]) au comparat mai multe sisteme de lucrări de conservare a solului în cazul culturii de soia. Concluzia lor a fost că prin sistemul *no-till* s-au realizat producții, statistic semnificativ, mai scăzute decât cu oricare alt sistem de conservare a solului, între care însă diferențele de producții la hectar nu erau semnificative statistic.

Ca o idee comună a tuturor cercetătorilor trebuie amintit faptul că este combătut punctul de vedere conform căruia calitatea prelucrării solului este determinată exclusiv de gradul de măruntire, de afânare și de structura pe verticală a solului. Singh *et al.* (1992 [200]) propun un așa-numit *indice al gradului de prelucrare* (*tilth index* în limba engleză), având valori variind între zero (condiții inutilizabile de către plante) și unu (condiții care nu limitează de loc creșterea plantelor). Acest indice a fost calculat ca o combinație multiplicativă a unor indici determinați pentru densitatea aparentă, rezistența la penetrare (indicele de con, conform ASAE Standard, Anonim, 1994 [12]), coeficientul de uniformitate a dimensiunii bulgărilor, cantitatea de substanțe organice și indicele de plasticitate. Autorii propun, pe baza experimentărilor, ca intervale caracteristice, următoarele:

- 0 - 0,5 condiții slabe de cultivare
- 0,5 - 0,8 condiții medii de cultivare
- 0,8 - 1 condiții optime de cultivare a plantelor.

Pe baza testelor în câmp, s-a stabilit că există o bună corelație între indicele gradului de prelucrare și producțiile la hectar. Coeficientul de corelare ia valori între 0,15 și 0,86 iar în 10 din 16 cazuri este mai mare decât 0,60, adică nivelul de corelare este corespunzător.

Bazat și pe cercetări anterioare (Colvin *et al.* 1984 [64] respectiv Neil, citat de [200]), se poate susține că se poate defini o valoare sintetică ce poate caracteriza global starea de prelucrare a unui sol și fertilitatea sa. Odată definit un asemenea indice, noțiunile de lucrări prescrise ale solului (*Custom Prescribed Tillage - CPT* vezi Schaefer *et al.*, 1985 [188]) sau de lucrări de precizie ale solului (*Precision Tillage* vezi Búvár, 1988 [49]) devin operante și pot ajuta la creșterea eficienței energetice a producției agricole.

## 2.6 OPTIMIZAREA GEOMETRIEI ORGANELOR DE LUCRU ȘI A DISPUNERII LOR PE CADRUL MAȘINII

Poate cea mai importantă categorie de factori care determină consumul energetic este legată de geometria organelor de lucru. Forma și dimensiunea lor au influență deosebită nu numai din punct de vedere al consumurilor energetice, dar și asupra calității lucrării efectuate. În general, o bună parte a cercetărilor efectuate în domeniul dezvoltării mașinilor de lucrat solul se axează pe studiul acestui aspect.

În cazul plugurilor un efort mare de cercetare-dezvoltare este axat pe optimizarea geometriei organelor de lucru, cu toate că Birkás(1988[39]) citează părerea unui autor de manual agricol, care în 1821 susținea că plugului nu i se mai pot aduce îmbunătățiri importante. S-a ajuns la organe de lucru foarte bine concepute și realizate, iar procesul este atât de complex încât în viitor, îmbunătățiri se vor putea realiza probabil utilizând în primul rând calculatoarele digitale și metoda elementului finit. Lucrări demne de semnalat în acest sens sunt cele ale lui Roș *et al.* (1993 [180] și 1995 [181]) sau Cheng-wu *et al.* (1985 [57]). O altă posibilă cale ar fi schimbările principiale în procesul de arat (de exemplu plugurile transversale, vezi Ștefan *et al.* 1993 [218]).

Așa cum arată Cheng-wu *et al.* (1985 [57]), una din principalele probleme ale proiectării cormanelor este faptul că tractoarele agricole moderne lucrează eficient la viteze relativ mari, de peste 8 km/h, iar cormanele curent folosite nu pot lucra în condiții bune la astfel de viteze. Iar la viteze mari, rezistența la tracțiune crește mult, brazda fiind aruncată la distanță relativ mare și, astfel, consumul energetic crește exagerat de mult. Autorii propun un model matematic rațional prin care se pot proiecta, asistat de calculator, cormane pentru viteze mari. Întrucât suprafețele cilindroide cu generatoare drepte au rezistența la tracțiune mai mare, autorii au ales generatoare curbe, uneori formate din porțiuni drepte și curbe. Utilizând modelul, au proiectat și realizat o cormană pentru viteze mari, care are rezistența la tracțiune cu circa 25-30% mai mică decât o cormană normală la aceleași viteze.

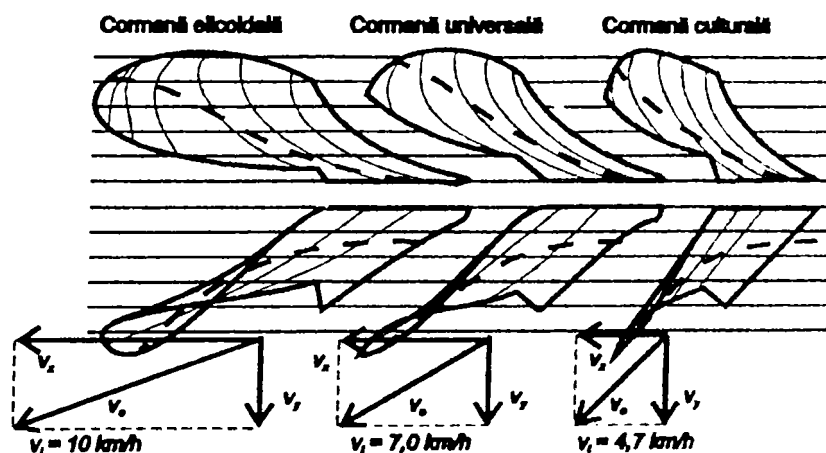


Fig. 2.4 Configurația unor cormane proiectate pentru diverse viteze de lucru

În Fig. 2.4 este prezentată grafic motivația pentru care principiul pe care se bazează conceperea cormanelor pentru viteze mari, este alegerea unor unghiuri  $\gamma$  (mai exact alegerea adecvată a unghiului  $\gamma_a$  în aripa cormanei) astfel încât la valori mai mari ale vitezei de lucru,



care în figură este viteza  $v_x$ , să rezulte o componentă  $v_y$ , având valori care nu se modifică semnificativ. Astfel, consumul energetic datorat accelerării brazdei de sol pe direcția  $Oy$  devine relativ mai mic raportat la consumul energetic total.

O altă categorie importantă de mașini agricole de lucrat solul cu consum energetic mare o constituie subsolierile, care sunt mașini având organe de afânare care lucrează solul în intervalul de adâncime de 20 la 60 cm (Ștefan și Göncki, 1993 [216]). În primul rând datorită consumului lor energetic mare, se fac cercetări intense cu privire la geometria organelor de lucru ale subsolierelor.

Primele cercetări sistematice au fost întreprinse de Nichols și Reaves (1958 citați de [80]). Ei au ajuns la concluzia că este importantă forma suportului dălții de afânare și că un suport curbat înspre înainte reduce rezistența la tracțiune, după unii autori această reducere poate ajunge la 20%. Rezultatele lor au provocat reacții diferite în rândul practicienilor și sunt încă discutate de cercetători, existând specialiști care consideră că forma suportului nu poate avea o importanță așa de mare. Tupper (1974 citat de [205] și [222]) a construit un subsolier curbat mult înspre înainte, numit de el "parabolic". Cu acest tip de subsolier autorul raportează o importantă reducere a rezistenței la tracțiune, respectiv a reușit reducerea patinării roților motrice cu 43,4%.

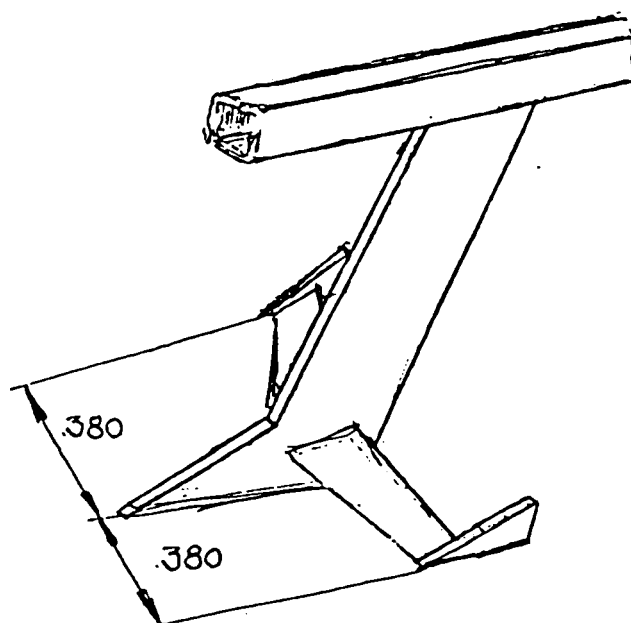


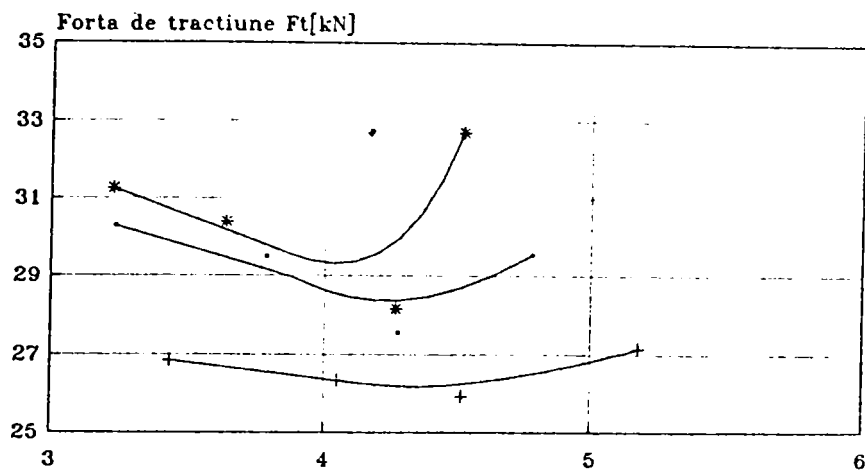
Fig. 2.5 Schema de principiu a organului de lucru al unui subsolier de tip Triplex

Williford *et al.* (1974, citat de [205]) au conceput și construit un subsolier numit de ei *Triplex*. Acesta este format dintr-un suport drept, înclinat înspre înainte, având o daltă înclinată. Pe daltă, de o parte și alta, au montat câte o aripă de afânare și, pentru a mări eficiența, acestea au fost prevăzute cu câte o daltă la capete (Fig. 2.5)

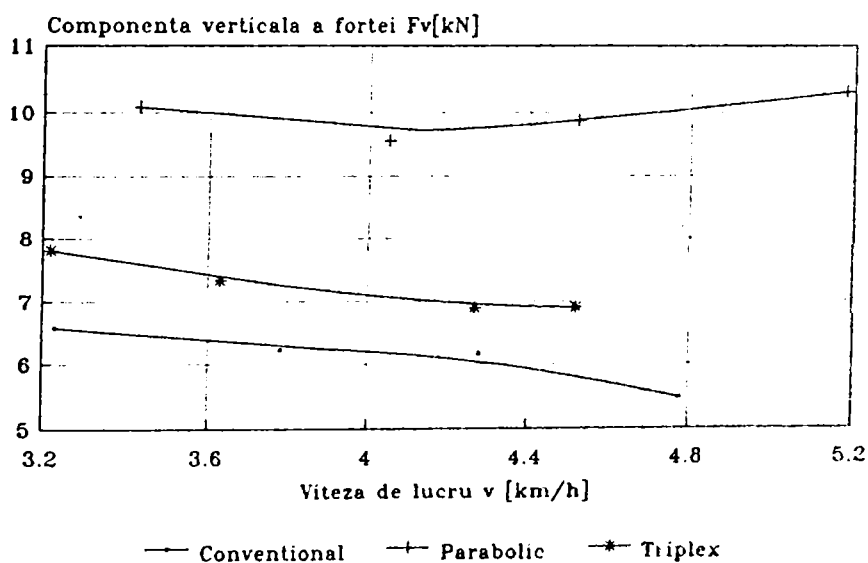
Smith și Williford (1988 [205]) au realizat un studiu comparativ între un subsolier clasic, cu suportul ușor curbat, dispus cu coarda aproximativ verticală, subsolierul parabolic al lui Tupper și subsolierul Triplex.

În Fig. 2.6 se prezintă o parte din rezultatele determinărilor. În Fig. 2.6 a se poate observa variația rezistenței la tracțiune în funcție de viteză. Se observă că pentru toate trei

subsolierile există o viteză optimă, pentru care forța de tracțiune este minimă. În Fig. 2.6 b este reprezentată variația componentei verticale a rezistenței totale a solului. Ca o concluzie generală, se poate sublinia faptul că, în cazul subsolierelor, atât geometria dălții cât și forma suportului, respectiv existența sau inexistența aripiilor de afânare poate influența sensibil consumul energetic.



a.



b.

Fig. 2.6 Variația forței de rezistență la tracțiune (a.), respectiv a componentei verticale a forței de rezistență (b.) în funcție de viteza de lucru (după [205])

Bánházi *et al.* (1984 [33]) au efectuat un studiu experimental comparativ, de mare anvergură, pentru găsirea geometriei optime a unui organ de lucru de subsolier. Ei au studiat diverse forme ale suportului și diferite geometrii ale organului de lucru (diferite unghiuri de afânare  $\alpha$ , diverse dimensiuni - lungimi, lățimi, variante cu aripi de afânare de diverse forme și dispuse în diverse locuri). În Fig. 2.7 sunt prezentate schematic tipurile de organe de lucru, despre care în urma studiului comparativ a reieșit că ar fi cele mai bune din punctul de vedere al unui sistem complex de evaluare.

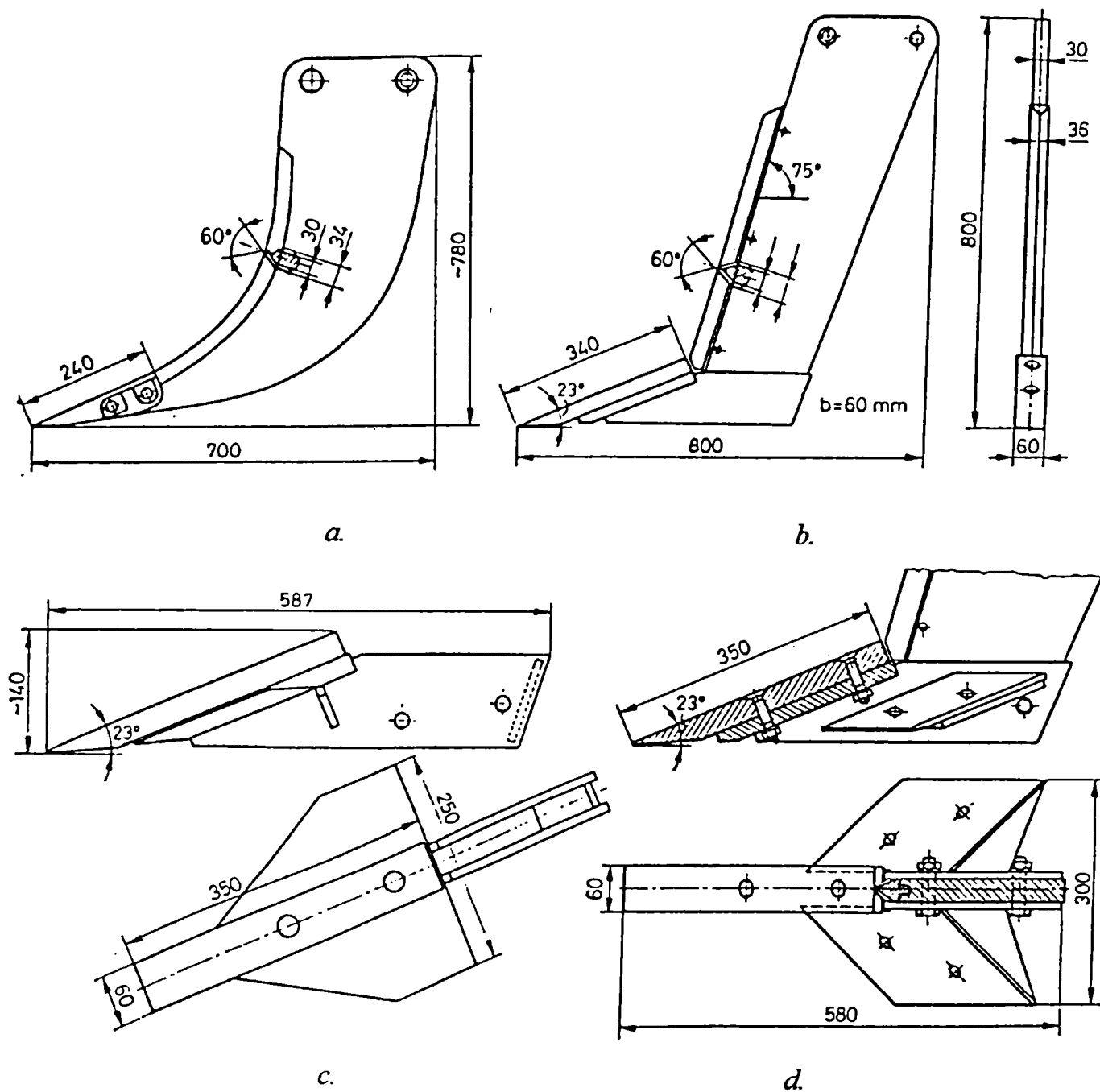


Fig. 2.7 Tipuri de organe de afânare medie (organe de subsolier)  
 a. suport curbat cu daltă simplă; b. suport drept cu daltă simplă; c. daltă cu aripă în planul de afânare; d. daltă cu aripi individuale de afânare (după [33])

Evaluarea comparativă a organelor de lucru s-a făcut folosind o metodă preluată din analiza valorii funcționale, și a ținut cont de o parte din cerințele tehnologice impuse. Criteriile

cantitative de care s-a ținut cont la evaluare au fost: viteza de lucru  $v_l$ , adâncimea de lucru maximă  $a_{\max}$ , afânarea realizată, rezistența la tracțiune  $F_x$  și rugozitatea (neuniformitatea) suprafeței solului  $R_z$ . Afânarea realizată a fost evaluată prin doi factori, anume creșterea procentuală a volumului de sol din zona afânată  $P_v$  și supraînălțarea suprafeței solului  $\Delta a$ . În aceste condiții, din valorile respective s-a format un coeficient multiplicativ care nu are sens fizic:

$$k = \frac{v_l \cdot a_{\max} \cdot P_v \cdot \Delta a}{F_x \cdot R_z} \quad (2.8)$$

Metodologiile de determinare fiind identice, conform relației (2.8), rezultă valori care se pot compara. Conform definiției subînțelese din relația (2.8), cu cât coeficientul de evaluare este mai mare, cu atât tipul de organ de lucru este mai bun. În mod evident, există posibilitatea ca cele șase criterii de evaluare să nu aibă aceeași pondere. Dacă, de exemplu, se consideră că gradul de afânare realizat și rezistența la tracțiune sunt mai importante decât celelalte, relația

(2.8) poate fi înlocuită cu următoarea:

$$k_1 = \frac{v_l \cdot a_{\max} \cdot P_v^2 \cdot \Delta a^2}{F_x^2 \cdot R_z} \quad (2.9)$$

Concluzia finală a fost că rezultatele cele mai bune s-au obținut cu variantele următoare: cuțitul drept (Fig. 2.7 b) având daltă cu aripi de afânare (Fig. 2.7 c și d) respectiv cuțitul curbat cu daltă simplă (Fig. 2.7 a) sau cu daltă cu aripi de afânare.

Este de reținut faptul că montarea aripilor de afânare a produs scăderi ale rezistenței specifice la tracțiune pe cuțit: în cazul suportului drept, de la 9,92 kN (cu daltă simplă), la 9,55 kN (cu aripă în planul de afânare) respectiv la 8,38 kN (cu daltă cu aripi montate individual). Scăderea în cel de-al doilea caz este semnificativă statistic la nivelul de încredere de 0,10%. Acest fenomen poate fi explicat prin faptul că, probabil, cuțitele lucrează foarte aproape de așa-numita adâncime critică de tăiere, care este cea adâncime de lucru de la care particulele de sol nu sunt împinse în sus de către un organ de afânare îngust, ci se deplasează lateral, producând tasare și măbind rezistența la înaintare. În cazul dat, prin montarea aripilor de afânare, care măresc lățimea organului de lucru, practic se mărește valoarea adâncimii critice de tăiere (Balaton, 1972 [21], 1988 [22], Gill și VandenBerg, 1968 [80], Gönçzi, 1995 [91], [94], McKyes, 1985 [149], Sitkei, 1967 [201]).

O inovație foarte importantă, care a devenit sursa unor cercetări multiple și a unei activități de cercetare-dezvoltare a multor producători, este legată de o colaborare de cercetare-dezvoltare între firmele britanice *Howard Rotavator* și *I.C.I.* Denumirea comercială a mașinii este *Paraplow* (adică para- sau pseudo-plug în limba engleză).

Williams (1981 citat de [108]) prezintă Howard Paraplow ca fiind un plug, care în loc de trupețe cu cormană, are organe de afânare. Organele de afânare sunt înclinate în două

direcții, cu  $45^\circ$  față de un plan vertical paralel cu direcția de înaintare și cu  $25^\circ$  față de un plan vertical perpendicular pe direcția de înaintare. Organele de lucru au montate, la capăt, câte o daltă de afânare și un plaz. Acestea din urmă au rolul de a echilibra mașina în direcție transversală.

De la început, mai mulți cercetători au raportat că Paraplow este mare consumator de energie, în general cercetătorii fiind de acord că necesită o putere de 20-26 kW pe un organ de lucru. Unii autori (Williams și Cooksley citați de [108]) susțin că suporturile îndoite trebuie să reducă consumul energetic pentru ruperea solului, întrucât produc ruperea în planurile de rezistență minimă conform criteriilor de rupere Mohr-Coulomb. Pidgeon (1983 citat de [72] și [109]) susține că Paraplow este eficient energetic întrucât ar produce ruperea solului prin întindere, ceea ce pare o explicație rațională (rezistența la întindere a solului este mult mai mică decât în cazul altor tipuri de deformații, vezi [32], [80], [138],[149] [165],[166], [215], și mulți alții), dar la ora actuală încă nu a fost demonstrat că acest tip de organ de lucru ar modifica natura deformațiilor. Harrison (1988 [108]) susține că Paraplow are consum energetic mai mic decât plugul la aceeași adâncime de lucru, deoarece nu prelucrează întregul volum de sol.

Harrison (1988 [108] și 1990 [110]), respectiv Harrison și Licsko (1989 [109]) au studiat îndeaproape forțele de reacțiune asupra unui organ de lucru cu suportul îndoit, determinând componentele și punctul de aplicație al acestora. Autorii propun ca, pentru reducerea consumului energetic, să se elimine atât dalta cât și plazul. Efectul de afânare a dălții poate fi înlocuit prin realizarea unui unghi de așezare a suprafeței cușitului înclinat lateral (a se vedea Fig. 2.8), iar echilibrarea transversală prin montarea în număr egal a unor cușite “de dreapta” și “de stânga”.

Unul din motivele pentru care pseudo-plugurile cu cușite de afânare îndoite au devenit deosebit de populare este faptul că ele răspund foarte bine cerinței ca, cel puțin în tehnologiile de conservare a solului, suprafața solului să fie cât mai puțin deranjată, pentru a putea menține cât mai multe resturi vegetale pe suprafața solului [72]. În aceeași ordine de idei, *The Tye Company* din SUA a dezvoltat o mașină pentru lucrarea de bază a solului, numită *Paratill*, care are organe de afânare care corespund propunerilor lui Harrison, dar sunt montate pe o bară transversală ([72] și [177]). Acelorași cerințe a încercat să le răspundă Tupper (1994 [222]), proiectând un subsolier curbat după o parabolă și înclinat față de planul vertical paralel cu direcția de înaintare. La ora actuală autorul încă nu deține informații cu privire la rezultatele experimentării acestei noi mașini.

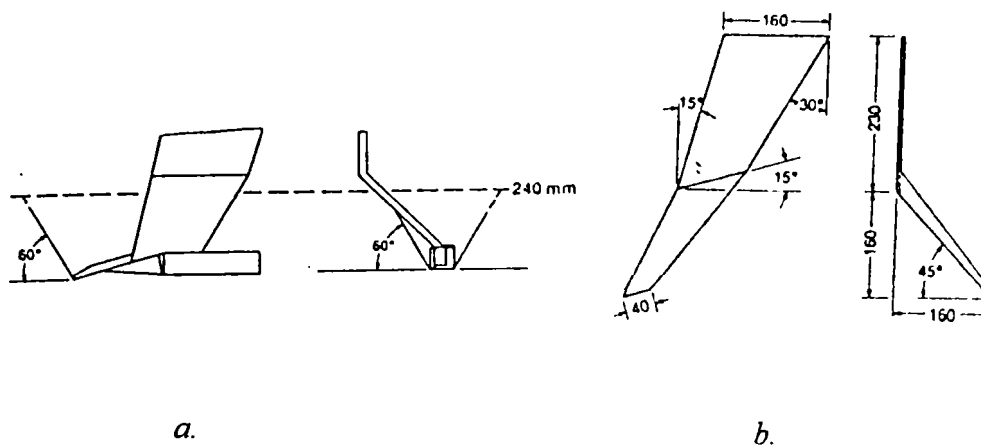


Fig. 2.8 Schema unor organe de afânare de tip Paraplow  
a. cu daltă și plaz (după [108]); b. cu unghi de așezare (după [109]).

În optimizarea geometriei organelor de afânare, mai nou se utilizează și metode numerice ce pot fi aplicate numai folosind calculatoarele digitale de mare capacitate. Astfel, se aplică tot mai des metoda elementului finit pentru modelare, validarea metodelor rezultate făcându-se experimental (Kerényi, 1994 [131]). O astfel de încercare este realizată de Araya și Gao (1995 [15]), care au analizat procesul de tăiere a solului cu un subsolier, folosind un model tridimensional cu elemente finite. Bazat și pe contribuții anterioare, citate în [15], autorii au proiectat, pe de o parte un subsolier pentru afânare în trei variante:

- cuțit înclinat înspre înainte (care în fond ar fi suportul subsolierului),
- cuțitul de mai sus dar dotat cu daltă;
- cuțit cu daltă și cu injecție de aer comprimat;

și, pe de altă parte, un organ pentru injectarea în sol a diverselor substanțe lichide (îngrășăminte chimice, amendamente, îngrășăminte naturale lichide, etc.).

În Fig. 2.9 este prezentată schema modelelor experimentale de subsolier realizate de autorii amintiți. După cum se observă din Fig. 2.9, subsolierul realizat are suportul înclinat înspre înainte cu  $45^\circ$  la  $60^\circ$  față de verticală, această înclinare crescând volumul de sol afânat. Pe baza încercărilor experimentale s-a demonstrat că nu există diferență statistic semnificativă între rezistența la tracțiune în cazul cuțitului simplu și în cazul suportului având daltă de afânare. În schimb, montarea dălții de afânare a făcut să crească volumul de sol dislocat. Injectarea aerului comprimat prin orificiul din partea anterioară a dălții (cu o presiune de 1 MPa și debit de 0,025 kg/s), a produs o scădere a rezistenței la tracțiune cu cca. 16%. În plus, injectarea aerului comprimat produce o îmbunătățire a afânării.

Tot din Fig. 2.9 b se poate observa că, pentru organul de injectat lichide, întrucât cerința ca volumul de sol dislocat să fie mare nu este de primă importanță, suportul este vertical.

În interpretarea datelor experimentale ale autorilor, trebuie ținut cont de faptul că viteza de lucru simulată a fost foarte mică, 16 mm/s, ceea ce face ca procesul de tăiere a solului să fie cvasi-static. În aceste condiții se poate susține cu siguranță că, la viteze operaționale de ordinul a 1-1,7 m/s (deci de 60 la 100 de ori mai mari) și rezistențele la tracțiune ar fi fost mai mari.

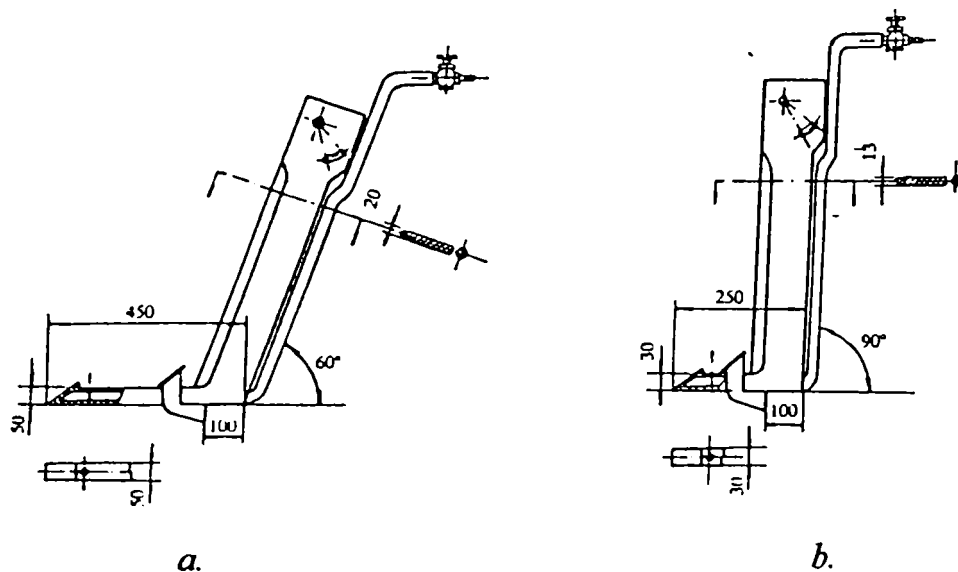


Fig. 2.9 Schema unor organe de subsolier pentru (a) afânarea solului; (b) injectarea unor substanțe lichide în sol (după [15]).

În domeniul organelor de afânare au existat și încercări ale multor cercetători din România. Ciulu *et al.* (1986 [58]) au publicat rezultatele unor încercări efectuate cu organe de lucru relevate după organele mașinii Howard Paraplow, montate pe cadrul plugului purtat PP-3-30M. Deși rezultatele au fost mai degrabă promițătoare, tehnologiile de lucrări ale solului fără răsturnare a brazdei nu au ajuns să fie utilizate pe suprafețe mari în România. Tot aici se înscrie și încercarea firmei AZOMA din Arad (la data încercărilor, IMAIA Arad) de a produce un subsolier cu 3 sau 5 cuțite de afânare curbate având doar vârfuri tip daltă, relevată după un subsolier International Harvester produs sub licență în Ungaria. Detalii ale construcției și unele rezultate ale testărilor sunt prezentate de Baba și Măneran (1987 [17]). La realizarea prototipurilor și la încercarea și îmbunătățirea lor a participat și autorul prezentei lucrări. Utilizarea acestui tip de mașină în agricultura românească era însă compromisă de la început datorită existenței în număr foarte mic a unor tractoare de putere mare, cu care ar fi putut lucra în agregat.

O altă categorie importantă de organe de lucru, a căror optimizare este în centrul atenției cercetătorilor, o constituie organele de afânare ale cultivatoarelor pentru cultivare totală și în special cele care se utilizează pe așa-zisele cultivatoare cizel.

Du Plessis (1985 [69]) a studiat diferite tipuri de organe ale cultivatoarelor cizel, inițial cu scopul de a le aprecia comparativ, dar a ajuns și la unele concluzii importante, având valabilitate generală. Autorul sud-african conchide că performanța unui cultivator cizel este determinată predominant de geometria organelor de lucru, respectiv de influența suportului organelor de lucru și a mecanismelor de siguranță asupra poziției cuțitelor în sol. Autorul a studiat un număr foarte mare de cuțite de afânare, care aveau fiecare o geometrie bine definită și unică, dar se pare că producătorii, la proiectare, consideră că penetrarea cuțitului în sol este criteriul cel mai important, chiar dacă, în mod evident, nu se recunoaște acest lucru.

Ca exemplu, s-a studiat efectul asupra solului a două tipuri de organe de afânare: gheara de afânare tip lance (Fig. 2.10 a) și o daltă de afânare (Fig. 2.10 b). Din punct de vedere al formei, primul are vârful în formă triunghiulară și un unghi de atac relativ mare, iar cea de-a doua are vârful plat, este ascuțită pe partea dorsală și are un unghi de atac mult mai mic (circa 50% față de cel de dinainte). Așa cum se vede din Fig. 2.10 c și e respectiv Fig. 2.10 d și f, cele două tipuri de organe de lucru diferă destul de mult prin efectul asupra solului. În cazul cuțitului tip lance, pe o parte a organului de lucru se formează așa-zisa zonă de transmitere a efectului (denumită astfel de Sitkei, 1967 [201]), sol tasat care nu are mișcare relativă față de organul de lucru și, ca atare, practic modifică geometria organului de lucru. Ruperea solului se pare că are loc în primul rând prin compresiune. În urma lucrării, solul rămâne puternic denivelat. În cazul cuțitului tip daltă, procesul realizat este mult mai aproape de optim, solul este mai bine mărunțit și afânat, iar suprafața rezultată este mai puțin denivelată. O observație foarte importantă a autorului este că organele de lucru tip lance, datorită uzurii, în timp, ajung să se apropie ca geometrie de cele tip daltă, în timp ce acestea din urmă nu suferă modificări calitative ale geometriei lor datorită uzurii. Și aceste observații subliniază importanța organelor de afânare tip daltă.

Din punct de vedere al influenței rigidității suportului și a sistemului de siguranță împotriva avariilor, autorul remarcă importanța faptului că, atât în cazul suporturilor elastice, cât și în cazul sistemelor de siguranță semi-elastice, prin deplasarea organelor de lucru față de cadrul mașinii înspre înapoi și în sus, crește unghiul de atac. Acest fapt modifică, uneori chiar calitativ, procesul de interacțiune dintre sol și organele de lucru.

În ceea ce privește organele de afânare de tip săgeată cu aripi egale, du Plessis susține că, ținând cont de cerința ca efectul de amestecare să fie cât mai redus, geometria realizată “natural”, prin uzură, este mai adecvată.

În fine, autorul propune ca, în cazul organelor de afânare în general, să nu se lucreze la adâncimi prea mari, acestea ducând la mărirea excesivă a unghiului de atac în cadrul suporturilor elastice, iar pentru cazul organelor tip “labă de gâscă”, propune ca acestea să nu fie montate pe suporturi elastice cu rigiditate redusă.

Sial și Harrison (1978 [194]) au studiat organele de lucru tip săgeată cu aripi egale, determinând valorile componentelor rezistenței la tăiere a solului. Cea mai importantă concluzie a lor este că utilizarea pentru afânare a unor cuțite tip “labă de gâscă” cu unghiuri mai mari, deci mai agresive, nu-și are rostul, întrucât au rezistența la tracțiune mai mare și nu penetrează la fel de bine solul ca cele pentru extirpare, iar din punctul de vedere al efectului asupra solului, diferențele sunt ne semnificative.

Deosebit de interesante par studiile efectuate de Hanna *et al.* (1993 [104] și [105]), în care au aplicat la cazul unui organ de lucru tip “labă de gâscă” teoria lui Goriacikin cu privire la pana compusă [104], respectiv au studiat modificarea microtopografiei solului datorită acestor tipuri de organe de lucru [105]. Cele mai importante concluzii ale autorilor sunt:



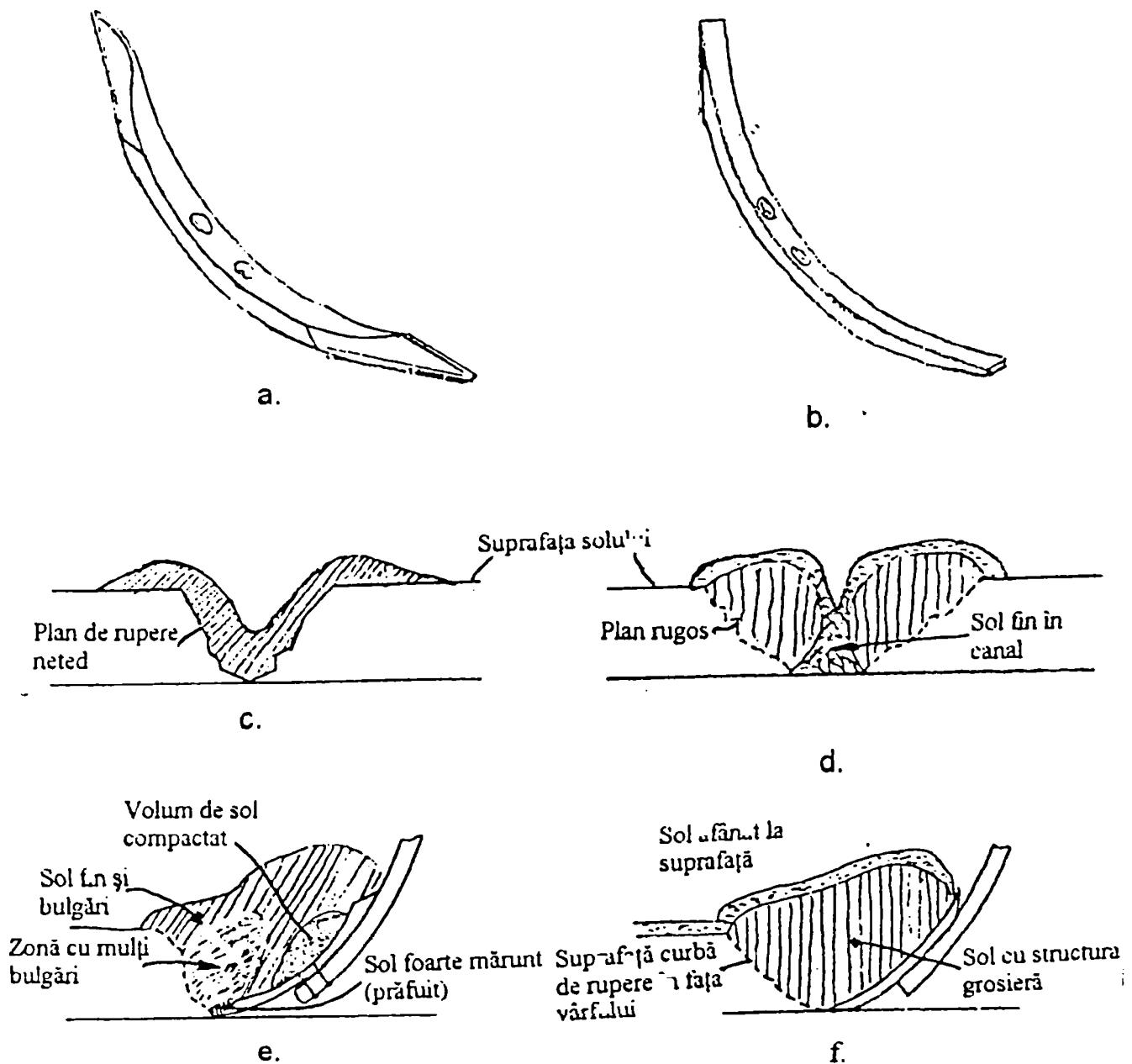


Fig. 2.10 Organe de afânare ale unor cultivatoare cizel și efectul lor asupra solului  
 a. organ de tip gheară de afânare; b. daltă de afânare; c. și d. secțiune transversală prin solul lucrat; e. și f. secțiune longitudinală prin solul lucrat (după [69])

- modelul penei tetraedrice prevede corect o deplasare verticală a particulelor de sol mai mare decât deplasarea laterală;
- modelul lui Goriacikin identifică în mod corect unghiul de așezare a aripii ca fiind factorul principal care determină traiectoria particulelor de sol pe interfața sol-organ de lucru;
- creșterea unghiului de așezare a aripii duce la creșterea raportului dintre deplasarea pe verticală și deplasarea laterală;
- creșterea unghiului de așezare a aripii și vitezele mai mari produc denivelări mai mari pe verticală;
- creșterea adâncimii de lucru duce la o afânare mai intensă, ca și creșterea vitezei;
- unghiul de așezare a aripii nu pare să influențeze gradul de afânare realizat, ceea ce este în concordanță cu părerea lui Sial și Harrison (1978 [194]).

De altfel, trebuie spus că majoritatea concluziilor teoretice și experimentale ale cercetătorilor se regăsesc deja în bună parte înglobate în geometria organelor de lucru ale cultivatoarelor cizel realizate în anii '90 de majoritatea producătorilor. Astfel, organul tipic al cultivatoarelor cizel moderne este multifuncțional, având vârful interschimbabil și existând posibilitatea montării unor aripi de afânare (Fig. 2.11).

În cazul mașinilor agricole de lucrat solul cu organe de afânare, o problemă majoră o constituie optimizarea dispunerii relative a organelor de lucru ale mașinii. Această optimizare se referă, pe de o parte, la minimizarea rezistenței specifice la tracțiune (rezistența la tracțiune raportată la volumul de sol afânat), iar, pe de altă parte, la mărirea volumului de sol afânat. Evans *et al.* (1985 [73]) au studiat efectul dispunerii organelor de cultivator cizel asupra rezistenței specifice la tracțiune. Ei au ajuns la concluzia că atunci când există interacțiune între organele de lucru adiacente (suprapunere între zonele de afânare), rezistența specifică la tracțiune este mai mică decât atunci când organele de lucru nu intră în interacțiune. Pe de altă parte, un grad de suprapunere mare între zonele de afânare nu are un efect pozitiv. Autorii, pe baza încercărilor experimentale, concluzionează că pentru oricare dintre dispunerile studiate ale organelor de lucru și oricare tip de sol, există o adâncime de lucru unde rezistența specifică la tracțiune are valoare minimă. De aici se poate conchide că pentru orice adâncime de lucru se poate găsi o configurație a dispunerii organelor de lucru pentru care rezistența specifică la tracțiune să fie minimă. Probabil și această ultimă idee a stat la baza construirii unui subsolier cu lățimea de lucru variabilă<sup>6</sup>.

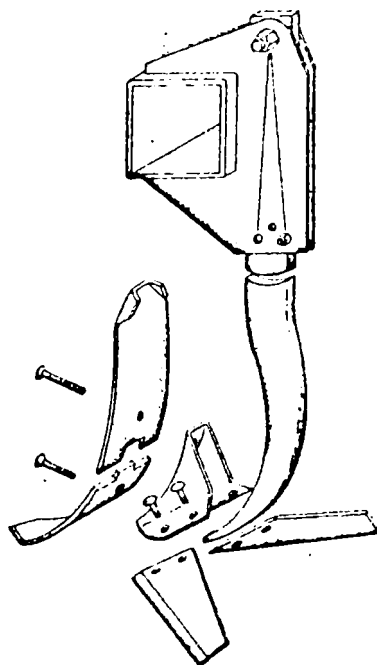


Fig. 2.11 Organ de lucru al unui cultivator cizel modern

Un studiu deosebit de interesant este prezentat de Godwin *et al.* (1984 [85]). În Fig. 2.12 este prezentat schematic efectul comun al mai multor organe de afânare prin reprezentarea limitei dintre solul afânat și solul nelucrat.

<sup>6</sup> A se vedea subcapitolul 2.7

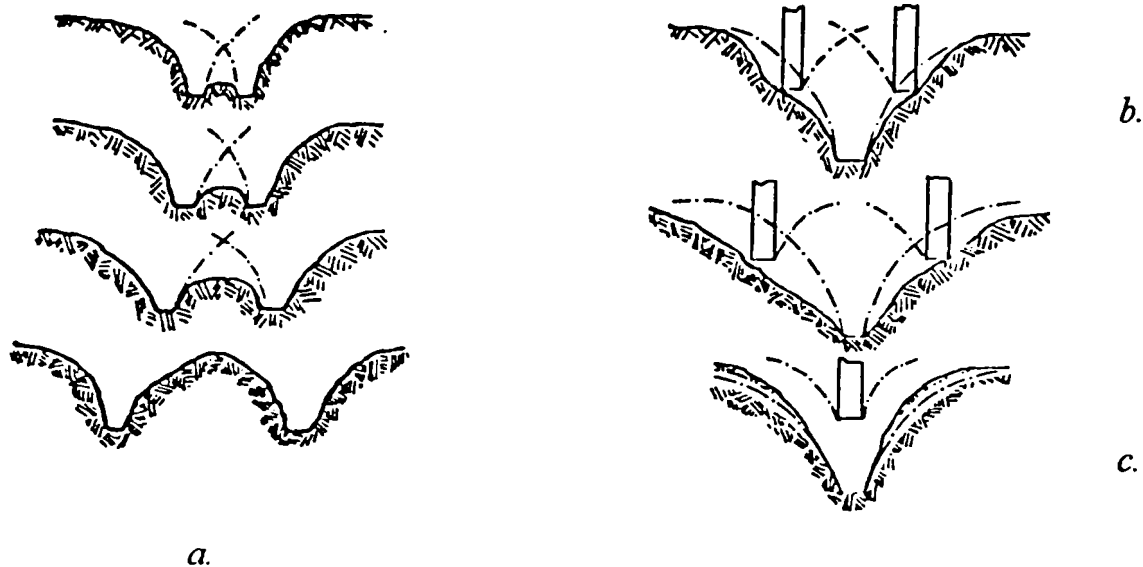


Fig. 2.12 Efectul de afânare a mai multor organe de lucru care interacționează (după [105])

- a. două organe de afânare care lucrează la aceeași adâncime de lucru (165 mm) dispuse la diverse distanțe; b. două organe de afânare care lucrează la  $a=68$  mm în fața unui alt organ de afânare care lucrează mai adânc:  $a=150$  mm; c. un organ de afânare la  $a=68$  mm în fața altui organ de afânare ( $a=150$  mm)  
 - - - marginea zonei de afânare dacă organul respectiv ar lucra individual

Rezultatele experimentale, la fel ca și cele teoretice, confirmă rezultatele lui Evans *et al.* (1985 [73]) pentru cazul organelor de lucru care lucrează la aceeași adâncime de lucru. Pentru cazul organelor care lucrează superficial urmate de organe care afânează la adâncime mai mare, pentru cazul din Fig. 2.12 b și c, rezistența specifică la tracțiune a fost mai mică cu 21,24%, respectiv cu 32,45% decât pentru cazul unui singur organ de afânare la adâncimea de lucru mai mare.

## 2.7 OPTIMIZAREA PARAMETRILOR DE EXPLOATARE A AGREGATELOR DE LUCRAT SOLUL

Îmbunătățirea eficienței energetice a lucrărilor solului prin optimizarea caracteristicilor de exploatare a agregatelor este una dintre cele mai des utilizate categorii de metode. În principiu, se poate spune că scopul urmărit este ca agregatele să lucreze cu consum energetic specific minim, aici prin consum specific înțelegându-se consumul energetic raportat fie la suprafața de sol lucrată în secțiune transversală, fie, mai rar, la lățimea de lucru.

Mare parte din caracteristicile de exploatare ale organelor de lucru sunt definite de caracteristicile de exploatare ale mașinii / mașinilor agricole din componența agregatului, anume adâncimea și lățimea de lucru, respectiv viteza de lucru.

În ceea ce privește adâncimea de lucru, valoarea ei este determinată, în mod evident, în primul rând în funcție de criterii agrotehnice. În altă ordine de idei însă, din cerințele agrotehnice în mod uzual rezultă un interval de adâncime de lucru. În cadrul intervalului optim, valoarea propriu-zisă la care se va realiza lucrarea poate fi determinată și în funcție de alte cerințe, cum ar fi cele energetice.

În cazul plugurilor, pe baza modelelor matematice clasice (Goreacikin, Bernacki, Bánházi și Fülöp, 1980 [31], Bánházi, 1981 [32], Căproiu *et al.*, 1982 [54], Rus, 1987 [182], Ștefan și Gönczi, 1993 [216]), se poate susține că rezistența specifică la tracțiune crește liniar cu adâncimea de lucru. În principiu, și Sitkei (1967 [201]) susține același lucru. Această corelație este valabilă dacă se consideră că atât compoziția cât și caracteristicile mecanice ale solului sunt invariabile cu adâncimea, ceea ce, evident, nu este în concordanță cu realitatea. De obicei, solul din stratul superficial are structura parțial distrusă la momentul când se execută arătura. La diverse adâncimi solul este mai mult sau mai puțin penetrat de rădăcinile plantelor și există orizonturi și fâșii de sol tasat datorită dispozitivelor de rulare sau datorită proceselor de lucru.

Skalweit respectiv Szabó (ambii citați de [31]) au studiat influența adâncimii de lucru asupra rezistenței specifice de tracțiune. Ambii autori au constatat că relația poate fi descrisă de o funcție polinomială de gradul doi, care, în principiu, are un minim. Skalweit a și găsit experimental acest minim pentru mai multe tipuri de sol, dar acest lucru nu are importanță practică, întrucât funcția are minim în majoritatea cazurilor la  $a < 20$  cm, ceea ce este în afara intervalului de adâncime la care se ară uzual. Szabó a efectuat determinări la adâncimi între 22 și 33 cm și a descoperit că funcția de regresie este monoton crescătoare.

Pe baza experiențelor majorității cercetătorilor, se poate susține că, în cadrul intervalului de adâncime de lucru optimă din punct de vedere agrotehnic, este bine să se are la adâncimea cea mai mică. Este evident că trebuie să se țină cont și de alte criterii, cum ar fi evitarea formării hardpanului datorită realizării arăturii la aceeași adâncime, mai mulți ani la rând.

De importanță mult mai mare este alegerea adâncimii de lucru în cazul organelor de afânare utilizate la lucrarea de bază a solului. Barta *et al.* (1980 [34]) arată că relația dintre rezistența la tracțiune a cultivatoarelor cizel și adâncimea de lucru este o funcție de gradul doi. La aceeași concluzie ajung și Grisso *et al.* (1996 [100]) care au studiat cultivatoarele cizel într-un sol luto-argilos. Upadhyaya *et al.* (1984 [223]) respectiv Jóni și Soós (1990 [127]) au ajuns la rezultate similare pentru cazul subsolierelor. Această situație explică tehnologia folosită în primele decenii ale secolului de fermieri din sudul Franței, care utilizau cultivatorul pentru realizarea lucrării de bază a solului, lucrând solul în mai multe treceri la adâncimi de lucru tot mai mari [119]. Și rezultatele lui Godwin *et al.* (1984 [85]) duc implicit la o soluție asemănătoare care, de altfel, s-a și materializat sub forma subsolierului Haylock Triple-Task, care are organe de afânare care lucrează la adâncimi diferite: cele din primele rânduri la adâncime mai mică, iar cele din rândul din spate la adâncimea de lucru dorită, în acest fel reducându-se rezistența la tracțiune (Jóni, 1990 [126], Vajdai, 1985 [227]).

Un alt factor din categoria caracteristicilor de exploatare este lățimea de lucru. În ceea ce privește influența lățimii de lucru asupra aratului, primele cercetări au fost efectuate în 1960 de Gill și McCreery (citați de [31] și [80]). Ei au folosit organe de lucru de lățimi diferite decupate din același tip de cormană și au determinat influența lățimii organului de lucru asupra rezistenței specifice la tracțiune, respectiv asupra gradului de mărunțire realizat. În Fig. 2.13 este redată sinteza rezultatelor lor. Din diagramă se poate observa că rezistența

specifică la tracțiune scade cu creșterea lățimii de lucru, în timp ce dimensiunea medie a particulelor rezultate după lucrare crește.

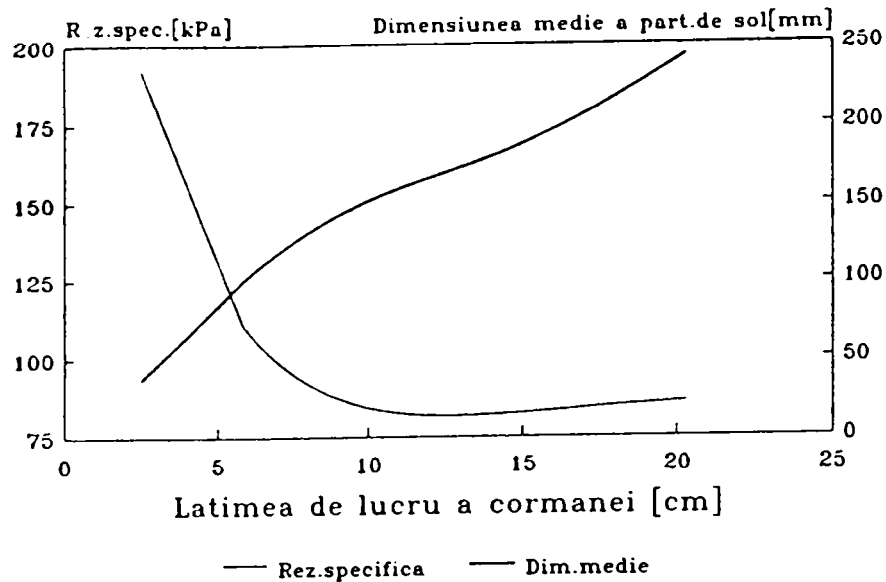


Fig. 2.13 Influența lățimii de lucru a cormanei asupra unor parametri de exploatare (după Gill și McCreery, citați de [31] și [80])

O încercare deosebit de interesantă este prezentată de Jóri și Soós (1990 [127]), care au studiat un subsolier cu distanța dintre cuște și, implicit, lățimea de lucru reglabilă. Subsolierul VFK-5 cu lățime de lucru variabilă are cinci organe de lucru, organul central fiind pe cadrul fix al mașinii, iar restul, grupate două câte două, sunt montate articulat pe câte o bară care are poziția unghiulară reglabilă față de cadrul fix prin intermediul a câte unui cilindru hidrostatic cu dublă acțiune.

Autorii susțin că prin această soluție s-a rezolvat problema corelării distanței dintre cuște cu adâncimea de lucru. Deci, pentru oricare adâncime de lucru, se poate regla distanța dintre organele de afânare astfel încât atât rezistența specifică la tracțiune să fie minimizată, cât și volumul de sol afânat să fie cât mai mare. O altă problemă care este soluționată este cea legată de problemele de defectare (încovoiere sau rupere) a suporturilor dălților de afânare în cazul în care tractorul cu care lucrează mașina este de tip cu șasiu articulat.

În Tabelul 2.2 se prezintă caracteristicile energetice ale mașinii. Ținând cont și de volumul de sol afânat, autorii au ajuns la concluzia că pentru adâncimea de lucru  $a = 40$  cm distanța optimă dintre cuște este de  $t = 600$  mm.

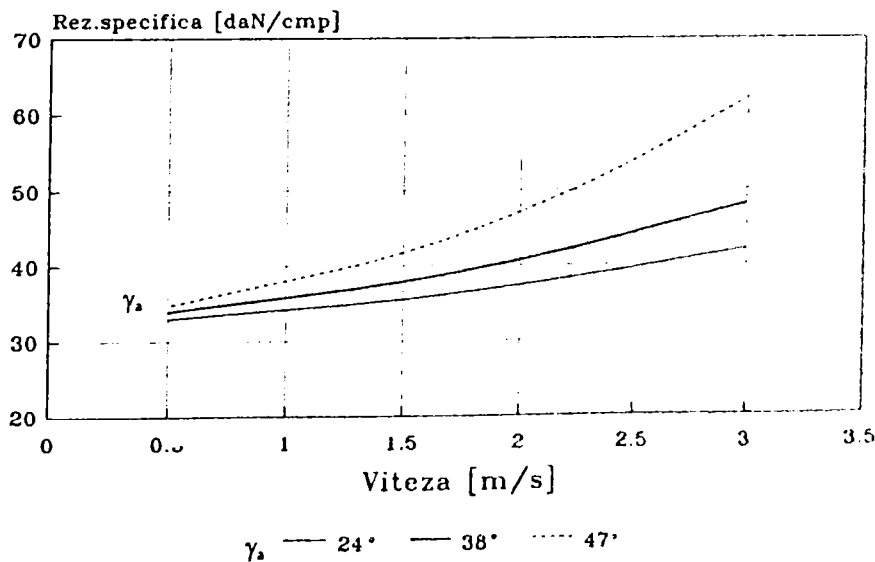
O ultimă caracteristică de exploatare deosebit de importantă este viteza de lucru. Din motive lesne de înțeles, în principiu, practicienii ar fi interesați ca agregatele să lucreze cu viteze cât mai mari. Însă vitezele practice sunt limitate în primul rând de caracterul denivelat al oricărui teren agricol. Se poate susține că, în general, vitezele cele mai mari cu care se pot efectua lucrările solului sunt de aproximativ 12, mai rar 15 km/h. Într-o altă ordine de idei, tractoarele moderne, cu precădere cele de putere medie și mare, au transmisiile proiectate

astfel încât lucrează eficient în intervalul de viteze de la 8 la 12 km/h, în acest interval valorile patinării fiind cele mai mici.

*Tabelul 2.2 Caracteristicile energetice ale subsolierului VFK-5 cu lățime de lucru variabilă (după [127])*

Distanța dintre cuțite	mm	425	600	700
Viteza de lucru	km/h	5,0	5,0	4,9
Adâncimea de lucru	mm	408	395	401
Lățimea de lucru	m	2,125	3,0	3,5
Rezistența la tracțiune	kN	31,45	35,12	36,57
Rezistența specifică la tracțiune	kN/m	14,8	11,71	10,45
Puterea de tracțiune	kW	44,15	48,85	49,43
Puterea specifică de tracțiune	kW/m	20,78	16,28	14,12

În cazul plugurilor, problema cea mai importantă care trebuie rezolvată pentru a putea mări vitezele de lucru constă în faptul că, la viteze mari, brazda este aruncată mult lateral. În Fig. 2.14 este prezentată variația rezistenței specifice la tracțiune în funcție de viteza de lucru pentru trei cormane având unghiul  $\gamma_a$ , format între generatoarele din zona aripii cormanei și direcția de înaintare, diferit. Se poate observa că, cu cât  $\gamma_a$  este mai mic, cu atât dinamica creșterii rezistenței specifice la tracțiune este mai mică. Concluzia este, în concordanță cu părerea tuturor celor care au studiat problema, că, pe măsură ce viteza pentru care se proiectează o cormană este mai mare, cu atât unghiurile  $\gamma_a$  trebuie să fie mai mici.



*Fig. 2.14 Variația rezistenței unor cormane având diverse unghiuri  $\gamma_a$  în funcție de viteza de lucru (după [142])*

În ceea ce privește cultivatoarele, efectul vitezei de lucru este diferit, creșterea rezistenței la tracțiune cu creșterea vitezei de lucru fiind mult mai modestă. Cultivatoarele de

câmp utilizate la pregătirea patului germinativ prezintă o creștere statistic semnificativă a rezistenței la tracțiune, creștere care, după Grisso *et al.* (1996 [100]), este cu atât mai mare cu cât adâncimea de lucru este mai mică.

La adâncimi de lucru mai mari, apare chiar o ușoară scădere a rezistenței la tracțiune cu creșterea vitezei (Fig. 2.15 a). În cazul cultivatoarelor cizel care lucrează la adâncimi mai mari, în urma experimentelor efectuate de aceiași autori, reiese că rezistența la tracțiune scade ușor cu creșterea vitezei de lucru (Fig. 2.15 b).

Rezultatele autorilor sunt susținute și de concluziile altor cercetători cum ar fi Barta *et al.* (1980 [34]), Collins *et al.* (1978 [62]), Glancey *et al.* (1991 [83]).

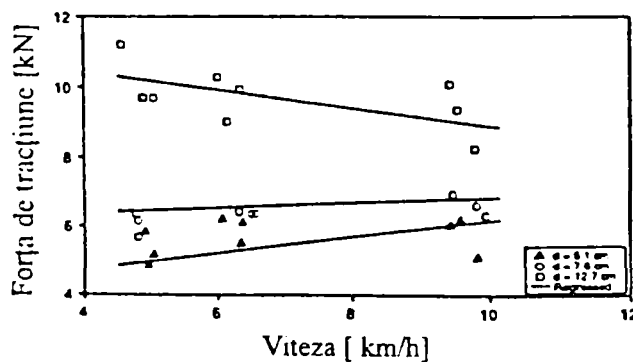
Kaňghin (citat de [201]) a studiat efectul vitezei de lucru asupra gradului de mărunțire realizat de un cultivator. Autorul a definit gradul de mărunțire ca fiind:

$$k_m = \frac{\phi_f - \phi_o}{\phi_{\max} - \phi_o} \quad (2.10)$$

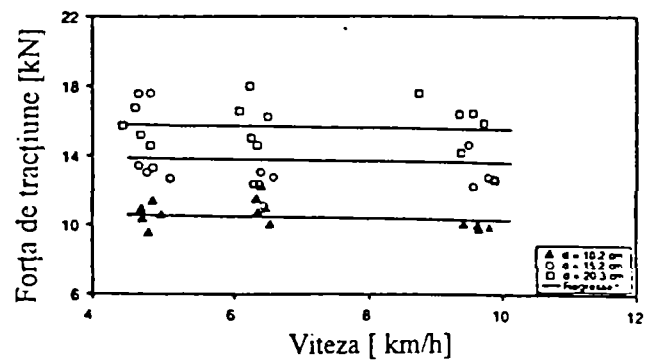
unde:  $\phi_f$  este procentul masic al particulelor având dimensiunea echivalentă mai mică de 3 mm în urma lucrării;

$\phi_o$  este procentul masic al particulelor având dimensiunea echivalentă mai mică de 3 mm înaintea lucrării;

$\phi_{\max}$  este valoarea maximă a lui  $\phi_f$ , determinată la viteza de 15-20 km/h.



a.



b.

Fig. 2.15 Efectul vitezei de lucru asupra rezistenței la tracțiune în cazul cultivatoarelor de câmp (a) și a cultivatoarelor cizel (b) (după [100])

Pe baza acestor încercări s-a demonstrat că, atât gradul de mărunțire cât și procentul particulelor având diametrul echivalent mai mic de 3 mm crește cu creșterea vitezei de lucru.

Combinând concluziile cercetătorilor care au studiat aspectele energetice cu rezultatele legate de aspectele calitative ale utilizării cultivatoarelor, se poate conchide că este

bine să se lucreze cu viteze relativ mari, de până la 10 km/h, eventual mai mari, acest fapt măbind eficiența energetică concomitent cu îmbunătățirea gradului de mărunțire.

Sitkei prezintă într-un articol (1985 [203]) rezultatele cercetărilor pe care le-a întreprins cu scopul studierii procesului de mărunțire a solului realizat de grapele cu colți. Printre altele, autorul a studiat efectul vitezei asupra procesului, și definește eficiența mărunțirii ca fiind raportul dintre energia necesară mărunțirii și energia totală consumată. Energia necesară spargerii bulgărilor este calculată în funcție de structura dimensională a solului înainte și după lucrare și energia specifică pentru spargerea unui bulgăre având suprafața de 1 m<sup>2</sup>. În Fig. 2.16 este prezentată variația eficienței mărunțirii în funcție de viteza organului de lucru, la prima și la a doua trecere.

Din diagramă se poate observa că, pe de o parte o creștere a vitezei de lucru produce o creștere a eficienței mărunțirii, iar pe de altă parte, această creștere este semnificativă doar până la viteza de circa 3,3 m/s (circa 12 km/h). Ca urmare, din punctul de vedere al eficienței mărunțirii, ce caracterizează în fond eficiența energetică a lucrării, și în cazul grapelor cu colți este bine să se mărească viteza de lucru până la circa 12 km/h. O altă concluzie importantă este faptul că eficiența energetică în cazul repetării lucrării este mult mai mică decât eficiența primei treceri.

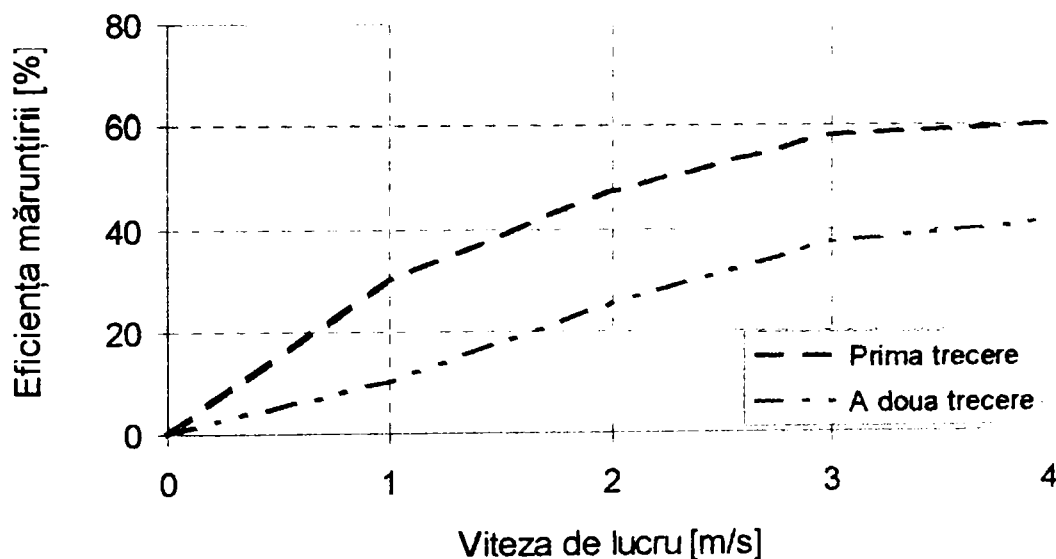


Fig. 2.16 Eficiența mărunțirii în funcție de viteza de lucru pentru cazul unor organe de lucru pasive de tip colț de grapă (după [131])

## 2.8 REDUCEREA FRECĂRII DINTRE SOL ȘI ORGANELE DE LUCRU ALE MAȘINII AGRICOLE DE LUCRAT SOLUL

Forța de frecare dintre sol și organele de lucru ale mașinii agricole de lucrat solul este unul din principalii consumatori de energie în procesul de lucrări ale solului. Hendrick și Bailey (1982 [113]) citează mai mulți cercetători care susțin că 30 până la 50% din energia consumată la lucrările solului este disipată prin frecare pe organele de lucru. În aceste condiții, reducerea acestor frecări poate mări eficiența energetică a lucrărilor solului.



Încercările de reducere a frecării au constituit din totdeauna o preocupare constantă a celor care construiau mașini pentru lucrat solul. Ca exemple istorice trebuie amintit primul plug cu cormana complet metalică, realizat în SUA la mijlocul secolului XIX de către un fierar al cărui nume a devenit între timp legendar în agricultură, John Deere, respectiv încercările lui Sack, din deceniul al optulea al secolului XIX, de a lubrifia cu apă suprafața de lucru a cormanei.

În prezenta lucrare nu se va insista asupra caracteristicilor frecării dintre organele de lucru și sol, ci se vor prezenta succint câteva soluții practice, unele dintre ele aplicate în practica curentă pentru a reduce frecările, cu atât mai mult cu cât lucrarea de față se ocupă în special de organele de afânare cu daltă, care au suprafață de contact relativ mică cu solul. Din acest motiv, în cazul organelor de acest tip, importanța frecării în economia energetică a proceselor este mult mai mică decât în cazul altor tipuri de organe de lucru (de ex. trupițele plugurilor cu cormane).

Una din preocupările majore legate de reducerea frecărilor este cea aferentă studierii diferitelor materiale ce pot fi utilizate ca suprafețe de contact dintre organele de lucru și sol. Butterfield și Andrawes (1972 citați de [56]) au cercetat coeficientul de frecare dintre un nisip pur și plăci realizate din diverse materiale. Rezultatele au fost 0,166 pentru sticlă, 0,210 pentru metil-metacrilat (Plexiglass) și 0,243 pentru oțel.

Koolen și Kuipers (1983 [138]) au analizat influența durității suprafeței asupra valorii coeficientului de frecare dintre sol și o suprafață metalică. Pentru cazul oțelului, ei au ajuns la o formulă prin care, în funcție de duritatea Brinell (HB) a suprafeței, se poate calcula coeficientul de frecare (vezi relația ( 2.11)). Se poate observa că valoarea coeficientului de frecare este invers proporțională cu duritatea suprafeței.

$$\mu = 0,37 - 0,00015 \cdot HB$$

( 2.11)

Fox și Bockhop (1965 [75]) au studiat comparativ frecarea dintre sol și o suprafață de oțel, respectiv o placă de oțel acoperită cu Teflon (denumirea comercială a tetra-fluor-etilenei), determinând coeficientul de frecare  $\mu$  și adeziunea  $c_a$  în cazul a trei tipuri de sol. Concluzia lor a fost că acoperirea suprafeței de contact cu Teflon poate fi deosebit de eficientă în cazul solurilor cu procent mare de argilă și la umidități ridicate. Folosind Teflonul, rezistența la tracțiune a unui organ de lucru elementar s-a redus cu 6 până la 38%. Pe de altă parte, autorii arată că viteza de uzură a Teflonului este de 8-10 ori mai mare decât cea a oțelului.

Ca o continuare a cercetărilor lui Cooper și McCreery (1961 [65]), Jóri și Soós (1985 [125]) au studiat cormane de plug realizate din plastic (denumirea comercială WORBLEX PE 7473) comparându-le cu cormane de oțel triplex de tip International Harvester. Încercările au fost efectuate în două tipuri de sol, unul nisipos și unul lutos. Concluziile autorilor au fost următoarele:

- în ceea ce privește calitatea lucrării realizate, nu există diferențe semnificative între cele două tipuri de suprafețe de contact;

- rezistența specifică la tracțiune a cormanei de oțel este cu 5,8-12,9% în cazul solurilor lutoase, respectiv cu 2,9-4,6% în cazul solurilor nisipoase, mai mare decât în cazul cormanei de plastic;
- în cazul solurilor lutoase (și probabil și mai mult în cazul celor argiloase), solul nu aderă la suprafața cormanei, astfel crescând limita superioară a umidității la care se mai poate ara în condiții acceptabile;
- perioada medie de funcționare a cormanei de plastic este de cca. 100 *ha*, în timp ce pentru cormana de oțel este de minim 250 *ha*.

Schaefer, Gill și Reaves (1975 [186] și 1979 [187]) au verificat posibilitatea lubrifierii suprafeței de contact a organelor de lucru. Pentru început (1975 [186]), autorii au studiat un organ de lucru elementar înclinat, lubrifiat cu un amestec de polimer biodegradabil și apă, respectiv acoperit cu Teflon. În cazul suprafeței acoperite cu Teflon, diminuarea coeficientului de frecare a fost de 47%, iar în cazul lubrifierii cu 1% polimer în apă a fost de 38%, cu 3% polimer în apă de 51% respectiv cu 5% polimer în apă de 61%. În cazul lubrifierii cu un amestec având 3% polimer, rezistența la tracțiune a scăzut în medie cu 16%.

Alți cercetători (Bertelescu, respectiv Bigsby, citați de [80] și Bigsby și Bockhop respectiv Mink *et al.* citați de [56]) au încercat să reducă frecarea prin realizarea unei peme de aer între sol și suprafața plugului prin injectare de aer comprimat. Rezultatele au fost destul de promițătoare, dar au apărut și multe probleme de exploatare, de exemplu înfundarea unora dintre găurile de injectare. Kitani (1978 [134]) a introdus aerul comprimat la partea inferioară a unui plug cu cormană. Orificiile au fost realizate sub unghi față de normală la suprafață și autorul a remarcat o reducere a rezistenței la tracțiune cu 18% la presiunea aerului de 80 kPa (0,8 bar), respectiv de 37% la presiunea de 200 kPa (2,0 bar). O creștere în continuare a presiunii nu a dus la o reducere suplimentară semnificativă.

Araya și Kawanishi (1984 [14]) au încercat să reducă frecările unui subsolier introducând aer comprimat la vârful dălții. Din determinările lor a reieșit că, în anumite condiții apare și o economie de energie, dat fiind că energia necesară comprimării a fost de 967 J iar energia economisită prin reducerea rezistenței la tracțiune a fost de 1020 J. Ulterior, rezultatele experimentale au fost verificate și teoretic, folosind modelarea cu metoda elementului finit (Araya și Gao, 1995 [15])<sup>7</sup>.

O altă metodă de reducere a frecării este utilizarea efectului de electro-osmoză (mai corect, procesul este electro-endosmoza). Pentru prima dată, metoda a fost încercată de Weber în 1932, iar rezultatele au fost publicate de Gerlach în 1953, citat de Upadhyaya *et al.* (1994 [226]). Organul de lucru a fost cuplat la borna unei surse de curent continuu devenind astfel un catod, iar pe post de anod se utilizează un electrod de dimensiuni mari, dispus în sol în fața organului de lucru. Dacă tensiunea este suficient de mare, datorită efectului de electro-endosmoză, o parte din apa din sol se va depune pe catod, adică pe suprafața de contact dintre organul de lucru și sol, lubrifiind astfel interfața. Cu aplicarea fenomenului de electro-endosmoză la brăzdarul unui plug, Weber a reușit să reducă rezistența la tracțiune cu până la 19%, cu un curent de 1 A [226].

<sup>7</sup> A se vedea paragraful 2.6

Clyma și Larson (1991 [60]) au testat efectul de electro-osmoză în cazul unui cuțit de cultivator cu aripi simetrice într-un canal de sol. Ca anod, ei au folosit două cuțite disc dispuse în fața respectiv de o parte și de alta a organului de cultivator. În condițiile de determinare date, utilizarea efectului de electro-endosmoză este eficientă energetic doar dacă cuțitele disc fac parte integrantă din sistem și nu trebuie montate special pentru a avea electrozi pozitivi.

## 2.9 REDUCEREA CONSUMURILOR ENERGETICE PRIN MODIFICAREA CARACTERULUI DEFORMAȚIEI SOLULUI

Solul este un mediu eterogen, polifazic, structurat și poros, compus din fază solidă, lichidă și gazoasă. În funcție de ponderea acestora în compunerea solului, acesta evidențiază proprietăți de corp elasto-plastic, vâsco-plastic, plastic sau friabil. Astfel, solul va avea comportări diferite în funcție de multitudinea de factori care determină modul în care interacționează cu organele de lucru ale mașinilor agricole de lucrat solul. De exemplu, solul coeziv uscat posedă o rezistență ridicată la comprimare, în schimb se destramă cu ușurință sub acțiunea organelor de lucru care acționează asupra sa sub formă de șocuri. Același sol, dar în stare de umiditate ridicată, poate avea proprietăți plastice sau vâsco-plastice și o mare rezistență la șocuri, însă se poate destrăma mult mai ușor sub acțiunea unor eforturi de comprimare sau forfecare.

Un organ de lucru tip placă plană înclinată, mișcându-se în sol, produce o deformare permanentă a acestuia, deformare care în continuare va fi numită **tăierea solului**. Caracteristica fundamentală a acestui proces este ruperea repetată, prin forfecare, a brazdei de sol în blocuri mai mici. Suprafețele de rupere prin forfecare pleacă de la tăișul plăcii și sunt înclinate față de orizontală cu unghiul  $\rho = 45^\circ - \varphi / 2$ , unde  $\varphi$  este unghiul de frecare internă a solului. Același model este utilizat și de Söhne (1956, citat de [80] și [99]) cât și de Siemens *et al.* (1965 [195]) și observat de cvasi-totalitatea autorilor (deși cu privire la tipul suprafeței de rupere, respectiv la unghiul ei de înclinare părerile nu mai sunt atât de unanime). Pe de altă parte, mai mulți cercetători au arătat că solul se poate deforma și altfel. Elijah și Weber (1971 [70]) au cercetat fenomenul prin filmare rapidă și au identificat patru moduri de rupere a solului (denumirile sunt cele folosite de autori, și sunt în mare măsură acceptate în literatura de specialitate anglo-saxonă): (a) "prin forfecare", (b) "prin curgere" (ruperea prin deformare plastică), (c) "prin încovoiere" și (d) "prin întindere" (Fig. 2.17.a, b, c respectiv d.).

În cazul ruperii prin forfecare (Fig. 2.17.a), tensiunea din sol - datorată deplasării tăișului - crește, până când valoarea tensiunii tangențiale depășește rezistența solului și apare un plan de forfecare dispus la unghiul  $90^\circ - \varphi$  față de planul tensiunilor principale în cercul tensiunilor al lui Mohr. În acest caz rezistența solului variază ciclic în funcție de starea tensiunilor din sol, și, exceptând ruperea de-a lungul planului de forfecare, nu există deformare notabilă a blocurilor de sol astfel formate. Din acest motiv grosimea feliei de sol pe placă este mai mare decât adâncimea de lucru  $\alpha$ .

În cazul ruperii prin deformare plastică ("prin curgere") nu apar planuri de rupere distincte (Fig. 2.17.b). În brazda de sol se pot distinge atât deformații datorate tensiunilor normale cât și datorate tensiunilor tangențiale (zonele inițial pătrate se deformează scurtându-se pe lățime, lungindu-se pe înălțime, dar sunt deformate și unghiular). Din această cauză grosimea brazdei pe placă este mai mare decât adâncimea de lucru. Olson și Weber (1966 citați de [70] și [211]) arată că, creșterea vitezei de lucru poate duce la transformarea tăierii "prin forfecare" în tăiere "prin curgere". Cu creșterea vitezei crește numărul planurilor de forfecare pe unitatea de lungime, reducându-se deplasările relative dintre blocuri, până când la un moment dat nu se mai pot distinge planurile de forfecare.

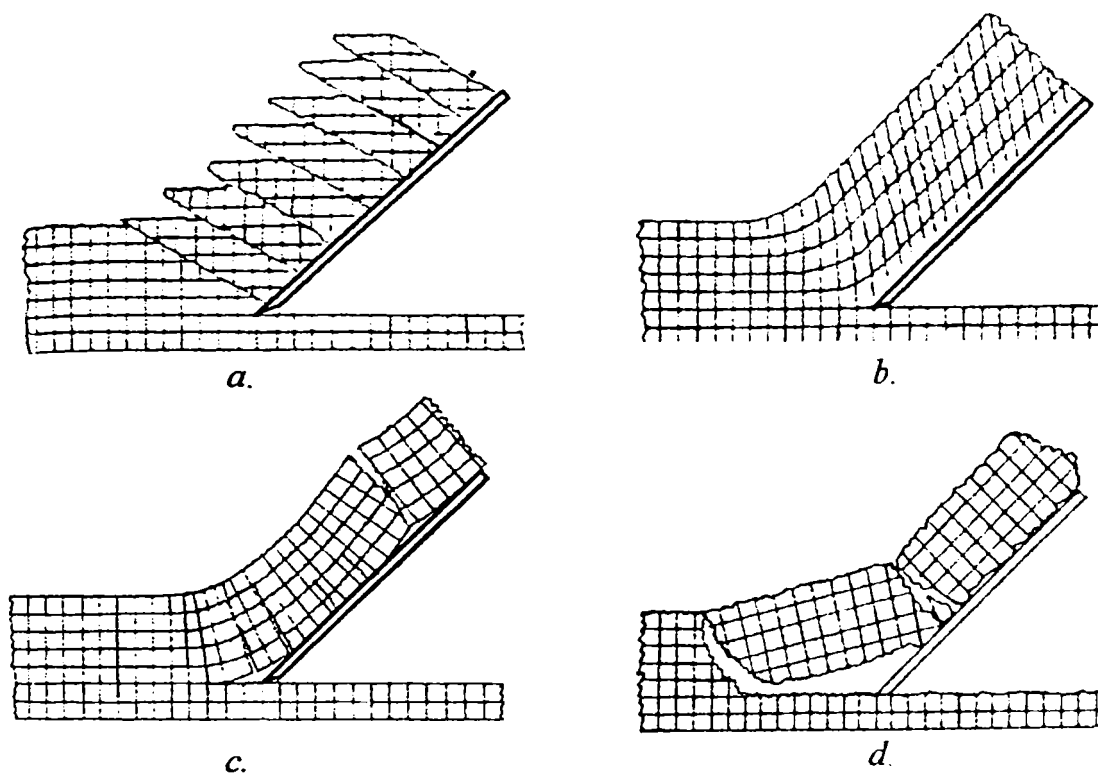


Fig. 2.17 Tipurile de rupere a solului sub efectul unor organe de lucru tip placă (după [70])

Ruperea "prin încovoiere" (Fig. 2.17.c) se aseamănă cu cea "prin curgere" exceptând faptul că deformația în direcția verticală este foarte mică. Grosimea feliei de sol pe lamă este, ca atare, egală cu adâncimea de lucru. Deseori solul crapă în plan orizontal înainte de a veni în contact cu tăișul. Din cauza formei convexe a brazdei, felia de sol adesea nu este în contact cu placa, rupându-se în blocuri datorită greutății proprii.

În cazul ruperii "prin întindere" (Fig. 2.17.d) solul se crapă în plan orizontal mult în fața tăișului. Din cauza rezistenței mari la forfecare solul se rupe datorită tensiunii de întindere de pe partea convexă înainte de a se putea rupe prin forfecare, dar suferă o mai mică deformare totală decât în cazul ruperii "prin încovoiere". Astfel se formează blocuri mari de sol. Si în acest caz forțele de rezistență variază ciclic ca la tăierea "prin forfecare", dar valorile medii ale forțelor sunt mult mai ridicate decât în cazul respectiv.

Autorii arată că tipul de rupere care apare într-un caz dat, este funcție de viteza de lucru  $v$  și unghiul de așezare a lamei  $\alpha$ , respectiv este necesar să se cuantifice influența unor parametri ce descriu tipul și starea solului.

Solurile, indiferent de ce tip sunt și în ce stare se află, au o rezistență mult mai mică la efortul de întindere decât la efortul de compresiune sau de forfecare. Kawamura (1985 [129]) susține că efortul de întindere necesar ruperii unui sol friabil este de circa 8 ori mai mic decât efortul de compresiune. În cazul solurilor umede, același autor susține că diferența dintre cele două este mai mică. Kitani *et al.* (1985 [135]), prin încercări au ajuns la concluzia că ruperea prin forfecare datorată compresiunii necesită o forță de 8 până la 19 ori mai mare decât ruperea prin întindere. Cu referire la energia necesară ruperii, același raport are valoarea între 32 și 48.

În aceste condiții este de domeniul evidenței că poate fi deosebit de util să se realizeze procese de lucrare a solului în care ruperea solului să se producă datorită unor eforturi de întindere. Kitani *et al.* (1985 [135]) oferă câteva exemple de procese reale de lucrări ale solului în care apar tensiuni de întindere. În cazul organelor cu mișcare vibratorie, atunci când viteza relativă a acestora are sens invers decât viteza de lucru, pot să apară eforturi de întindere în sol. Același fenomen poate fi observat atunci când un organ de lucru sau o undă de șoc pneumatică își face efectul către suprafața liberă a solului. În ceea ce privește organul de lucru, efectul este limitat, întrucât acesta, pentru a putea ridica solul, trebuie prima dată să fie introdus în sol. Apariția unor zone cu tensiune de întindere în cazul utilizării aerului comprimat la mărunțirea solului a mai fost amintită în lucrare (Araya și Kawanishi, 1984 [14], Araya și Gao, 1995 [15]).

Din punctul de vedere al prezentei lucrări, caracterul deformației solului, realizat de un anumit organ de lucru este relevant datorită faptului că, în cazul organelor de afânare cu daltă creșterea rezistenței solului cu creșterea vitezei se poate datora tocmai acestor modificări. Acest fenomen poate duce la o situație în care un eventual model teoretic, subestimează aparent creșterea rezistenței.

## **2.10 CREȘTEREA EFICIENȚEI ENERGETICE PRIN UTILIZAREA TEHNOLOGIILOR DE LUCRĂRI ALE SOLULUI FĂRĂ RĂSTURNAREA BRAZDEI**

Aratul reprezintă în majoritatea cazurilor lucrarea de bază a solului în tehnologiile clasice. Primele încercări de eliminare a aratului din tehnologii (Jean de Bru, Manninger citați de Anonim, 1981 [6]) au fost motivate de existența unor condiții pedo-climatice speciale (perioade sau zone aride, soluri grele sau foarte ușoare), așa cum arată Göncki (1991 [88]).

Se poate susține că eliminarea răsturnării brazdei din tehnologiile de lucrare este bine să se facă în următoarele condiții:

- solul are umiditatea sub intervalul optim pentru realizarea arăturii;
- intervalul de timp între recoltarea plantei premergătoare și perioada optimă de însămânțare este prea scurt;
- există deficit de apă în sol (dacă în cazul aratului pierderea de apă în sol într-o perioadă de timp dată se consideră 100%, atunci, dacă se închide arătura imediat, este de 70%, iar în cazul lucrării fără răsturnarea brazdei, scade la 30-50% (Göncki, 1991 [88]);
- se cere realizarea unui pat germinativ de calitate și bine sedimentat într-un timp scurt;

- capacitatea de acumulare a apei în sol scade (Clark *et al.*, 1994 [59]);
- este necesară menținerii unei cantități de resturi vegetale pe suprafața solului,
- apar semne ale tasării solului în adâncime (arătură deosebit de bulgăroasă, apa din precipitații bălțește la suprafață, dezvoltare lentă a culturii, reducerea producțiilor, etc.) (Birkás, 1992 [41] și [42]);
- apariția unor efecte neașteptate ale utilizării îngrășămintelor chimice și ale pesticidelor (Birkás, 1992 [42]).

Dacă se analizează cele de mai sus (care în fond nu reprezintă o enumerare exhaustivă a tuturor situațiilor în care ar fi de dorit ca aratul să fie evitat) și se ține cont de cele prezentate în **Tabelul 1.1** (vezi capitolul 1) devine evidentă importanța tehnologiilor fără răsturnarea brazdei în agricultura României. Deseori tehnologiile fără răsturnarea brazdei sunt legate de eliminarea tasării. Jóri (1990 [126]) susține că evitarea tasării solului la ora actuală este cvasi-imposibilă, deci accentul trebuie pus pe eliminarea efectelor tasării solului. Într-adevăr, în practică, tasarea solului este legată în principal de două lucrări, anume aratul și grăpatul cu grapa cu disc, care produc aproape inevitabil tasarea solului sub adâncimea de lucru. În cazul plugului, există mai multe soluții tehnice prin care acest fenomen poate fi frânat, în primul rând post-trupița (Ștefan și Gönczi, 1990 [214]). Dar, în mod evident, toate deplasările agregatelor pe sol produc tasare. Eliminarea tasării solului se poate face prin înlocuirea aratului cu o lucrare de afânare realizată fie cu cizel fie cu subsolier.

Un alt aspect important, relevat de Vajdai (1985 [227]), este efectul de distrugere a structurii solului de către diversele mașini. Pe un sol brun de pădure, de calitate bună, s-au efectuat determinări pe o perioadă de mai mulți ani, determinându-se structura solului realizată cu diferite mașini. O parte din rezultate sunt prezentate în

Tabelul 2.6. Ca observație, trebuie spus că valoarea cea mai mică a ponderii solului cu structura distrusă pentru cazul arăturii este doar la prima vedere situația cea mai favorabilă, întrucât prin lucrările secundare, ponderea acestei fracțiuni poate ajunge să depășească ponderea de 25-30%. De asemenea este de remarcat efectul de distrugere a structurii de către grapa cu discuri.

Actualmente pe plan mondial se consideră că principalele tipuri de mașini cu care se poate efectua lucrarea de bază a solului fără răsturnarea brazdei sunt subsolierile, cultivatoarele cizel (sau cultivatoarele grele), și câteva tipuri de mașini cu organe acționate, respectiv mașini combinate având și organe de lucru acționate (Gönczi, 1991 [88])

*Tabelul 2.6 Efectul de mărunțire a solului realizat cu diverse tipuri de mașini (după [227])*

<i>Lucrarea și mașina cu care s-a realizat</i>	<i>Ponderea particulelor cu dimensiunea în intervalul optim [%]</i>	<i>Ponderea particulelor cu dimensiunea sub intervalul optim [%]</i>
Arat (cu plug cu cormană)	59-66	15-25
Afânare + grăpare (subsolier cu grapă cu discuri)	64-74	25-30
Grăpat (cu grapă cu discuri)	63-73	25-30
Afânare (cu cultivator cizel)	70-73	20-25

Birkás, pe baza unei experiențe de circa 10 ani în care și-a axat cercetările pe tehnologiile de lucrări ale solului fără răsturnarea brazdei (1985 [37], [38], 1988[39], 1992 [40], [41], [42], 1994 [44], [45]), propune utilizarea cultivatoarelor cizel și a subsolierelor ca alternative ale plugului cu cormană. Alegerea dintre cele trei posibilități trebuie să se facă ținându-se cont de foarte multe aspecte. Practic, autoarea propune o utilizare în alternanță a celor trei principale moduri de a realiza lucrarea de bază a solului, în acest fel existând posibilitatea utilizării la maximum a avantajelor fiecărui tip de mașină și eliminarea în mare măsură a efectelor negative, ale dezavantajelor aferente utilizării lor.

În ceea ce privește utilizarea cultivatoarelor cizel, recomandarea cvasi-majorității autorilor este să se utilizeze mașini care să aibă nu numai organe de afânare, ci și organe de mărunțire suplimentară, eventual de nivelare. Majoritatea cultivatoarelor cizel moderne au organele de afânare cu aripi și au o grapă rulantă în partea posterioară, printre altele și pentru reglarea adâncimii de lucru. O categorie aparte de cultivatoare cizel sunt așa-numitele "stubble buster" ("distrugător de miriște" în traducere literală din limba engleză), care sunt concepute special pentru dezmiștit. Unele dintre acestea au montate cuțite disc în partea anterioară, pentru a tăia resturile vegetale în fața organelor de afânare, pentru a preîntâmpina înfundarea mașinii (Birkás, 1994 [44]).

Subsolierele moderne diferă destul de mult de cele care erau utilizate în deceniul al șaptelea. Mulți autori propun utilizarea subsolierelor cu organe de afânare cu aripi, având suportul fie curbat, fie înclinat înspre înainte. Balaton (1972 [21]) susține că subsolierele cu suporturi curbate au rezistența mai mică cu 12-15% decât cele cu suportul drept. Și Bánházi *et al.* (1984 [33]) au ajuns, în urma unor experimentări îndelungate și complexe, la concluzia că organele de afânare cu aripi au atât avantaje energetice cât și de eficiență a afânării. Atât Balaton (1972 [21], 1988 [22] și 1990 [24]) cât și Gönczi (1996 [94]) susțin că motivul acestui fenomen este existența așa-numitei adâncimi critice de tăiere.

Trebuie consemnată și "moda" (cuvântul nu este folosit în sens peiorativ - *n.a.*) declanșată de apariția pe piață a subsolierului Paraplow al firmei britanice Howard, în urma lui apărând tot mai multe subsoliere care au suporturile organelor de lucru înclinate în plan transversal.

Ținând cont de faptul că subsolierele sunt, totuși, mari consumatoare de energie, este important să se amintească concluzia bazată pe experimentări ale lui Wolf *et al.* (1981 [236]), care susțin că investiția suplimentară de energie datorată măririi adâncimii de afânare nu se transformă întotdeauna într-un plus de producție. Astfel, este de dorit ca subsolajul să se facă la adâncimea cea mai mică la care apar deja avantajele acestei lucrări, această adâncime variind în funcție de cultură și condiții pedo-climatiche.

## 2.11 CREȘTEREA EFICIENȚEI ENERGETICE PRIN UTILIZAREA TEHNOLOGIILOR CU LUCRĂRI REDUSE ȘI PRIN TEHNOLOGIILE DE CONSERVARE A SOLULUI

Tehnologiile cu lucrări reduse respectiv cele pentru conservarea solului au constituit temă de studiu pentru foarte mulți cercetători, și au fost vizate de activitatea de cercetare-dezvoltare a majorității producătorilor de echipamente agricole din lume. Astfel că, numai acest paragraf ar putea constitui tema unor lucrări de mare anvergură (spre exemplu, vezi Bánházi și Fülöp, 1975 [29]). În aceste condiții doar se vor puncta câteva cazuri mai interesante, cu titlu de exemplu.

În primul rând trebuie subliniat faptul că, în cvasi-totalitatea cazurilor, mașinile utilizate în procesele aferente acestor tehnologii sunt mașini combinate, numite și *agregate longitudinale* (noțiune introdusă de Ștefan și Gönczi, 1993 [216]). Aceste mașini fac mai multe operații într-o singură trecere. Unele dintre ele realizează lucrarea de bază a solului cât și lucrările secundare, sau măcar o parte din ele. Există mașini de acest tip care au numai organe pasive (care nu sunt acționate de la priza de putere a tractorului), existând însă și soluții în cazul cărora au și organe active sau acționate.

Mașini combinate care au în dotare organe de afânare, organe pentru mărunțire acționate și organe de nivelare-mărunțire suplimentară, sunt oferite de foarte mulți producători. Dintre acestea se amintesc McConnell "Tillaerator" (prezentat de Jeffery, 1984 [120]), Howard "Rotadigger" (descriș de Gönczi și Ștefan, 1992 [89]), Dutzi (prezentat de Kahnt, 1996 [128]), și multe altele. Majoritatea acestor mașini au și variante care pot fi echipate cu mașini de semănat, astfel existând posibilitatea realizării tuturor lucrărilor solului cât și a semănatului dintr-o singură trecere. Eventual, în cazuri extreme, poate fi necesară o dezmiriștire prealabilă sau tocarea resturilor vegetale.

Există și mașini care sunt concepute pentru lucrarea solurilor deosebit de grele. Între acestea un loc deosebit îl ocupă RAU Multitiller, care poate fi utilizată atât ca agregat pentru realizarea exclusiv a lucrărilor secundare ale solului, dar poate fi echipată și cu organe de afânare, în acest caz executând și lucrarea primară (Gönczi, 1990 [87]).

În ceea ce privește importanța acestor tehnologii, este de remarcat că ele, printre altele, elimină acele situații în care, din diverse motive, trebuie repetate de mai multe ori anumite lucrări. Exemplul "clasic" este pregătirea patului germinativ după o arătură bulgăroasă cu ajutorul grapelor cu discuri, în acest caz fiind uzual necesare cel puțin două treceri.

## 2.12 CONCLUZII

Este de domeniul evidenței că și în cazul mașinilor agricole pentru lucrat solul, deceniile postbelice, și cu precădere perioada de după 1980 reprezintă o perioadă de mare efervescență și deosebit de fertilă

Un studiu exhaustiv al mașinilor noi sau bazate pe idei mai vechi dar reluate la un nivel științific, tehnic și tehnologic superior, probabil s-ar constitui într-o lucrare voluminoasă



de mai multe sute de pagini. Tocmai din acest motiv există foarte multe realizări, unele dintre ele importante, care nu au fost nici măcar amintite în prezenta lucrare. Faptul că nu s-a făcut referire la ele nu înseamnă că în opinia autorului ele nu ar avea relevanță științifică și/sau tehnică, cu toate că există unele dintre acestea care nu pot fi considerate deosebit de avantajoase din punctul de vedere al conservării fertilității solului. Un exemplu de acest fel sunt așa-zisele pluguri pivotante, care sunt deosebit de avantajoase în exploatare, dar lucrarea realizată corespunde calitativ numai în cazul solurilor ușoare și foarte ușoare, întrucât în acest caz plugurile pot fi echipate cu cormane cilindrice.

Totuși, cu titlu informativ se vor enumera câteva realizări, care nu au fost prezentate în acest capitol numai cu scopul evitării supradimensionării prezentei lucrării. Astfel, merită a fi amintite: plugurile transversale (Bánházi și Fülöp, 1980 [31], Jóri și Soós, 1984 [123], Kawamura, 1985 [129], Ștefan *et al.*, 1996 [218]); plugurile pivotante (Ștefan *et al.* [218]); agregatele pentru "închiderea" arăturii, având tăvălugi Campbell și (eventual) tăvălugi inelari sau grape elicoidale; grapele rulante cu cuțite, grapele oscilante, grapele cu colți vibrați, mașina de săpat solul cu lanț cu aripi (Wiedemann și Cross, 1994 [233]) și încă multe altele.

În urma studierii unei mult mai vaste bibliografii decât se putea prezenta aici, autorul a ajuns la concluzia că în condițiile actuale ale României, nu se pune un accent suficient de mare pe studiul organelor pentru afânarea solului cu toate că se semnalează utilizarea cu efecte benefice pe scară tot mai largă a acestor organe în țările cu agricultură dezvoltată. Un alt aspect remarcabil este că, printre altele și din acest motiv, suntem martorii unei distrugerii continue a solurilor noastre agricole, în primul rând datorită accentuării într-un *circulus viciosus* a efectelor tasării artificiale. Tehnologiile cu lucrări minimale ale solului necesită, în general, costuri de producție mai reduse, deci corespund mai bine și condițiilor de lipsă de capital din agricultura românească.

În urma celor prezentate în acest capitol, s-a luat decizia ca în studiile aferente tezei de doctorat, **organele de afânare a solului să constituie obiectivul central** al cercetărilor efectuate. Legat de aceste organe se vor studia efectele unor caracteristici geometrice (unghiul de așezare și lățimea dălții) și ale unor parametri de exploatare (adâncimea de lucru și viteza de lucru).

### **3. CERCETĂRI TEORETICE PRIVIND ANALIZA PROCESULUI DE AFÂNARE A SOLULUI ȘI A FORȚELOR DE TĂIERE ALE ACESTUIA**

#### **3.1 MECANICA SOLULUI AFERENTĂ ORGANELOR DE LUCRAT SOLUL**

##### **3.1.1 GENERALITĂȚI. CONCEPTE PRELIMINARE.**

Organele de lucrat solul sunt dispozitive tehnice care sunt folosite cu scopul aplicării unor forțe asupra solului pentru a realiza anumite efecte dorite, cum ar fi: mărunțirea, tăierea, amestecarea sau deplasarea solului. Organele de lucru în cvasi-majoritatea cazurilor produc simultan mai multe efecte asupra solului. În ultimă instanță, scopul lucrărilor solului este să prelucreze solul de la o stare inițială cunoscută la o stare dorită prin intermediul aplicării unor forțe.

În vederea studierii proceselor ce au loc în timp ce un organ de lucru acționează asupra solului, este necesar să fie studiate proprietățile solului din punctul de vedere al acestor procese dinamice. Istoricește, bazele științei numite Mecanica solului au fost puse de specialiști care erau interesați de probleme legate de construcții. Primele experimente și modele matematice sunt legate de numele lui Charles de Coulomb (1736-1806) care și-a publicat rezultatele în 1776. Ulterior, odată cu elaborarea unor modele matematice care descriu ruperea materialelor, bazat pe ideile lui Coulomb, au fost elaborate primele modele cu care se puteau explica o parte din procesele care au loc în interacțiunea dintre organele de lucru și sol. Însă majoritatea acestor modele se bazează pe studierea unor fenomene statice - specifice proceselor studiate în domeniul construcțiilor - și ca atare luau în considerare numai acele procese de lucrat solul care pot fi considerate cvasi-stactice.

Primele încercări sistematice în studierea proprietăților dinamice ale solului datează de la începutul celei de a doua jumătăți a secolului XX. Prima lucrare sintetică, cea care poate fi considerată și "certificatul de naștere" al unei noi științe - dinamica solului - este legată de numele lui W. R. Gill și E. VandenBerg (1968 [80]). Ulterior, domeniul a fost și este încă cercetat mult, dată fiind complexitatea deosebită a proceselor, în primul rând datorită caracteristicilor specifice solurilor agricole. Problemele aferente dinamicii solului sunt încă departe de a-și fi găsit soluții corecte și - cel puțin temporar - exhaustive, astfel că interacțiunea dintre organele de lucrat solul și solul agricol va rămâne încă multă vreme în atenția cercetătorilor.

Procesele în care se transmit forțe către sol prin intermediul unor organe de lucru au loc într-un mediu semi - infinit, unde forțele aplicate sunt distribuite pe secțiuni mici, finite, aflate pe zone ce limitează blocuri mari de sol. În aceste condiții, studierea globală a sistemului de forțe este inadecvată, fiind necesară cercetarea stării de tensiuni din sol. Acest tip de problemă poate fi soluționată riguros dar numai în cazul unor medii continue. Din păcate, solul nu face parte din această categorie. Pe de altă parte, mecanica mediilor continue a fost aplicată cu succes în cazul lichidelor (mecanica fluidelor) sau al metalelor (teoria elasticității, teoria plasticității, rezistența materialelor, etc.), cu toate că acestea sunt medii

continue numai la nivel macroscopic, la scară moleculară / atomică fiind mai mult spații goale în care, pe alocuri, se găsește materie. Se poate susține că din acest punct de vedere, între solurile agricole și metale diferența este mai mult cantitativă decât calitativă. Astfel că, în continuare, solul va fi considerat un mediu continuu. Această premisă poate fi acceptată întrucât brazda de sol asupra căreia se acționează în procesele studiate, este formată din particule a căror mărime depășește cu mult dimensiunile porilor existenți în textura solului. Acest lucru nu este la fel de evident în cazul porilor de structură, dar aproximarea poate fi acceptată chiar și în acest caz.

În ceea ce privește descrierea stării unei mase de material supusă unor forțe exterioare, este nevoie să se cunoască tensorul tensiunilor și tensorul deformațiilor pentru toate punctele, inclusiv pe frontiera masei respective de material continuu. Acest lucru însă nu este suficient, ci este necesar să se cunoască relația dintre tensiuni și deformații. În cazul teoriei elasticității, se consideră că această relație este liniară. Astfel, fiecare dintre cele șase componente ale tensorului tensiunilor va fi o funcție liniară de cele șase componente ale tensorului deformațiilor. Deci, ar fi implicate în total 36 de coeficienți în aceste ecuații, aceștia fiind parametri care descriu caracteristica materialului și pot fi considerate proprietăți dinamice ale respectivului material. În teoria elasticității, doar doi din cei 36 de parametri sunt independenți, dacă materialul este izotrop. Cum majoritatea materialelor metalice de structură folosite în tehnică sunt cvasi-continue, izotropice, iar relația tensiuni - deformații este liniară în domeniul de deformații care apar în mod uzual (sub 0,1%), teoria elasticității poate fi utilizată cu succes și cu suficientă precizie. Din păcate, solurile agricole corespund în mult mai mică măsură condițiilor de mai sus și doar în situații foarte limitate (Gill și Vanden Berg, 1968 [80], McKyes, 1985 [149], Koolen și Kuipers, 1983 [138], Sitkei, 1967 [201], Upadhyaya *et al.*, 1994 [225]). De altfel, nici alte teorii utilizate nu au reușit să descrie corect și exhaustiv comportarea solurilor agricole. Diversele modele reologice (vâsco-elastice, vâsco-plastice), teoria plasticității sau teoria propagării undelor prin sol (Gelencsér [79], Kocher și Summers [136], Koolen și Vaandrager [139]) reușesc de asemenea să rezolve problema studierii interacțiunii dintre un organ de lucru și sol doar parțial și în anumite cazuri.

Din cele de mai sus reiese că la ora actuală toate modelele matematice puse la punct nu au o precizie foarte mare și au o aplicabilitate limitată. Cu toate acestea, elaborarea unui nou model ajută la lărgirea gradului de generalitate al modelelor teoretice.

### **3.1.2 BAZELE MODELELOR MATEMATICE ALE MECANICII LUCRĂRII SOLULUI**

Tăierea solului implică ruperea masei de sol. Această rupere mecanică are loc uzual prin forfecare, de-a lungul unor suprafețe de rupere în masa de sol și deseori la limita dintre sol și suprafața activă a organului de tăiere.

Relația de bază care descrie acest fenomen se datorează lui Coulomb și descrie procesul de tăiere în cazul solurilor coezive:

$$\tau = c + \sigma_n \cdot \tan \varphi$$

(3.1)

Relația (3.1) arată că tensiunea de forfecare  $\tau$  are două componente: cea de **fricțiune**  $\sigma_n \cdot \tan \varphi$ , care este proporțională cu tensiunea normală pe suprafață, și cea de **coeziune**, care se datorează unor forțe interne între particulele de sol și este independentă de mărimea tensiunii normale  $\sigma_n$ .

Pentru a realiza analizarea proceselor este strict necesar să se cunoască suprafața de rupere. Acest lucru constituie adeseori misiunea cea mai dificilă. În principiu însă, ea se poate realiza prin studierea modului în care variază valoarea tensiunilor într-un punct dat atunci când se iau în considerare planuri având diverse dispuneri în spațiu.

În cazul unui corp deformabil aflat în echilibru, metoda lui Mohr oferă o soluție analitică și grafo-analitică în același timp (Fig. 3.1).

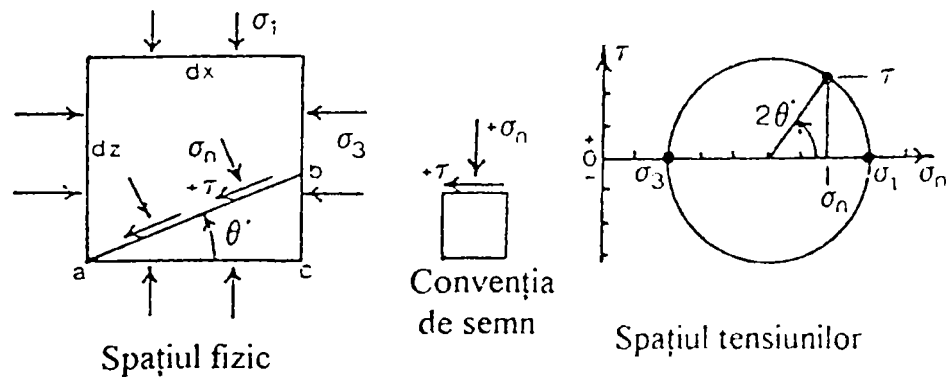


Fig. 3.1 Tensiunile într-un punct al unei mase de material continuu

În Fig. 3.1 sunt reprezentate tensiunile care acționează pe două planuri perpendiculare pe laturile unui cub infinit mic. Aceste planuri sunt alese astfel încât pe ele acționează așa-zisele tensiuni principale  $\sigma_1$  și  $\sigma_3$ , și pe care, prin definiție, tensiunea de forfecare este nulă ( $\tau = 0$ ). Pentru cazul unui plan oarecare ce trece prin punctul considerat (planul  $ab$  din Fig. 3.1), tensiunile se pot determina analitic dacă sistemul se află în echilibru, adică accelerațiile oricărui punct sunt nule:

$$\sigma_n = \sigma_1 \cdot \cos^2 \theta' + \sigma_3 \cdot \sin^2 \theta' = \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2} + \left( \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \right) \cdot \cos 2\theta' \quad (3.2)$$

$$\tau = (\sigma_1 - \sigma_3) \cdot \sin \theta' \cdot \cos \theta' = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \cdot \sin 2\theta' \quad (3.3)$$

Se observă că relațiile (3.2) și (3.3) descriu un cerc în spațiul tensiunilor, dacă pe ambele axe este utilizată aceeași scară. Tensiunile principale  $\sigma_1$  și  $\sigma_3$  corespund punctelor de intersecție ale cercului lui Mohr cu axa  $O\sigma_n$  și orice punct de pe cerc corespunde perechii de tensiuni  $\sigma_n$  și  $\tau$  de pe un plan aflat la unghiul  $\theta'$  față de planul tensiunilor principale.

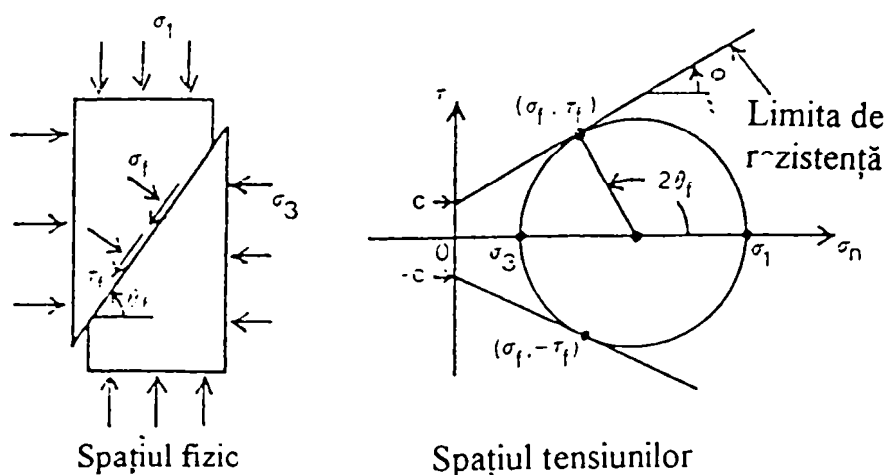


Fig. 3.2 Ruperea prin forfecare a solului

În cazul în care tensiunea din sol atinge o limită la care apare ruperea, tensiunile vor avea valorile  $\sigma_f$  și  $\tau_f$ , iar între ele este valabilă relația lui Coulomb, adică ecuația (3.1).

În Fig. 3.2 este prezentat un volum de sol în care apare ruperea și spațiul corespunzător al tensiunilor.

Și relația (3.1) poate fi reprezentată în spațiul tensiunilor observându-se că ea corespunde unor drepte tangente la cercul lui Mohr, care intersectează axa tensiunii tangențiale în punctele  $\tau = c$  respectiv  $\tau = -c$ . În acest caz, unghiul pe care îl face planul de forfecare cu planul principal este  $\theta_f$ . Oricare alt punct de pe cerc corespunde unei stări de tensiuni la care încă nu apare ruperea, iar oricare punct din afara cercului corespunde unei stări de rupere în care există accelerații nenule (deci sistemul nu este în stare de echilibru). Unghiul planului de forfecare poate fi ușor determinat:

$$\theta_f = \frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2} \quad (3.4)$$

*Nota bene*, condiția de echilibru poate fi satisfăcută doar pentru stări de tensiuni la care cercul tensiunilor este tangent dreptei corespunzătoare limitei de rezistență. Dacă cele două elemente nu au punct comun, nu s-a atins tensiunea de rupere, iar dacă dreapta este secantă cercului, atunci nu mai este satisfăcută condiția de echilibru, tensiunea tangențială fiind mai mare decât rezistența la forfecare și în aceste condiții apar accelerații nenule.

Combinând modelul lui Mohr cu legea lui Coulomb pentru condițiile unei rupeți la viteză constantă, numită și rupere la echilibru, se poate scrie relația dintre tensiunile principale la rupere:

$$\sigma_1 = \sigma_3 \cdot \frac{1 + \sin \varphi}{1 - \sin \varphi} + 2c \sqrt{\frac{1 + \sin \varphi}{1 - \sin \varphi}} \quad (3.5)$$

Din Fig. 3.3 se poate observa că planul principal face unghiul  $\theta$  cu axa  $Ox$  și că ruperea poate avea loc de-a lungul a două planuri de forfecare  $\eta$  și  $\xi$ , dispuse simetric față de planul principal, între ele existând unghiul  $2\mu$  (în spațiul fizic, real).

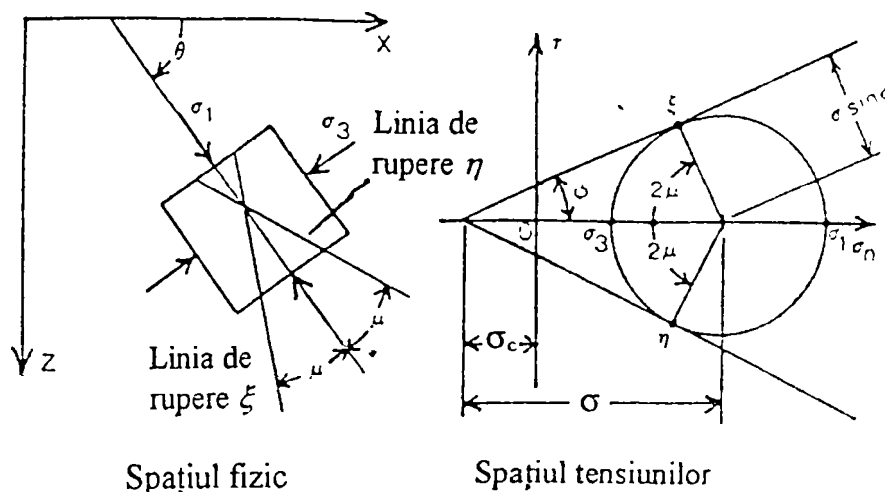


Fig. 3.3 Starea de tensiune într-o masă de sol la rupere prin forfecare la echilibru

În spațiul tensiunilor se observă că tensiunea normală  $-\sigma_c$  poate fi definită. Aceasta este o tensiune de întindere și corespunde unei tensiuni normale care ar anula efectul coeziunii, deci în acest caz, ruperea ar avea loc la  $\tau = 0$ . Este important de notat că, deși această situație este una pur teoretică, ea scoate în evidență importanța inducerii unor tensiuni de întindere în sol în vederea realizării unor economii de energie.

De asemenea, poate fi definită așa-numita tensiune normală medie  $\sigma_n^{med}$ , care este media aritmetică a valorii tensiunilor principale și este o invariantă a torsionului tensiunilor, în cazul discutat ea corespunzând centrului cercului tensiunilor. Se poate scrie

$$\sigma_n^{med} = \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2} \quad (3.6)$$

respectiv, conform Fig. 3.3.

$$\sigma = \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2} + c \cdot \cot \varphi \quad (3.7)$$

Se poate observa că, dacă se cunosc  $\sigma$  și  $\theta$ , se poate descrie starea de tensiune pe toate planurile care trec printr-un punct dat în cazul unui sol aflat în echilibru la rupere. În acest caz, folosind notațiile din Fig. 3.4 se pot scrie ecuațiile:

$$\sigma_{xx} = \sigma \cdot (1 + \sin \varphi \cdot \cos 2\theta) - \sigma_c \quad (3.8)$$

$$\sigma_{zz} = \sigma \cdot (1 - \sin \varphi \cdot \cos 2\theta) - \sigma_c \quad (3.9)$$

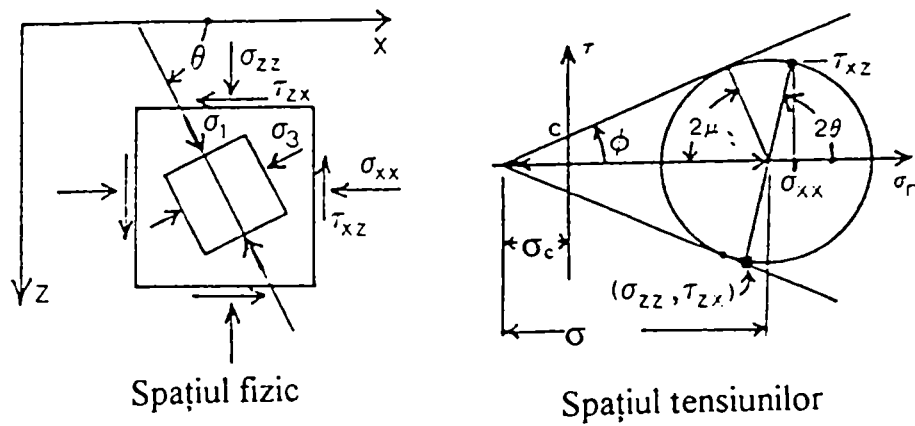


Fig. 3.4 Tensiunile care apar pe laturile unui pătrat, raportate la tensiunile principale în cazul unui sol aflat în stare de rupere în echilibru (după McKyes, 1985 [149])

$$\tau_x = -\tau_x = \sigma \cdot \sin \varphi \cdot \sin 2\theta \quad (3.10)$$

În cazul unor situații de rupere mai complexe, cum ar fi tăierea solului cu organe de lucrat solul, elementele prezentate până acum nu sunt suficiente, deoarece în fiecare punct din masa de sol supusă ruperii torsorul tensiunilor variază. Pentru a cunoaște variația elementelor torsorului este de ajuns să se studieze modul în care variază  $\sigma$  și  $\theta$  în masa de sol, așa cum se poate remarca din relațiile (3.8) la (3.10).

Ținând cont și de masa paralelipipedului de sol din

Fig. 3.5, care are grosimea  $y = 1$ , se pot scrie condițiile de echilibru.

Ecuțiile diferențiale cu derivate parțiale ce rezultă din acestea sunt:

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} - \frac{\partial \tau_x}{\partial z} = 0 \text{ sau } \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_x}{\partial z} = 0 \quad (3.11)$$

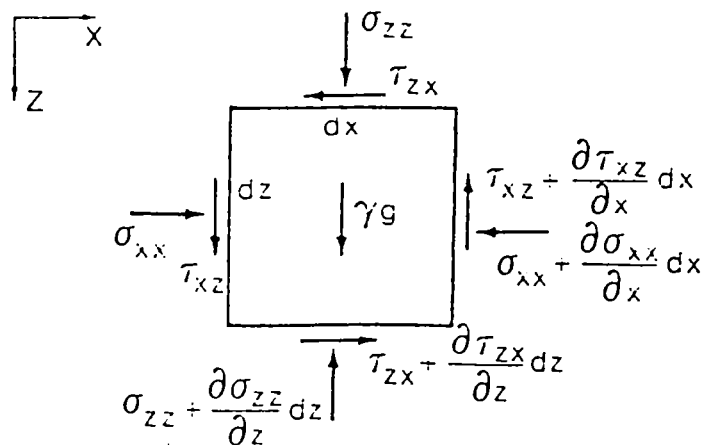


Fig. 3.5 Variația tensiunilor în cazul unui dreptunghi infinit mic de sol

$$\frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} = \gamma \cdot g$$

( 3.12)

Din relațiile ( 3.11) și ( 3.12) se vede necesitatea condițiilor de continuitate, fără de care nu se pot integra respectivele ecuații diferențiale.

Dacă se folosesc relațiile ( 3.8) la ( 3.10), realizându-se o schimbare de variabile și o reducere a numărului lor de la trei la două, rezultă următorul sistem de ecuații diferențiale cu derivate parțiale de gradul întâi:

$$(1 + \sin \sigma \cdot \cos 2\theta) \frac{\partial \sigma}{\partial x} + \sin \varphi \sin 2\theta \frac{\partial \sigma}{\partial z} - 2\sigma \sin \varphi (\sin 2\theta \frac{\partial \theta}{\partial x} - \cos 2\theta \frac{\partial \theta}{\partial z}) = 0$$

.

( 3.13)

$$\sin \varphi \sin 2\theta \frac{\partial \sigma}{\partial x} + (1 - \sin \sigma \cdot \cos 2\theta) \frac{\partial \sigma}{\partial z} + 2\sigma \sin \varphi (\cos 2\theta \frac{\partial \theta}{\partial x} - \sin 2\theta \frac{\partial \theta}{\partial z}) = \gamma \cdot g$$

( 3.14)

Sokolovski (citat de McKyes, 1985 [149]) a demonstrat că ecuațiile ( 3.13) și ( 3.14) pot fi re-aranjate printr-un artificiu de calcul, transformându-se în ecuații diferențiale totale de-a lungul a două direcții dispuse la unghiurile  $\theta \pm \mu$  în spațiul fizic. Se poate observa că cele două direcții corespund planurilor de forfecare  $\eta$  și  $\xi$  (vezi Fig. 3.3). În sens pur matematic, planurile de forfecare sunt așa-zisele linii caracteristice, de-a lungul cărora derivatele celor două variabile independente pot fi descrise și integrate. Astfel, ecuațiile diferențiale de-a lungul liniilor caracteristice sunt:

$$\frac{dz}{dx} = \tan(\varphi \pm \mu)$$

( 3.15)

$$d\sigma \pm 2\sigma \tan \varphi d\theta = \gamma g (dz \pm \tan \varphi dx)$$

( 3.16)

unde semnul “+” corespunde planului  $\xi$ , iar semnul “-” planului  $\eta$ .

Ecuațiile de mai sus sunt folosite la determinarea stării de tensiuni într-o altă zonă de frontieră decât cea de la care s-a plecat la integrare, integrarea lor făcându-se plecând de la valori de margine ale variabilelor.

În ceea ce privește condițiile de margine, în Fig. 3.6 este prezentat cazul unui organ de lucru solul tractat prin sol.

În mișcarea sa, organul de lucru va produce o deplasare a solului din zona  $ABC$  (brazda dislocată, numită și zona de transmitere a efectului). Acest lucru produce o forfecare a solului de-a lungul planului de forfecare  $BC$  și o deformare a solului din regiune. Acest plan de forfecare, care limitează zona de transmitere a efectului deplasării organului de lucru poate fi echivalată cu frontul undei de șoc în cazul unui obiect care se mișcă cu viteză supersonică într-un fluid, și este cea mai îndepărtată zonă în care se transmite efectul organului de lucru în mișcare prin masa de sol. Forma acestui plan de forfecare este de o importanță deosebită.



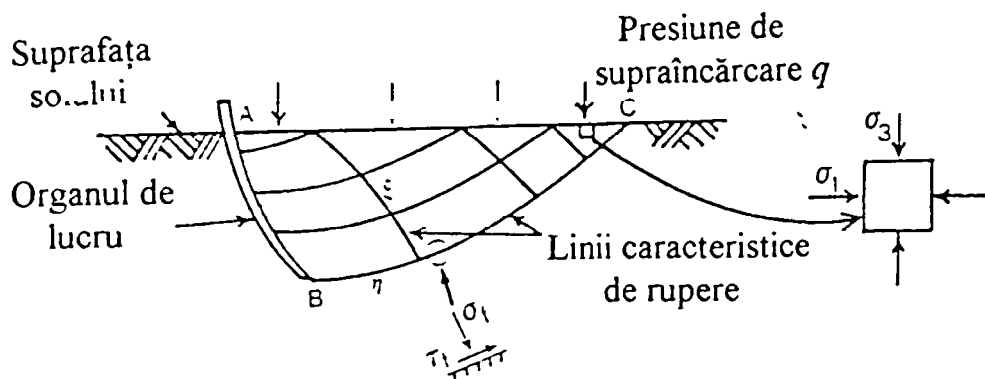


Fig. 3.6 Schema tăierii solului cu un organ de lucru tractat prin sol

La suprafața solului (AC) poate exista o presiune de supraîncărcare, fie datorită greutateii unor subsansambluri ale mașinii de lucrat solul rulând sau alunecând pe suprafața solului, fie datorită unei cantități de sol afânat care se adună în fața organului de lucru. În al doilea caz, în mod evident se acceptă premisa că forța necesară tăierii acestui sol suplimentar este neglijabilă. În aceste condiții, presiunea de supraîncărcare este o tensiune principală, anume cea mai mică dintre cele două ( $\sigma_3$ ). Deci unghiul  $\theta$  este nul, iar aici, liniile caracteristice fac cu orizontala unghiurile  $\pm \mu$ , iar valoarea tensiunii  $\sigma$  se poate calcula după cum urmează:

$$\sigma = \frac{\sigma_3 + \sigma_c}{1 - \sin \varphi} = \frac{q + \sigma_c}{1 - \sin \varphi} \quad (3.17)$$

Dacă nu există suprapresiune, deci  $q = 0$ , atunci

$$\sigma = \frac{\sigma_c}{1 - \sin \varphi} \quad (3.18)$$

O altă importantă zonă limită este interfața dintre sol și suprafața activă a organului de lucru (zona AB în Fig. 3.6). Așa cum arată McKyes (1985 [149]), în majoritatea cazurilor de studiu analitic al proceselor, aceasta este zona cea mai potrivită în care să se determine tensiunile pentru a se calcula forțele ce acționează asupra organului de lucru.

Pentru a avea toate informațiile necesare despre câmpul de tensiuni din zona de transmitere a efectului, este nevoie să se cunoască măcar o parte dintre condițiile de margine de la interfața sol-organ de lucru. În majoritatea situațiilor este destul să se cunoască unghiul  $\theta$  pe care îl face direcția principală cu orizontala, dat fiind că astfel se definește forma zonei de influență. De aici se pot descrie atât starea de tensiuni cât și direcțiile principale în celelalte puncte.

Este de notat că, în mod evident, rezistența la forfecare în interfața sol-organ de lucru este mai mică decât rezistența internă a solului și se datorează existenței adeziunii, care este noțiunea omologă coeziunii. Analog legii lui Coulomb se poate scrie:

$$s = c_a + \sigma_n \tan \delta$$

( 3.19)

Se poate observa că adeziunea  $c_a$  este acea rezistență la deplasarea relativă care apare și atunci când nu există tensiune normală. Adeziunea este noțiunea omoloagă coeziunii dar pentru cazul frecării externe, adică sol pe o suprafață din alt material.

## 3.2 UN STUDIU CRITIC AL PRINCIPALELOR MODELE CARE DESCRIU PROCESUL DE TĂIERE A SOLULUI

### 3.2.1 ECUAȚIA UNIVERSALĂ A PRELUCRĂRII SOLULUI

Una dintre cele mai importante încercări de structurare a modelelor matematice care descriu tăierea solului este legată de numele cercetătorului britanic Reece. Acesta a remarcat (1965 [176]) că mecanica tăierii solului este, din multe puncte de vedere, similară cu modul în care se modelează capacitatea portantă a unei fundații de adâncime mică bazată pe teoria presiunii pasive a solului descrisă de Terzaghi în 1943. Efectele cantitative ale greutateii solului, ale coeziunii și ale supraîncărcării pot fi separate și pot fi adăugate algebric.

Reece a propus următoarea relație ca ecuație fundamentală a prelucrării solului:

$$F = b \cdot (\gamma g a^2 N_\gamma + c a N_c + c_a a N_a + q a N_q)$$

( 3.20)

unde:

- $F$  este rezistența totală a solului [N];
- $\gamma$  - masa specifică a solului [ $\text{kg/m}^3$ ];
- $g$  - accelerația gravitațională [ $\text{m/s}^2$ ];
- $a$  - adâncimea de lucru [m];
- $c$  - coeziunea solului [Pa];
- $c_a$  - adeziunea solului la suprafața organului de lucru [Pa];
- $q$  - presiunea de supraîncărcare verticală [Pa];
- $b$  - lățimea organului de lucru [m];
- $N_\gamma, N_c, N_a$  și  $N_q$  sunt factori adimensionali al căror valoare este funcție de caracteristicile de rezistență a solului, de geometria organului de lucru precum și de frecarea dintre sol și suprafața de contact a organului de lucru. Variabilele care descriu geometria organului de lucru și influențează mărimea factorilor  $N$  sunt unghiul de așezare a organului de lucru, posibila curbură a suprafeței active și raportul adâncime/lățime pentru cazul organelor de lucru înguste.

O problemă foarte delicată este găsirea formei celei mai complexe pentru care valorile  $N_\gamma, N_c, N_a$  și  $N_q$  pot fi determinate analitic astfel încât să se poată face calcule predictive cu privire la forțele de tăiere.

Ecuția universală a prelucrării solului are o importanță metodologică remarcabilă, datorită faptului că oferă un instrument de lucru cu ajutorul căruia modelele matematice care descriu lucrările solului pot fi structurate, scoțându-se în evidență elementele care compun rezistența solului la acțiunea organelor de lucru.

În continuare se vor studia în mod distinct cazurile în care se lucrează cu așa-numite organe de lucru late (lățimea de lucru este mai mare decât adâncimea de lucru) respectiv cele înguste (adâncimea de lucru este mai mare decât lățimea de lucru). În primul caz, problema poate fi tratată bidimensional, pe când în cel de al doilea trebuie să se studieze procesele în spațiu, deci tridimensional.

### 3.2.2 ABORDĂRI BIDIMENSIONALE

#### 3.2.2.1 Cuțit vertical perfect neted

În Fig. 3.1 se prezintă vederea laterală a unei lame late aflată în sol la adâncimea  $a$ .

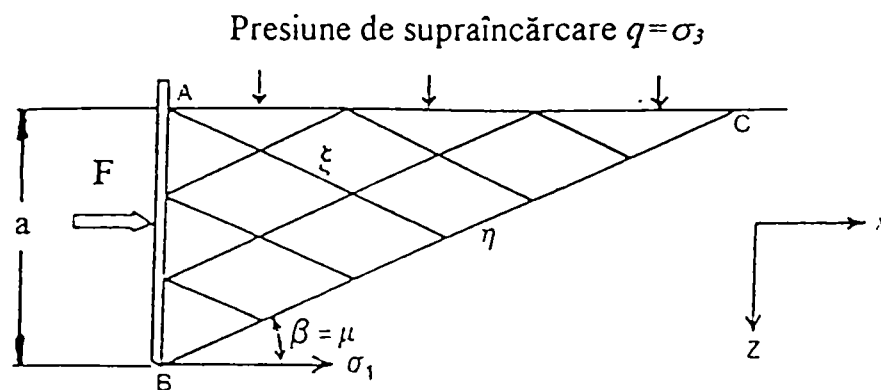


Fig. 3.1 Tăierea solului cu un cuțit vertical perfect neted

În acest caz, la suprafața solului  $AC$  se cunosc tensiunile, întrucât tensiunea principală minoră  $\sigma_3$  este egală cu presiunea de supraîncărcare  $q$ . Această supraîncărcare, în cazul lucrărilor solului cu organe de lucru late, se datorează solului aglomerat în fața organului de lucru și ca atare valoarea ei poate fi cu ușurință determinată.

Pentru a deplasa cuțitul prin sol înspre dreapta, este nevoie de forța  $F$ . Întrucât cuțitul este perfect neted, deci nu apar pe suprafața lui tensiuni tangențiale, forța  $F$  este normală la planul cuțitului. Deci tensiunea normală pe suprafața de contact este tensiunea principală majoră  $\sigma_1$  și este dispusă orizontal de-a lungul întregii suprafețe de contact. Astfel, pe suprafețele  $AC$  și  $AB$ , unghiul  $\theta = 0$ . Întrucât nu există nici o cauză care să producă o rotație a axelor principale în masa de sol aflat sub efectul cuțitului vertical, liniile caracteristice ale tensiunilor se află, în tot volumul de sol, dispuse la unghiurile  $\beta = \pm \mu$ , deci  $d\theta = 0$ .

În aceste condiții, ecuațiile (3.16) se simplifică:

- de-a lungul liniilor  $\xi$  se poate scrie:

$$d\sigma = \gamma g(dz + \tan \varphi dx)$$

(3.21)

- respectiv, de-a lungul liniilor  $\eta$ .

$$d\sigma = \gamma g (dz - \tan \varphi dx) \quad (3.22)$$

Dacă relația (3.3.) se divide cu  $dz$ , rezultă:

$$\frac{d\sigma}{dz} = \gamma g \left( 1 - \tan \varphi \frac{dx}{dz} \right) = \gamma g \left( 1 + \frac{\tan \varphi}{\tan \mu} \right) \quad (3.23)$$

întrucât  $dx/dz = -\tan \mu$ .

Valoarea funcției tensiune  $\sigma$  se cunoaște la nivelul solului  $AC$ , având o presiune de supraîncărcare constantă  $q$  și se calculează conform relației (3.17).

Pentru a afla valoarea tensiunilor la capătul organului de lucru - punctul  $B$  -, este nevoie să se integreze ecuația (3.4.) de la punctul  $C$  la  $B$  de-a lungul liniei caracteristice  $\eta$ .

$$\sigma_B = \sigma_C + \int_0^a \frac{d\sigma}{dz} \text{ sau } \sigma_B = \frac{q + \sigma_C}{1 - \sin \varphi} + \gamma g a \left( 1 + \frac{\tan \varphi}{\tan \mu} \right) \quad (3.24)$$

Tensiunea în punctul  $B$  este tensiunea principală  $\sigma_1$  și se poate calcula conform relației (3.8). Astfel rezultă:

$$\sigma_{1B} = \sigma_B (1 + \sin \varphi) - \sigma_C \quad (3.25)$$

$$\sigma_{1B} = (q + \sigma_C) \frac{1 + \sin \varphi}{1 - \sin \varphi} + \gamma g a \left( 1 + \frac{\tan \varphi}{\tan \mu} \right) (1 + \sin \varphi) - \sigma_C \quad (3.26)$$

Generalizând, în orice punct de pe organul de lucru, în funcție de adâncimea de lucru se poate scrie că:

$$\sigma_{1z} = (q + \sigma_C) \frac{1 + \sin \varphi}{1 - \sin \varphi} + \gamma g z \left( 1 + \frac{\tan \varphi}{\tan \mu} \right) (1 + \sin \varphi) - \sigma_C \quad (3.27)$$

Astfel, forța totală  $F$  se calculează:

$$F = \int_0^a \sigma_{1z} dz = \gamma g a^2 \frac{1}{2} (1 + \sin \varphi) \left( 1 + \frac{\tan \varphi}{\tan \mu} \right) + ca \cot \varphi \left( \frac{1 + \sin \varphi}{1 - \sin \varphi} - 1 \right) + qa \frac{1 + \sin \varphi}{1 - \sin \varphi} \quad (3.28)$$

Comparând relația (3.28) cu relația (3.20), se poate observa că se regăsesc toate elementele din Ecuația fundamentală a lui Reece. Astfel, în acest caz, valorile factorilor se pot determina după cum urmează:

$$N_r = \frac{1}{2}(1 + \sin \varphi) \left( 1 + \frac{\tan \varphi}{\tan \mu} \right) \quad (3.29)$$

$$N_c = \cot \varphi \left( \frac{1 + \sin \varphi}{1 - \sin \varphi} - 1 \right) \quad (3.30)$$

$$N_q = \frac{1 + \sin \varphi}{1 - \sin \varphi} \quad (3.31)$$

Trebuie remarcat că toți cei trei factori sunt funcție numai de unghiul de frecare internă a solului  $\varphi$ , dată fiind existența relației  $\mu = 45^\circ - \varphi / 2$ .

În Fig. 3.2 este prezentată variația valorii celor trei factori în funcție de unghiul  $\varphi$ .

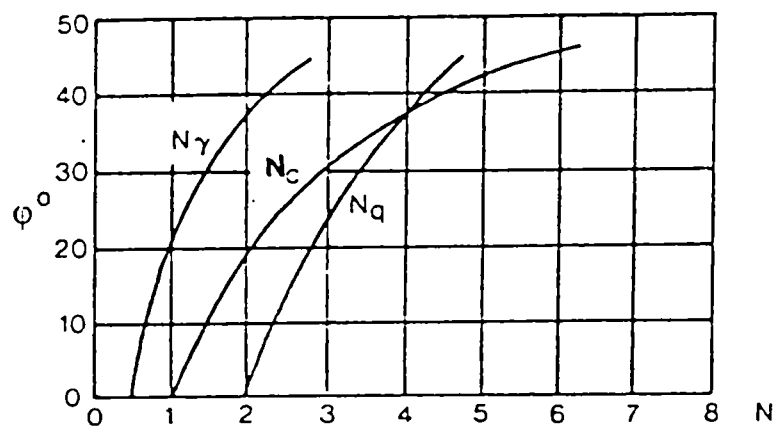


Fig. 3.2 Variația valorii factorilor din Ecuația fundamentală a lui Reece (după McKyes 1985 [149])

Datorită faptului că în modelul descris mai sus, lama se consideră perfect netedă, deci cu frecare nulă, este evident că modelul nu are aplicabilitate directă. Însă, așa cum se va vedea în continuare, studiul acestor tipuri de organe de lucru, idealizate, are un rol semnificativ din punct de vedere metodologic<sup>8</sup>.

### 3.2.2.2 Cuțit înclinat și perfect neted lucrând în sol coeziv

În Fig. 3.3 este reprezentat un cuțit lat și perfect neted, înclinat cu unghiul  $\alpha$  față de orizontală lucrând la adâncimea  $a$ .

Condițiile de margine sunt similare cazului anterior (cuțit vertical perfect neted), excepție fiind direcția tensiunii principale  $\sigma_1$ , care nu este orizontală, ci înclinată față de orizontală cu unghiul  $\theta = \alpha - \pi / 2$  în sensul acelor de ceasornic. În plus, unghiul  $\theta$  nu rămâne constant, deci simplificarea  $d\theta = 0$  nu mai poate fi folosită.

<sup>8</sup> Vezi paragraful 3.2.2.6

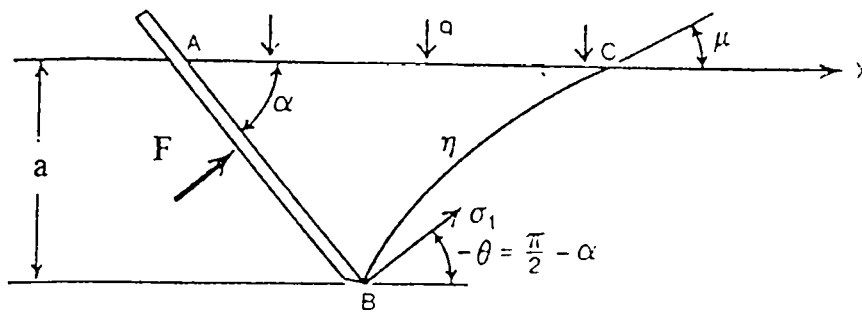


Fig. 3.3 Schema procesului realizat de un cuțit înclinat perfect neted în sol  
coeziv

Pentru a rezolva ecuațiile caracteristice, este nevoie să se accepte o altă simplificare, și anume că, rezistența coezivă a solului este mult mai mare decât rezistența frițională datorată greutateii solului deplasat. Unghiul de frecare internă a solului determină forma ambelor caracteristici de rupere, dar greutatea solului produce o creștere neglijabilă a rezistenței la forfecare. O asemenea simplificare este valabilă în cazul unor adâncimi de lucru mici, respectiv în soluri cu coeziune medie și mare.

Ecuația (3.16) se aduce la o formă mai simplă dând masei specifice  $\gamma$  valoarea zero (în acest fel se face abstracție de efectul greutateii solului) și astfel se poate scrie:

$$d\sigma = 2\sigma \tan \varphi d\theta \quad (3.32)$$

$$\frac{d\sigma}{\sigma} = 2 \tan \varphi d\theta \quad (3.33)$$

Dacă se integrează relația (3.33) rezultă:

$$\ln \sigma = 2\theta \tan \varphi + C_1 \quad (3.34)$$

respectiv

$$\sigma = C_2 \cdot e^{2\theta \cdot \tan \varphi} \quad (3.35)$$

unde  $C_1$  și  $C_2$  sunt constante de integrare, care se determină din condiții de margine.

La suprafața solului, funcția tensiune  $\sigma$  are aceeași valoare ca în cazul cuțitului vertical și unghiul  $\theta = 0$ , deci constanta  $C_2$  va putea fi determinată astfel:

$$\sigma = \frac{q + \sigma_c}{1 - \sin \varphi} = C_2 e^0 = C_2 \quad (3.36)$$

În aceste condiții, funcția tensiune pe suprafața cuțitului este:

$$\sigma = \frac{q + \sigma_c}{1 - \sin \varphi} \cdot e^{2\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right) \tan \varphi} \quad (3.37)$$

Folosind relația (3.6) și (3.7) se poate determina tensiunea principală pe cuțit:

$$\sigma_1 = \sigma(1 + \sin \varphi) - \sigma_c = (q + \sigma_c) \frac{1 + \sin \varphi}{1 - \sin \varphi} \cdot e^{2\left(\alpha - \frac{\pi}{2}\right) \tan \varphi} \quad (3.38)$$

Se poate observa că această tensiune nu variază de-a lungul cuțitului, deci nu este nevoie să se facă o integrare a funcției tensiune pentru a calcula forța pe cuțit.

$$F = \sigma_1 \frac{ab}{\sin \alpha} = b \left\{ ca \frac{\cot \varphi}{\sin \alpha} \left[ \frac{1 + \sin \varphi}{1 - \sin \varphi} e^{(2\alpha - \pi) \tan \varphi} - 1 \right] + qa \frac{1 + \sin \varphi}{1 - \sin \varphi} \frac{e^{(2\alpha - \pi) \tan \varphi}}{\sin \alpha} \right\} =$$

$$= b(caN_c + qaN_q) \quad (3.39)$$

Din relația (3.39) se pot calcula cele două componente ale forței de acționare a cuțitului:

- componenta orizontală (rezistența la tracțiune):

$$F_x = F \cdot \sin \alpha \quad (3.40)$$

- componenta verticală:

$$F_z = F \cdot \cos \alpha \quad (3.41)$$

### 3.2.2.3 Cuțit înclinat, foarte rugos, în sol coeziv

În acest caz trebuie arătat în primul rând că noțiunea de “cuțit foarte rugos”, este una metodologică, și că se consideră că pentru acestea rezistența la alunecare relativă la interfața sol-cuțit este egală cu rezistența la forfecare a solului. De aici rezultă două egalități:

$$c_a = c \quad \text{respectiv} \quad \varphi = \delta \quad (3.42)$$

Cu alte cuvinte, pe un cuțit foarte rugos procesul de tăiere a solului este echivalat cu procesul de rupere internă a solului prin forfecare.

În aceste condiții, asupra cuțitului vor acționa și tensiuni tangențiale  $\tau_b$ , valoarea lor, ținând cont și de relația (3.42), fiind:

$$\tau_b = c + \sigma_b \tan \varphi \quad (3.43)$$

Din cauza celor de mai sus, una dintre cele două linii caracteristice de rupere, anume  $\xi$ , este în planul cuțitului (a se vedea Fig. 3.4).

Astfel, unghiul  $\theta$  pe care îl face tensiunea principală majoră  $\sigma_1$  cu orizontala se poate determina în felul următor:

$$\theta = \alpha - \mu$$

( 3.44)

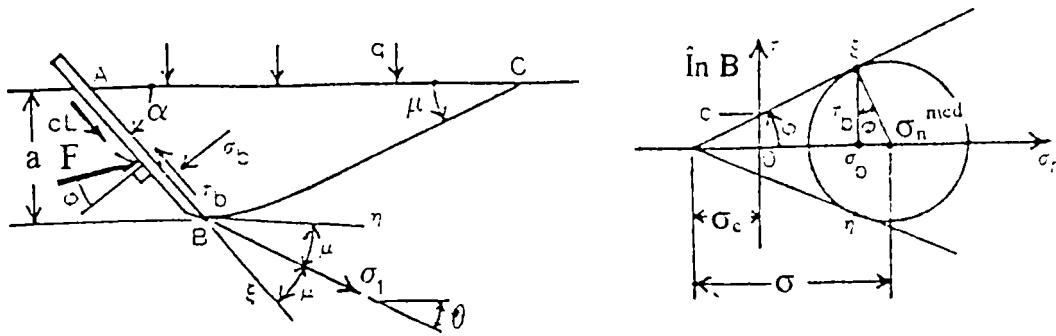


Fig. 3.4 Tăierea solului cu un cuțit înclinat foarte rugos și cercul tensiunilor pentru punctul B

Funcția tensiune are aceeași formă la suprafața solului ca în cazurile anterioare, iar dacă se acceptă premisa prin care se poate neglija greutatea solului, se poate utiliza și în acest caz relația ( 3.37) pentru funcția tensiune pe suprafața AB.

$$\sigma = \frac{q + \sigma_c}{1 - \sin \varphi} \cdot e^{2(\alpha - \mu) \tan \varphi} \quad ( 3.45)$$

Ținând cont de cercul lui Mohr din Fig. 3.4, se poate scrie:

$$\sigma_b = \sigma \cos^2 \varphi - \sigma_c \quad ( 3.46)$$

$$\tau_b = \sigma \sin \varphi \cos \varphi \quad ( 3.47)$$

Relațiile ( 3.46) și ( 3.47) pot fi integrate de-a lungul suprafeței cuțitului pentru a determina forțele perpendiculare la suprafața activă și paralele pe aceasta. Totuși, se utilizează adeseori o altă abordare, care are avantajul descompunerii forțelor în cele două componente: fricțională și coezivă. În aceste condiții, asupra cuțitului acționează două forțe:

- $F$  care este înclinată față de normală cu unghiul de frecare  $\varphi$ ;
- $c \cdot L \cdot b$  care este forța datorată adeziunii solului la suprafața organului de lucru (luând în considerare relația ( 3.42)).

În aceste condiții se poate scrie:

$$F = \frac{\sigma_b L b}{\cos \varphi} = \left[ \frac{ca}{\sin \varphi \sin \alpha} \left( \frac{\cos^2 \varphi \cdot e^{2(\alpha - \mu) \tan \varphi}}{1 - \sin \varphi} - 1 \right) + \frac{qa \cos \varphi}{\sin \alpha} \cdot \frac{e^{2(\alpha - \mu) \tan \varphi}}{1 - \sin \varphi} \right] \cdot b = (caN_c + qaN_q)b \quad ( 3.48)$$



Ținându-se cont și de efectul aderenței, componentele orizontale respectiv verticale ale rezistenței totale vor fi deci:

$$F_x = [F \sin(\alpha + \varphi) + c a \cot \alpha] \cdot b \quad (3.49)$$

$$F_z = [F \cos(\alpha + \varphi) - c a] \cdot b \quad (3.50)$$

### 3.2.2.4 Condiții de margine pentru organe de lucru reale

Organele de lucru reale nu sunt nici perfect netede nici foarte rugoase, așa cum s-a definit noțiunea în subcapitolul 3.2.2.3, dat fiind faptul că materialele folosite la construirea lor sunt materiale reale. Deci, în realitate, unghiul de frecare externă al solului este mai mic decât unghiul de frecare internă și este valabilă relația

$$0 < \delta < \varphi \quad (3.51)$$

În Fig. 3.5. este prezentată schema procesului care are loc în astfel de condiții respectiv cercul lui Mohr cu relația dintre tensiuni.

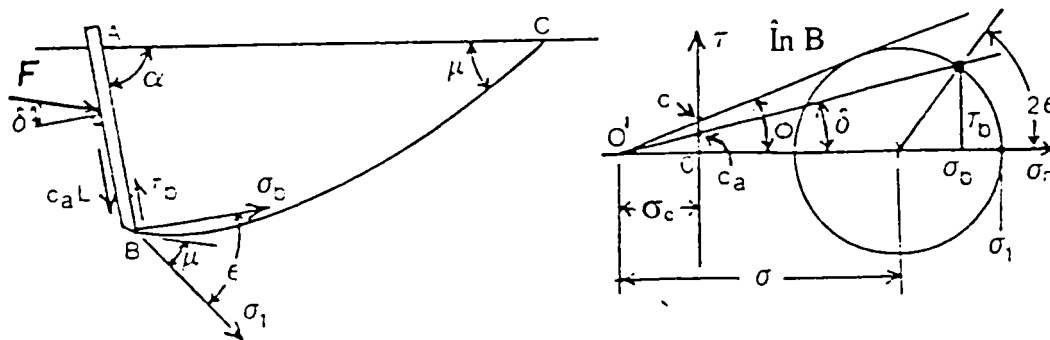


Fig. 3.5 Tăierea solului cu un cuțit real și spațiul tensiunilor corespunzător punctului B (după McKyes 1985 [149])

Se observă din figură că tensiunea principală majoră  $\sigma_1$  se află la unghiul  $\varepsilon$  în sens invers trigonometric față de  $\sigma_b$  care este perpendiculară pe cuțit în punctul B. Valoarea lui  $\varepsilon$  poate fi determinată numai dacă în planul tensiunilor, dreptele corespunzătoare rezistenței interne a solului ( $\tau = c + \sigma_n \tan \varphi$ ), respectiv rezistenței la interfața organ de lucru - sol ( $\tau = c_a + \sigma_n \tan \delta$ ) intersectează axa tensiunilor normale în același punct  $O'$ , adică:

$$\sigma_c = c \cot \varphi = c_a \cot \delta \quad (3.52)$$

În aceste condiții, se poate determina valoarea lui  $\varepsilon$ , care este:

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \cdot \left[ \delta + \arcsin \left( \frac{\sin \delta}{\sin \varphi} \right) \right] \quad (3.53)$$

Unghiul  $\theta$  pe care îl face  $\sigma_1$  cu orizontala este:

$$\theta = \alpha + \varepsilon - \frac{\pi}{2}$$

(3.54)

În aceste condiții, folosind aceeași simplificare ca mai sus, adică considerând efectul greutatei solului ca neglijabil, se pot determina cele două forțe care acționează asupra organului de lucru, dintre care una este  $F$ :

$$F = b \left[ ca \frac{\cot \varphi}{\cos \delta \sin \alpha} \left( \frac{1 + \sin \varphi \cos 2\varepsilon}{1 - \sin \varphi} \cdot e^{2\theta \tan \varphi} - 1 \right) + \frac{q\alpha(1 + \sin \varphi \cos 2\varepsilon)}{\cos \delta \sin \alpha (1 - \sin \varphi)} \cdot e^{2\theta \tan \varphi} \right] =$$

$$= b(caN_c + qaN_q)$$

(3.55)

iar cealaltă este  $c_u \cdot L$ , forța datorată adeziunii, care acționează de-a lungul suprafeței cușitului.

Se poate observa că metoda de mai sus nu se poate aplica decât punând o restricție majoră cu privire la corelația dintre caracteristicile fricționale ale solului și ale suprafeței organului de lucru, materializată prin relația (3.52).

### 3.2.2.5 Forma suprafeței de rupere

Dacă în continuare se consideră tipuri de sol în care coeziunea este principala cauză a rezistenței la tăiere, adică efectul greutatei se neglijează, în Fig. 3.6 se prezintă schematic forma suprafeței de rupere, care este linia caracteristică  $\eta$  cea mai de jos în cazul ruperii solului bazat pe teoria rezistenței pasive a lui Terzaghi.

Se poate observa că liniile caracteristice  $\xi$  sunt toate drepte, deci de-a lungul lor. este valabil că  $d\theta = 0$ . Între liniile  $\xi$  și tangenta liniei  $\eta$  unghiul este constant având valoarea  $2\mu$

În triunghiul având laturile  $-dr$  respectiv  $r d\theta$ , se poate scrie<sup>9</sup>:

$$-dr = r d\theta \cdot \cot 2\mu = r d\theta \cdot \tan \varphi \Rightarrow -\frac{dr}{r} = d\theta \cdot \tan \varphi$$

(3.56)

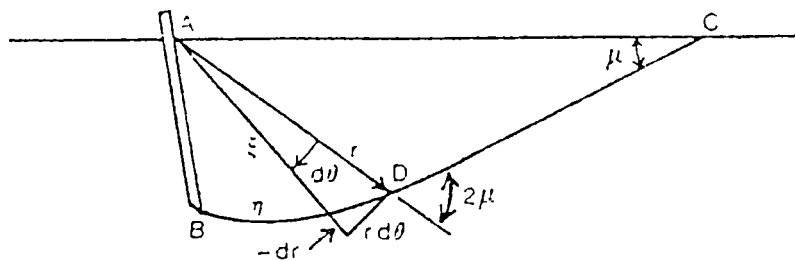


Fig. 3.6 Forma liniilor caracteristice de rupere în cazul unui sol coeziv

<sup>9</sup> Existența semnului " - " se datorează faptului că unei creșteri a lui  $\theta$  îi corespunde o descreștere a lui  $r$ .

Integrând relația de mai sus, rezultă:

$$\ln r = C_1 - \theta \cdot \tan \varphi \quad \text{sau} \quad r = C_2 \cdot e^{-\theta \cdot \tan \varphi} \quad (3.57)$$

Relația ( 3.57) corespunde ecuației unei spirale logaritmice, care a fost descrisă de Terzaghi în 1943 în calculul forțelor și momentelor ce apar în cazul pereților de rezistență îngropați în sol pentru situația presiunii pasive a solului.

Rezultatele de mai sus, la care s-a ajuns prin raționament teoretic, concordă foarte bine cu rezultatele experimentale ale mai multor autori, dintre care trebuie amintit Kawamura (citată de Gill și VandenBerg, 1968 [80]).

### 3.2.2.6 Modele pentru soluri necoezive

Dacă solul are coeziune redusă sau adâncimea de lucru este mare, este nevoie ca în model să se ia în considerare și greutatea solului. În acest caz, ecuațiile (2.16.) nu mai pot fi integrate exact de-a lungul liniilor caracteristice  $\xi$  și  $\eta$ . McKyes îi citează pe Sokolovski respectiv pe Harr care au pus la punct metode de integrare numerică. Acestea pot fi aplicate folosind programe pentru calculatoare digitale.

Hettiaratchi respectiv Hettiaratchi și Reece (citați de McKyes, 1985 [149], Koolen și Kuipers, 1989 [138], Sarker *et al.*, 1985 [185]) au construit nomograme bazate pe integrarea numerică a ecuațiilor caracteristice, pentru unghiul  $\varphi$  luând valori de la  $0^\circ$  la  $45^\circ$ , respectiv unghiul de așezare  $\alpha$  având valori de la  $0^\circ$  la  $90^\circ$ . Pentru fiecare factor în parte există o nomogramă pentru cuțit perfect neted, deci  $\delta = 0$ , respectiv pentru cuțit foarte rugos, adică  $\delta = \varphi$ . Pentru cuțite reale, se face interpolare între valorile factorilor corespunzător celor două situații extreme. Hettiaratchi și Reece au propus inițial o metodă de interpolare geometrică:

$$N = N_0 \cdot \left( \frac{N_\varphi}{N_0} \right)^{\frac{\delta}{\varphi}} \quad (3.58)$$

unde

- $N$  este oricare dintre cei trei factori  $N_c$ ,  $N_\gamma$  sau  $N_q$  pentru un cuțit real;
- $N_0$  este valoarea pentru cuțitul perfect neted ( $\delta = 0$ )
- $N_\varphi$  este valoarea pentru cuțitul foarte rugos ( $\delta = \varphi$ ).

McKyes (1985 [12]) arată că interpolarea geometrică este mai puțin precisă în comparație cu interpolarea liniară, cel puțin în cazul în care se pot face calcule exacte. Interpolarea liniară se face conform relației următoare:

$$N = N_0 + (N_\varphi - N_0) \cdot \frac{\delta}{\varphi} \quad (3.59)$$

Notățiile sunt aceleași ca în relația ( 3.58).

Modelul elaborat de Hettiaratchi și Reece este deosebit de laborios, însă el este considerat de majoritatea autorilor ca fiind modelul cel mai precis.

### 3.2.2.7 Model simplificat pentru cazul solului la care se ține cont de efectul greutatei

Un model bazat pe analiza tensiunilor și care face uz de forma ecuației lui Reece este prezentat de Gönçzi și Iancului (1995 [93]). Prin acest model se încearcă găsirea forței de rezistență a solului ținând cont de greutatea blocului de sol, și de o supraîncărcare uniform distribuită  $q$ , care de obicei se datorează solului adunat în fața organului de lucru. În Fig. 3.7 este prezentată schema modelului respectiv.

În modelul propus, zona  $ACD$  se consideră a fi o zonă Rankine, unde tensiunile corespund teoriei presiunii pasive a solului, și unde planul tensiunii principale majore  $\sigma_1$  este orizontal (adică  $\theta = 0^\circ$ ) în tot volumul, iar tensiunea principală minoră se calculează cu formula  $\sigma_3 = \sigma_{zz} = \gamma g z + q$  (unde  $z$  este adâncimea la care se află punctul în care calculăm tensiunea). Regiunea  $ABC$  se presupune a fi o zonă în care valoarea unghiului  $\theta$  variază din cauza tensiunii tangențiale ce apare pe interfața placă-sol datorită frecării. Astfel, curba directoare a suprafeței de rupere (arcul  $BC$ ) se consideră a fi o spirală logaritmică. În acest caz se poate scrie relația cu care se poate calcula tensiunea normală:

$$\sigma = \frac{\gamma \cdot g \cdot r_1 \cdot \sin \mu + q + C \cdot \cot \varphi}{1 - \sin \varphi} \cdot e^{2(\alpha - \mu) \tan \varphi} \quad (3.60)$$

unde

$$r_1 = AC = \frac{a}{\sin \alpha} \cdot e^{(\alpha - \mu) \tan \varphi} \quad (3.61)$$

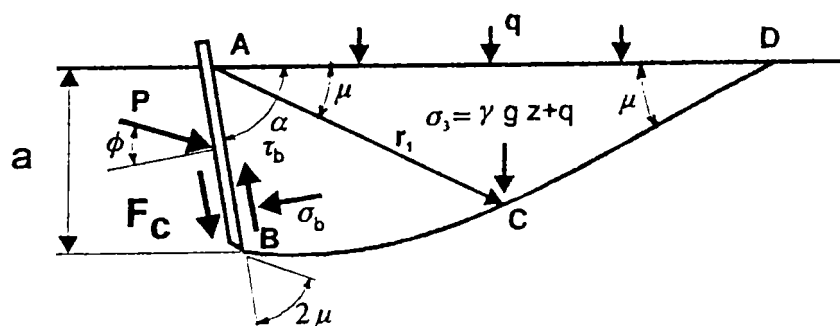


Fig. 3.7 Schema utilizată în analiza locală (analiza tensiunilor) a procesului de tăiere a solului cu un organ de lucru elementar lat (după McKyes 1985 [149])

În punctul  $B$  tensiunile sunt:

$$\sigma_B = \sigma \cos^2 \varphi - C \cot \varphi \quad (3.62)$$

$$\tau_B = \sigma_B \tan \varphi + C \quad (3.63)$$

Integrând cu o metodă simplificată de-a lungul cuțitului ( $AB$ ) și adunând vectorial tensiunile, rezultă forța totală cu care acționează placa asupra solului, având forma relației (3.20), iar coeficienții lui Reece se pot calcula după cum urmează:

$$N_{\gamma} = \frac{1}{2} \frac{\sin \mu \cdot \cos \varphi \cdot e^{3(\alpha - \mu) \tan \varphi}}{(1 - \sin \varphi) \cdot \sin^2 \alpha} \quad ; \quad (3.64)$$

$$N_c = \frac{1}{\sin \alpha \cdot \sin \varphi} \cdot \left[ \left( \frac{\cos^2 \varphi \cdot e^{2(\alpha - \mu) \tan \varphi}}{1 - \sin \varphi} \right) - 1 \right] \quad (3.65)$$

$$N_q = \frac{\cos \varphi \cdot e^{2(\alpha - \mu) \tan \varphi}}{(1 - \sin \varphi) \sin \alpha} \quad (3.66)$$

Cu ajutorul relațiilor (3.64), (3.65) și (3.66) s-au calculat valorile factorilor Reece și s-au comparat cu valorile calculate cu metoda pusă la punct de Hettiaratchi (1969, citat de [149]), care la ora actuală este considerată cea mai exactă. Din comparația rezultatelor reiese că pentru  $N_c$  și  $N_q$  valorile sunt sensibil egale. În cazul lui  $N_{\gamma}$  se observă o subestimare prin metoda prezentată mai sus datorită faptului că modelul nu ia în considerare greutatea masei de sol din zona ABC, ceea ce înseamnă că subevaluează tensiunile din zona BC a suprafeței de forfecare.

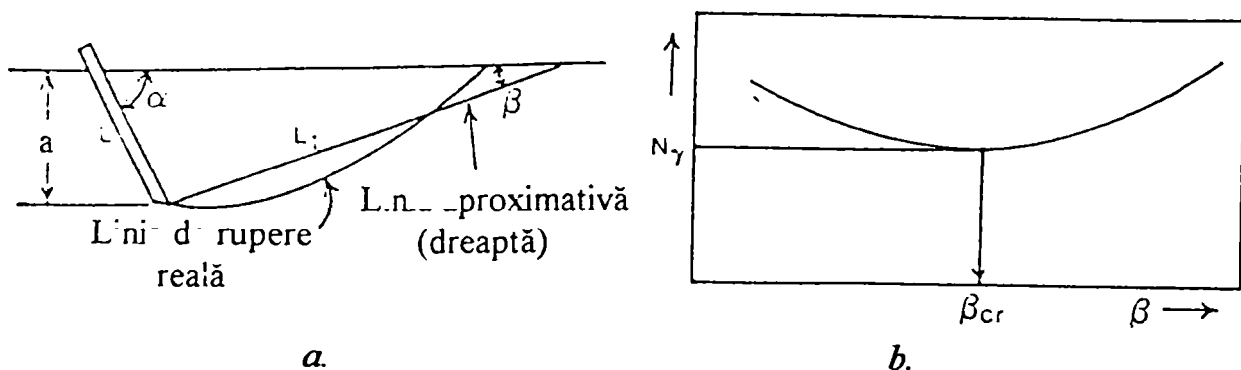


Fig. 3.8 Schemă explicativă pentru metoda prismelor de încercare în cazul tăierii solului, bazat pe teoria presiunii pasive a lui Terzaghi

Un alt mod de abordare a problemei se bazează pe o idee a lui Terzaghi, și se numește metoda prismelor de încercare. Ideea este foarte simplă: forma reală a suprafeței de rupere se înlocuiește cu un plan, care este înclinat față de orizontală cu un unghi  $\beta$  necunoscut. Se scriu condițiile de echilibru, apoi se determină forța necesară deplasării cuțitului  $F$ . Relația se transformă astfel, încât să se regăsească factorii din ecuația universală a lui Reece. Se determină valoarea  $\beta_{cr}$  pentru care factorul  $N_g$  va avea un minim local în

intervalul 0 la circa  $80^\circ$ . Valoarea forței  $F$  respectiv a componentelor sale se determină pentru această valoare critică a unghiului  $\beta_\sigma$ , în acest fel acceptându-se principiul că ruperea solului are loc pe direcția rezistenței minime. Chiar dacă din punct de vedere teoretic determinarea lui  $\beta_\sigma$  pe baza minimizării factorului  $N_\gamma$  nu este întru totul explicabilă și nici prea bine fundamentată, determinările experimentale și calculele teoretice au demonstrat că această metodă dă rezultate foarte apropiate de metodele mai precise dar și mult mai laborioase. În modelul elaborat de autorul prezentelor rânduri se va utiliza această metodă și din acest motiv se prezintă o figură explicativă, din care se vede diferența dintre suprafața reală și cea aproximativă (Fig. 3.8 a), respectiv criteriul de determinare a unghiului critic (Fig. 3.8 b). Totodată în Tabelul 3.1 se prezintă pentru comparație valori determinate cu metoda Hettiaratchi, respectiv cu metoda prismelor de încercare (după datele lui McKyes, 1985 [149]).

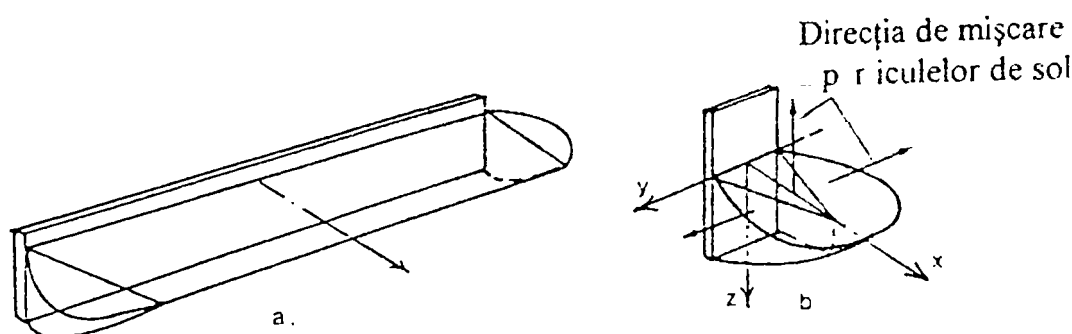
*Tabelul 3.1 Comparație între valori calculate cu metoda prismelor de încercare și metoda Hettiaratchi (după McKyes 1985[149])*

$\alpha^\circ$	$\varphi=30^\circ; \delta=0$			$\varphi=45^\circ; \delta=0$		
	$\beta_\sigma^\circ$	$N_\gamma^{1)}$	$N_\gamma^{2)}$	$\beta_\sigma^\circ$	$N_\gamma^*$	$N_\gamma^{**}$
5	72,5	6,01	5,50	65,0	6,17	5,50
30	60,0	1,33	1,15	52,5	1,56	1,30
60	45,0	1,08	0,97	37,5	1,53	1,30
90	30,0	1,50	1,50	22,5	2,91	2,90

Observații: \* Calculate cu metoda prismelor de încercare (McKyes)  
 \*\* Calculate cu metoda lui Hettiaratchi

### 3.2.3 ABORDĂRI TRIDIMENSIONALE

În cazul organelor de lucru late, a căror lățime este considerabil mai mare decât adâncimea de lucru, particulele de sol, în imensa lor majoritate se mișcă de jos în sus și înainte, efectul fiind afânarea solului. Doar la cele două capete ale cuțitului există particule de sol care se mișcă și lateral. Deoarece volumul de sol deplasat și lateral este mult mai mic decât volumul de sol afânat din fața organului de lucru, problema poate fi abordată bidimensional (a se vedea Fig. 3.9 a.).



*Fig. 3.9 Forma brazdei de sol dislocate în fața unui organ de lucru lat (a), respectiv îngust (b) (după Payne, 1956, citat de Gill și Vandenberg, 1968 [80])*

Dacă organul de lucru este îngust, adică adâncimea de lucru este mai mare decât lățimea cuțitului, atunci o largă porțiune din solul aflat în zona de transmitere a efectului se va mișca și lateral, nu numai înainte și în sus (a se vedea Fig. 3.9 b.). În aceste condiții problema trebuie abordată tridimensional.

În cele ce urmează vor fi prezentate sintetic elementele de bază ale celor mai importante modele tridimensionale, făcându-se totodată și un studiu critic al lor.

### 3.2.3.1 Modelul Hettiaratchi și Reece (1967)

Modelul Hettiaratchi-Reece este bazat pe teoria presiunii pasive a solului a lui Terzaghi, fiind o extrapolare a modelului bidimensional elaborat de aceiași autori.

Modelul se bazează pe ideea că volumul de sol din zona de transmitere a efectului se poate descompune în (1) zona centrală, care are exact forma de la modelul bidimensional și (2) două zone laterale. Zonele laterale sunt aproximativ piramidale (Fig. 3.10).

Forța corespunzătoare zonei centrale este:

$$F_c = b \cdot (\gamma g a^2 N_\gamma + c a N_c + c_a a N_a + q a N_q) \quad (3.67)$$

Valoarea factorilor  $N_\gamma$ ,  $N_c$ ,  $N_a$  și  $N_q$  se determină din nomogramele corespunzătoare cuțitelor late. Vectorul forță  $F_c$  este dispus în plan vertical, făcând unghiul  $\delta$  cu normala pe suprafața cuțitului.

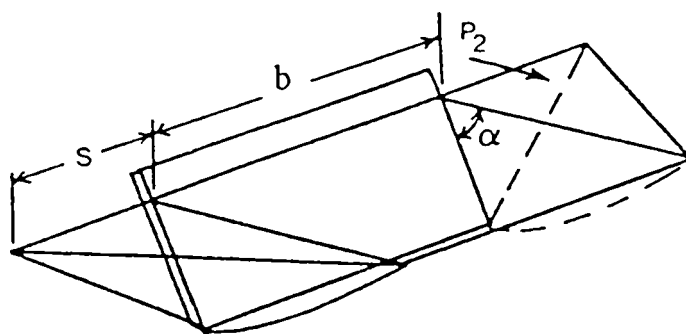


Fig. 3.10 Reprezentarea schematică a configurației brazdei de sol dislocate în fața unui cuțit înclinat îngust (după Hettiaratchi și Reece, 1967, citați de [99])

Forța datorată zonelor laterale este:

$$F_l = \left[ \gamma \cdot \left( a + \frac{q}{\gamma} \right)^2 \cdot N_{l\gamma} + c \cdot a \cdot N_{lc} \right] \cdot b' \quad (3.68)$$

unde  $N_{l\gamma}$  respectiv  $N_{lc}$  sunt factori adimensionali, care au valorile:

$$N_{l\gamma} = \frac{e^{\pi \tan \varphi}}{\cos \mu \cdot \cos \varphi} \sin^3 \mu \quad (3.69)$$

$$N_{lc} = \tan \mu \cdot \left[ \sin \mu \cdot (N_c + N_{ca} + 2 \tan \mu \cdot N_q) + 1 \right] \quad (3.70)$$

Factorii  $N_{ly}$  și  $N_{lc}$  sunt determinați cu relațiile (3.69) și (3.70) pentru un cuțit vertical. În cazul în care cuțitul este înclinat, de acest lucru se ține cont printr-un coeficient de înclinare  $K_\alpha$ , care se calculează conform următoarei relații:

$$K_\alpha = \frac{\arctan(\sin \alpha \cdot \cot \mu)}{\frac{\pi}{2} - \mu} \quad (3.71)$$

Parametrul  $b'$  este lățimea efectivă a zonelor de afânare laterală și se calculează cu relația:

$$b' = \frac{a}{K} \quad (3.72)$$

unde  $K$  este un coeficient adimensional:

$$K = \frac{\sin(\alpha + \theta)}{2 \sin \theta} \tan \mu \quad (3.73)$$

unde

$$\theta = \frac{1}{2} \cdot \left( \delta + \varphi + \frac{\pi}{2} + \arcsin \frac{\sin \delta}{\sin \varphi} \right) \quad (3.74)$$

Cele două componente, orizontală și verticală, ale rezistenței totale vor fi așadar:

$$F_x = F_c \sin(\alpha + \delta) + F_l \sin \alpha + c_a \cdot a \cdot b \cot \alpha \quad (3.75)$$

$$F_z = F_c \cos(\alpha + \delta) + F_l \cos \alpha + c_a \cdot a \cdot b \quad (3.76)$$

McKyes (1985[149]) arată că relația (3.75) permite o mai bună prognoză a rezistenței la tracțiune pentru cazul unor cuțite având lățimea mai mică de 1/6 din adâncimea de lucru. Pentru lățimi mai mari sau adâncimi mai mici, modelul supraapreciază rezistența la tracțiune. Grisso și Perumpral (1985[99]) mai arată că în cazul organelor de lucru înclinate modelul are tendința să subaprecieze rezistența la tracțiune. Autorul prezentelor rânduri consideră că, erorile se datorează în primul rând erorilor de apreciere ale formei zonelor de afânare laterale.



### 3.2.3.2 Modelul lui Godwin și Spoor (1977)

Modelul acoperă un larg interval al raportului lățime-adâncime. În plus, autorii au elaborat două modele, unul pentru cazul în care adâncimea de lucru nu depășește adâncimea critică și un altul pentru cazul în care se lucrează sub adâncimea critică.

În model se consideră că intersecția dintre zona laterală de influență și suprafața solului este un arc de cerc, având unghiul la centru  $\eta$  (Fig. 3.11).

Zona de influență luată în considerare pentru analiză este formată din două părți distincte. În fața organului de lucru, având exact lățimea ei este zona centrală, care a fost analizată folosindu-se metoda lui Hettiaratchi și Reece (a se vedea subcapitolul 3.2.2.6) pentru cuțite late. Pentru cazul zonelor laterale, de o parte și alta a cuțitului, acestea au la suprafața solului formă de arc de cerc, având raza  $r$  și unghiul la centru  $\eta$ . Acest unghi se poate calcula astfel:

$$\eta = \arccos\left(a \cdot \cot \frac{\alpha}{r}\right) \quad (3.77)$$

Pentru determinarea forței corespunzătoare zonelor laterale, autorii au considerat o fâșie infinit îngustă dispusă la unghiul  $\rho$  de la zona centrală, având unghiul la centru  $d\rho$ . Pentru fiecare fâșie infinit mică de acest fel ei au considerat că rezistența se calculează conform modelului Hettiaratchi - Reece utilizat pentru zona centrală, doar că forța  $dF_2$  corespunzătoare este în planul aflat la unghiul  $\rho$  față de planul xOz.

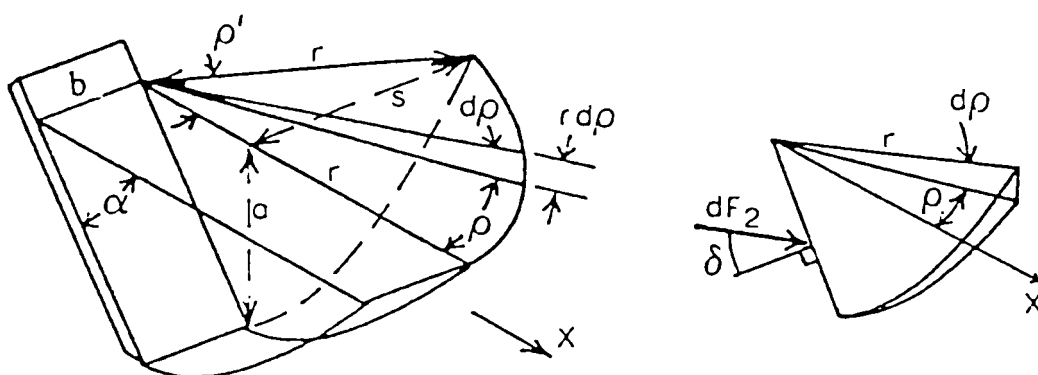


Fig. 3.11 Schema pentru modelul tridimensional de tăiere a solului cu un cuțit elementar îngust (după Godwin și Spoor, 1977, citați de [149])

În aceste condiții:

$$dF_2 = \frac{r}{2} (\gamma \cdot g \cdot a^2 N_\gamma + ca N_c + c_a a N_{ca} + qa N_q) \cdot d\rho \quad (3.78)$$

Integrând relația (3.78) de la 0 la  $\rho'$  rezultă forța datorată existenței zonei laterale. Dacă se face adunarea vectorială a forțelor centrale cu cele două forțe laterale și rezultanta se descompune în componenta orizontală și verticală, se poate scrie:

$$F_x = (\gamma \cdot ga^2 N_\gamma + caN_c + c_a a N_{ca} + qaN_q)(b + s) \cdot \sin(\alpha + \delta) + c_a ab \cot \alpha \quad (3.79)$$

$$F_z = -(\gamma \cdot ga^2 N_\gamma + caN_c + c_a a N_{ca} + qaN_q)(b + s) \cos(\alpha + \delta) - c_a ab \quad (3.80)$$

unde  $s$  este lățimea maximă a zonei laterale, care se determină cu relația:

$$s = r \cdot \sin \rho' = r \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{a}{r} \cot \alpha\right)^2} \quad (3.81)$$

Se poate observa din relațiile (3.79), (3.80) și (3.81) că, pentru a se putea efectua calculul rezistențelor organului de lucru, este necesar să se cunoască lungimea zonei de afânare în fața organului de lucru  $r$ . Această cerință înseamnă că sunt necesare date experimentale pe baza cărora să se poată prognoza această lungime. Problema constă în faptul că  $r$  variază atât în funcție de raportul adâncime pe lățime cât și în funcție de tipul de sol. Godwin și Spoor, bazându-se pe determinări ale mai multor cercetători (Payne, Payne și Tanner, citați de Gill și VandenBerg, 1965 [80] și Sitkei, 1967 [201], respectiv Hettiaratchi și Reece, 1967), au construit o diagramă cu ajutorul căreia se poate determina valoarea lui  $r$  (a se vedea Fig. 3.12).

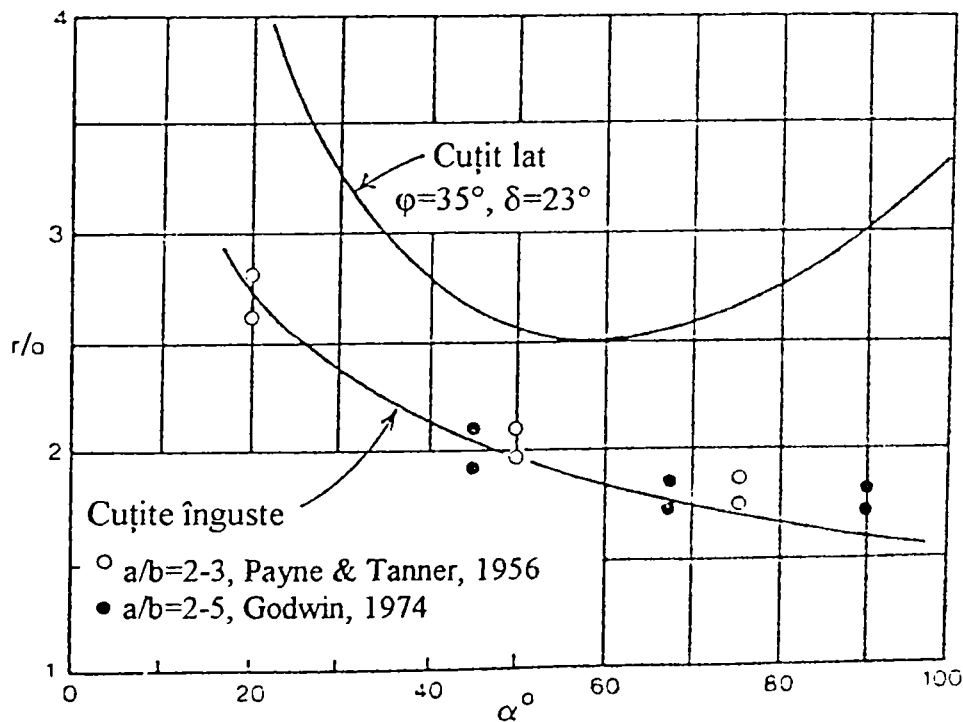


Fig. 3.12 Rezultate experimentale cu privire la valoarea raportului dintre lungimea zonei afânate și adâncimea de lucru ( $r/a$ ) în funcție de unghiul de atac al cuțitului  $\alpha$ , comparate cu valori calculate pentru cuțite late folosind modelul Hettiaratchi (după [149])

Grisso și Perumpral (1985 [99]) arată că modelul prognozează suficient de bine rezistența la tracțiune, dar supraapreciază forța verticală, însă, cu cât raportul adâncime pe lățime crește, diferența dintre valorile calculate și cele experimentale scade.

Principala carență a modelului constă în necesitatea preexistenței unor date experimentale pe baza cărora să se poată prevedea valoarea distanței  $r$ , ceea ce complică foarte mult folosirea metodei, reducându-i aplicabilitatea.

### 3.2.3.3 Modelul lui McKyes și Ali (1977)

Modelul McKyes-Ali (prezentat de McKyes, 1978 [148], 1985 [149], respectiv analizat de Grisso și Perumpral, 1985 [99]) se bazează pe metoda de aproximare a formei zonei de transmitere a efectului propus pentru prima dată de Terzaghi. Avantajul metodei constă în faptul că nu necesită cunoașterea anterioară a lungimii zonei de afânare.

Metoda de aproximare a zonei de influență se bazează pe principiul că suprafața de rupere se consideră un plan înclinat cu unghiul  $\beta$ , având o valoare necunoscută.

În consecință, modelul consideră că zona de influență este formată dintr-o zonă centrală prismatică de lățime  $b$  și având unghiul  $\beta$  față de orizontală și două zone laterale având intersecția cu suprafața solului un arc de cerc de rază  $r$  și unghiul la centru  $\rho$ , iar lățimea  $s$  (Fig. 3.13).

Zona laterală are lățimea maximă în planul vertical care conține și vârful organului de lucru. În acest mod se pot determina corelațiile geometrice:

$$r = a \cdot (\cot \alpha + \cot \beta) \quad (3.82)$$

$$\cos \rho' = \frac{a}{r} \cdot \cot \alpha \quad (3.83)$$

$$s = r \cdot \sin \rho' \quad (3.84)$$

Pentru zona centrală rezistența corespunzătoare va fi deci:

$$P_1 = \frac{\frac{\gamma}{2a} a^2 r b + cab[1 + \cot \beta \cdot \cot(\beta + \varphi)] + qrb}{\cos(\alpha + \beta) + \sin(\alpha + \delta) \cdot \cot(\beta + \varphi)} \quad (3.85)$$

În cazul zonei laterale relația de calcul a rezistenței este:

$$P_2 = \frac{\left\{ \frac{1}{6} \gamma g a^2 r + \frac{1}{2} car[1 + \cot \beta \cdot \cot(\beta + \varphi)] + \frac{qr^2}{2} \right\} \cdot \sin \rho'}{\cos(\alpha + \beta) + \sin(\alpha + \delta) \cdot \cot(\beta + \varphi)} \quad (3.86)$$

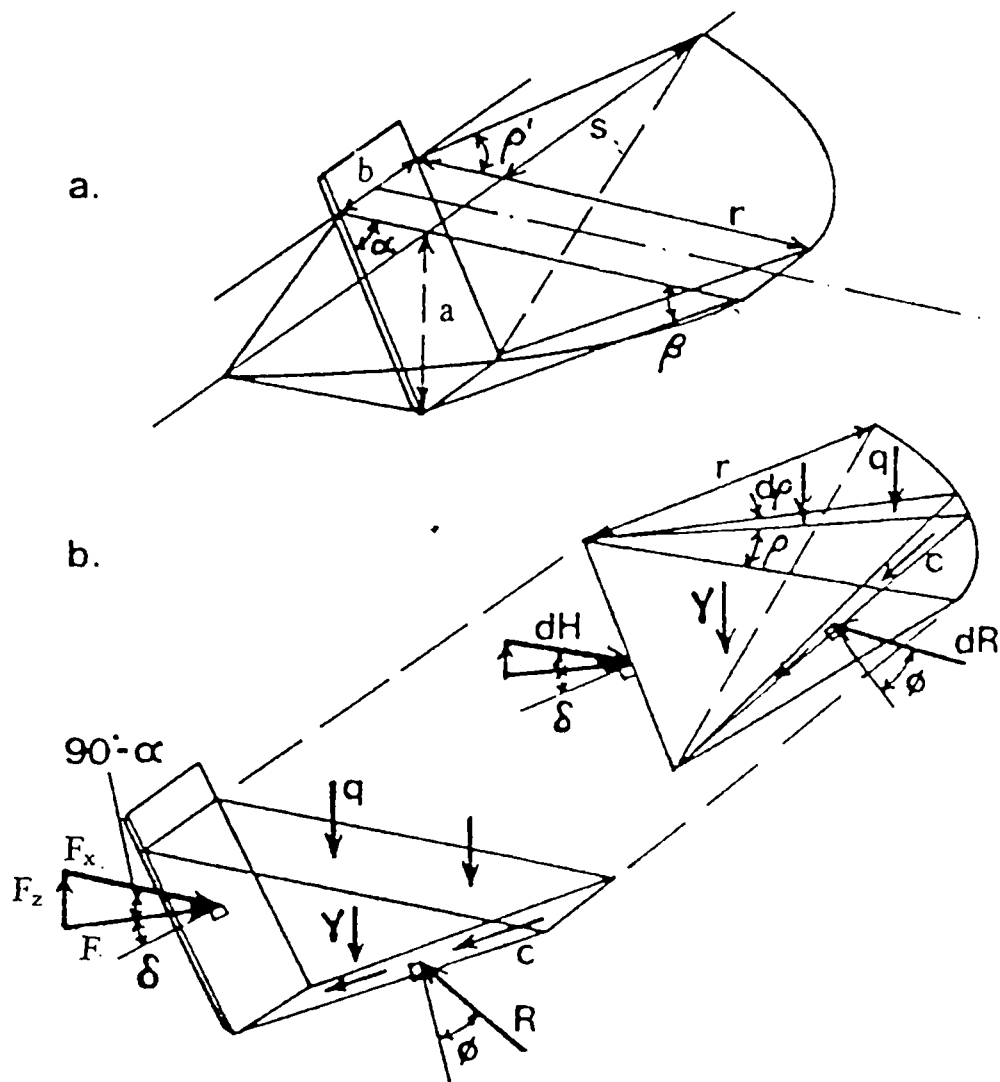


Fig. 3.13 Schema tăierii solului în fața unui cuțit plan înclinat și îngust (a) respectiv dispunerea forțelor (b) pentru cazul modelului McKyes și Ali (după McKyes 1978 [148])

Rezistența totală se determină deci folosind relația:

$$P = \frac{b}{\cot(\alpha + \delta) + \cot(\beta + \varphi)} \left\{ \begin{array}{l} \gamma \cdot g \cdot a^2 \frac{r}{2a} \cdot \left(1 + \frac{2s}{3b}\right) + c \cdot a \cdot \\ \cdot [1 - \cot \alpha \cdot \cot(\beta + \varphi)] \cdot \left(1 + \frac{s}{b}\right) + \\ + c_a \cdot a \cdot [1 - \cot \alpha \cot(\beta + \varphi)] \end{array} \right\} =$$

$$= b(\gamma \cdot g \cdot a^2 N_\gamma + c \cdot a \cdot N_c + q \cdot a \cdot N_q + c_a \cdot a \cdot N_{ca}) \quad (3.87)$$

Se observă că toți factorii  $N$ , cu excepția celui legat de adeziune  $N_{ca}$ , sunt funcție de rapoartele  $r/a$  și  $s/b$ . Acest lucru arată că modelul ține cont atât de efectul de afânare al cuțitului înspre înainte cât și de efectul de deplasare laterală a particulelor de sol. Pentru a se determina valoarea unghiului  $\beta$ , se consideră că solul se rupe pe direcția rezistenței minime și această linie corespunde cazului în care  $N_\gamma$  are valoarea minimă. Dacă se ține cont de relațiile

( 3.82), ( 3.83) și ( 3.84), se poate exprima  $N_\gamma$  numai în funcție de  $a/b$  și  $\beta$ , fără să apară în relație lungimea necunoscută a zonei afânate  $r$ :

$$N_\gamma = \frac{\frac{1}{2}(\cot \alpha + \cot \beta) \left[ 1 + \frac{2a}{b}(\cot \alpha + \cot \beta) \sqrt{1 - \left( \frac{\cot \alpha}{\cot \alpha + \cot \beta} \right)^2} \right]}{\cos(\alpha + \delta) + \sin(\alpha + \delta) \cdot \cot(\beta + \varphi)} \quad (3.88)$$

Autorii au construit un număr mare de nomograme pentru calculul factorilor  $N$ . La calculul acestor nomograme s-a ținut cont de valoarea optimă a unghiului  $\beta$ , determinat prin minimizarea lui  $N_\gamma$ , iar unghiul de frecare externă  $\delta$  s-a considerat a fi  $2/3$  din  $\varphi$ . Unghiul de frecare internă  $\varphi$  ia valori între  $0^\circ$  și  $45^\circ$ , iar unghiul de așezare a cuțitului  $\alpha$ , între  $0^\circ$  și  $90^\circ$ . De exemplu, în Fig. 3.14 sunt prezentate nomogramele pentru  $N_\gamma$  și  $N_c$  pentru  $\varphi = 30^\circ$  și  $\delta = 20^\circ$ . Aici pot fi remarcate anumite porțiuni de curbe (cele din stânga zonei întrerupte) care au fost determinate prin extrapolare. Motivul acestui tip de abordare este faptul că, pentru valori  $a/b$  mari și pentru unghiuri  $\alpha$  relativ mici, valoarea  $\beta_{cr}$  pentru care  $N_\gamma$  este minim este mai mare de  $90^\circ$ , ceea ce este, evident, imposibil. Acest lucru se datorează existenței adâncimii critice, care astfel apare în modelul McKyes - Ali ca o caracteristică intrinsecă a modelului.

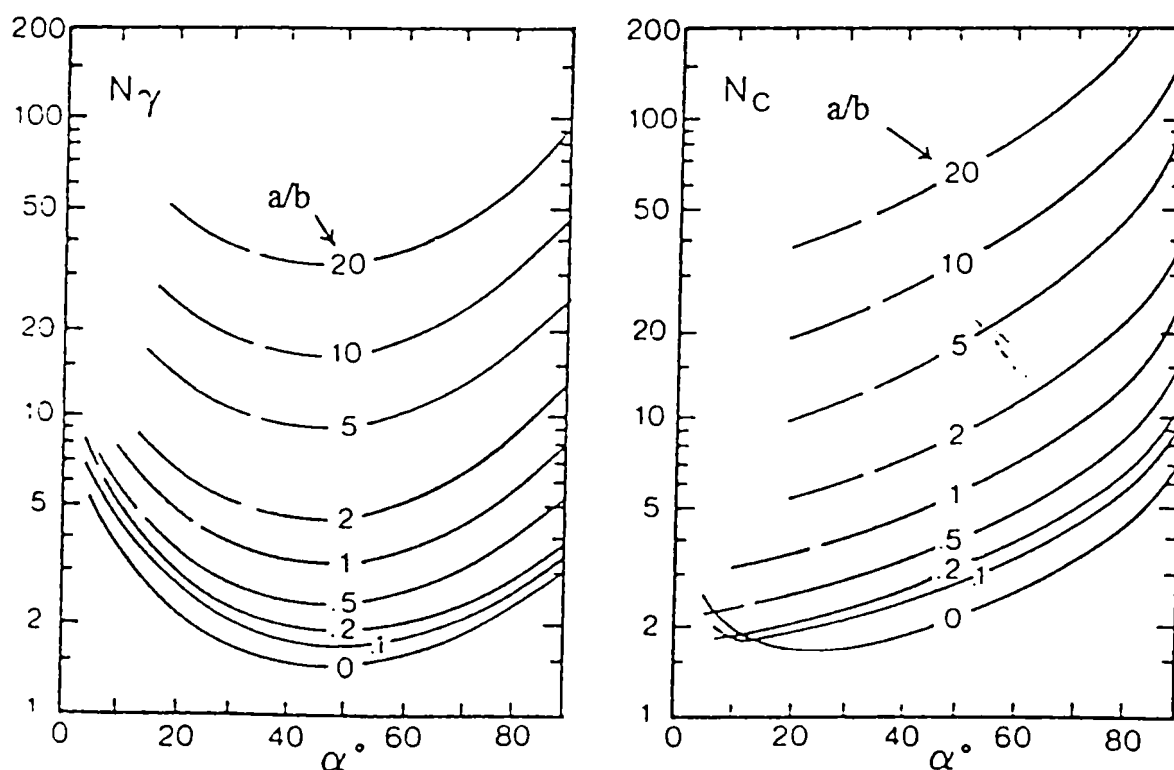


Fig. 3.14 Nomograme pentru determinarea valorii factorilor  $N_\gamma$  și  $N_c$  pentru un sol având  $\varphi = 30^\circ$  respectiv  $\delta = 20^\circ$  (după McKyes 1985 [149])

Cele două componente - orizontală și verticală - ale forței de rezistență se determină și în acest caz compunând vectorial forța  $F$  cu forța de aderență:

$$F_x = F \cdot \sin(\alpha + \delta) + c_s \cdot a \cdot b \cdot \cot \alpha \quad (3.89)$$

$$F_z = F \cdot \cos(\alpha + \delta) + c_s \cdot a \cdot b \quad (3.90)$$

### 3.2.3.4 Modelul lui Perumpral, Grisso și Desai (1983)

Perumpral et al., 1983 [171] au publicat un model similar modelului McKyes pentru cazul organelor de lucru elementare înguste. În Fig. 3.15 este prezentată configurația de principiu a procesului pe care se bazează modelul.

În cazul acestui model se consideră că suprafața de rupere este un plan înclinat cu unghiul  $\beta$  față de orizontală. Valoarea unghiului  $\beta$  nu este cunoscută *a priori*. Cealaltă caracteristică a modelului este faptul că nu ia în considerare în mod direct existența zonelor laterale de deformare, ele apărând doar prin intermediul a două forțe  $R_2$  și  $F_2$  care acționează pe o parte și alta a zonei centrale. Forța  $R_2$  este datorată presiunii pasive a solului și se calculează cu relația:

$$R_2 = \gamma \cdot g \cdot z \cdot K_0 \cdot A = \gamma \cdot g \cdot z \cdot (1 - \sin \varphi) \cdot A \quad (3.91)$$

unde:

- $K_0$  este coeficientul presiunii pasive a solului și este  

$$K_0 = 1 - \sin \varphi$$

$$(3.92)$$

- $z$  este adâncimea la care se află centrul de greutate al suprafețelor laterale și este

$$z = \frac{d + h}{3}$$

$$(3.93)$$

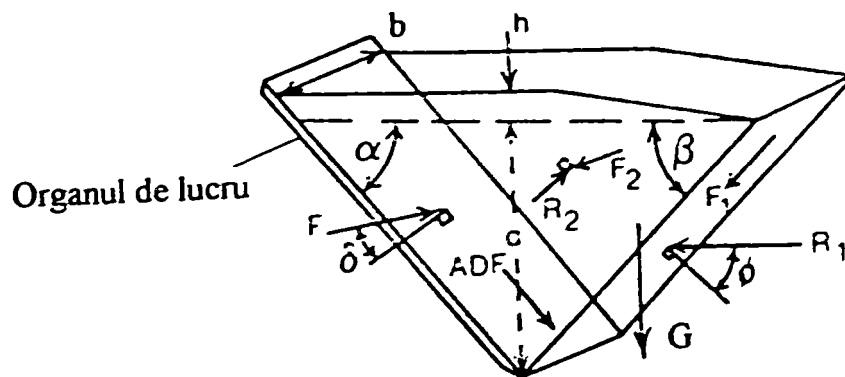


Fig. 3.15 Schema aferentă modelului Perumpral et al.  
(după Grisso și Perumpral, 1985 [99])

- $h$  este înălțimea stratului de sol afănat ce se aglomerează deasupra zonei afănate și în fața organului de lucru.

- $A$  este aria suprafeței laterale și se calculează cu relația:

$$A = \frac{1}{2} a^2 \left(1 + \frac{h}{a}\right) \cdot \left[ \left(1 + \frac{h}{a}\right) \cdot \cot \alpha + \cot \beta \right] \quad (3.94)$$

Forțele  $R_2$  sunt normale la suprafața laterală și sunt egale. Pe suprafețele laterale, datorită existenței forțelor  $R_2$  apare câte o forță de frecare  $F_2$ :

$$F_2 = R_2 \cdot \tan \delta \quad (3.95)$$

respectiv câte o forță datorată coeziunii solului:

$$F_{c_2} = c \cdot A \quad (3.96)$$

În urma scrierii condițiilor de echilibru, se poate determina relația de calcul a forței de rezistență  $F$ , care poate fi transformată într-o formă asemănătoare ecuației lui Reece:

$$F = (\gamma g a^2 N_\gamma + c a N_c + c_a a N_{ca}) \cdot b \quad (3.97)$$

unde

$$N_\gamma = \frac{\Delta}{b a^2} \left[ \frac{2 K_0 z \sin \varphi + b \sin(\beta + \varphi)}{\sin(\alpha + \beta + \delta + \varphi)} \right] \quad (3.98)$$

$$N_c = \frac{\cos \varphi \left( \frac{2\Delta}{ab} + \frac{1}{\sin \beta} \right)}{\sin(\alpha + \beta + \delta + \varphi)} \quad (3.99)$$

$$N_{ca} = \frac{\left(1 + \frac{h}{a}\right) \cdot \cos(\alpha + \beta + \varphi)}{\sin(\alpha + \beta + \delta + \varphi) \cdot \sin \alpha} \quad (3.100)$$

$$\Delta = \frac{a^2}{2} \cdot \left(1 + \frac{h}{a}\right) \cdot \left[ \left(1 + \frac{h}{a}\right) \cdot \cot \alpha + \cot \beta \right] \quad (3.101)$$

Se poate observa că în relația (3.97) nu apare factorul corespunzător suprapresiunii  $N_q$  în mod explicit. În schimb, efectul stratului de sol apare implicit în calculul celorlalți factori.

Autorii recomandă ca pentru determinarea valorii unghiului de rupere  $\beta$  să se utilizeze minimizarea forței totale  $F$ . Aferente acestei metodologii apar probleme atât din cauza complexității calculului cât și din cauza problemelor teoretice pe care le implică. McKyes

(1985 [149]) recomandă ca și pentru acest model să se determine valoarea lui  $\beta$  minimizând doar factorul  $N_\gamma$ .

În urma unor încercări experimentale în vederea validării modelului, McKyes (1985 [149]) concluzionează că modelul Perumpral et al. subvaluează forța de tracțiune, probabil din cauză că subestimează forța  $R_2$ . Grisso și Perumpral (1985 [99]) sunt de părere că modelul aproximează bine ambele componente ale rezistenței solului.

### 3.2.4 MODELE NON-CVASI-STATICE

Toate modelele matematice prezentate până acum sunt caracterizate de faptul că procesele sunt considerate cvasi-statice, astfel că valabilitatea lor este *a priori* limitată de faptul că descriu procesele numai la viteze foarte mici, cu toate că, de obicei, în exploatare, se poate lucra la viteze relativ mari. În general, procesele reale de lucrări ale solului au loc la viteze atât de mari încât nu pot fi considerate cvasi-statice.

În ceea ce privește cauzele care fac ca procesul de lucrare a solului să fie puternic dependent de viteză, se poate vorbi despre două fenomene: (1) apariția forțelor inerțiale și (2) faptul că unele dintre principalele caracteristici mecanice ale solului sunt influențate de viteza de interacțiune dintre sol și organele de lucru.

Gönczi (1994 [90]) sintetizează mecanismele prin care forțele inerțiale acționează ca fiind de două categorii:

1. necesitatea de a accelera continuu noi mase de sol în mișcarea organului de lucru,
2. accelerarea particulelor de sol de la viteza inițială nulă până la viteza finală a brazdei de sol, în mod evident nenulă.

McKyes (1985 [149]) arată că în cazul solurilor nisipoase, având coeziune redusă, forțele inerțiale au importanța primordială în timp ce în cazul solurilor coezive, creșterea rezistenței solului la forfecare la viteze mari poate avea efectul cel mai important.

Stafford (1984 [211]) susține că nu numai rezistența la forfecare dar și unghiul de frecare externă  $\delta$  depinde de viteza interacțiunii. Autorul citează rezultatele experimentale ale lui Stafford și Tanner, în baza cărora atât coeziunea ( $c$ ) cât și unghiul de frecare externă ( $\delta$ ) variază după o funcție logaritmică, viteza de variație a deformației fiind variabila independentă:

$$c = K + L \cdot \log\left(1 + M \cdot \frac{d\varepsilon}{dt}\right) \quad (3.102)$$

$$\delta = P + Q \cdot \log\left(1 + R \cdot \frac{d\varepsilon}{dt}\right) \quad (3.103)$$

unde  $K$ ,  $L$ ,  $M$ ,  $P$ ,  $Q$  și  $R$  sunt constante determinate pe baza datelor experimentale.

Swick și Perumpral (1985 [220]), în schimb, susțin că ruperea solului are loc conform teoriei Mohr-Coulomb și că nici coeziunea și nici caracteristicile de frecare ale solului nu depind de viteza deformației. Chiar și autorii acceptă însă că rezultatele lor sunt în



contradicție cu rezultatele altor cercetători, dar nu dau o explicație acestei neconcordanțe flagrante. O posibilă explicație ar putea fi faptul că Swick și Perumpral au efectuat experimentările în sol artificial folosind cutii de forfecare clasice, în timp ce experiențele lui Wismer și Luth (1972 [234]) respectiv ale lui Stafford (1979 [209]) au fost efectuate în sol natural folosind aparatură de forfecare prin torsiune, majoritatea măsurătorilor fiind efectuate *in situ*.

O altă cauză a creșterii rezistenței solului la lucrări cu creșterea vitezei este legată de modificarea modului în care are loc ruperea solului. În anumite cazuri, dacă viteza de lucru crește mult, ruperea va avea loc “prin curgere”, adică prin deformare plastică, ceea ce necesită o energie mai mare decât ruperea prin forfecare (vezi subcapitolul 2.9).

În concluzie, trebuie subliniat că orice model matematic care descrie procese reale trebuie să țină cont și de efectele dinamice care influențează procesul.

### 3.2.5 MODELE MATEMATICE PENTRU ORGANE DE AFÂNARE REALE

Organele de afânare reale au o construcție mai complexă decât organele elementare care au fost studiate până acum. De obicei sunt formate dintr-un organ de lucru propriu-zis, deseori de tip daltă, care este montat pe un suport.

Cu toate aceste diferențe, McKyes (1985 [149]) susține că modelul McKyes-Ali (a se vedea subcapitolul 3.2.3.3) poate fi utilizat și în cazul în care organul de lucru este format dintr-o daltă montată pe un suport-cuțit dispus vertical sau ușor înclinat înspre înapoi. Autorul susține că, dacă înălțimea de ridicare a dălții este suficient de mare, atunci dalta realizează întregul proces de afânare, ca și cum ar fi un cuțit care se prelungește dincolo de suprafața solului. McKyes, bazându-se pe rezultatele experimentale ale lui Negi et al. (1976) și McKyes (1977), (citați în [149]), arată că nici unghiul de înclinare a suportului și nici unghiul de dispunere a lamei dălții nu influențează semnificativ rezistența la tracțiune. Implicit, autorul susține: datorită faptului că suportul traversează sol afânat, rezistența sa este nesemnificativă, datorându-se în principal frecării pe părțile ei laterale și nu rezistenței la tăiere.

În ceea ce privește înălțimea de ridicare a dălții, trebuie să se țină cont de faptul că, în funcție de tipul solului, există o valoare critică a raportului adâncimea de lucru pe înălțimea de ridicare ( $a/h$ ).

Dacă raportul are valoare mai mare decât valoarea critică, atunci dalta afânează întregul volum de sol de deasupra ei (Fig. 3.16 a). Dacă valoarea raportului este mai mică decât valoarea critică, atunci dalta va împinge particulele de sol doar lateral respectiv va tasa solul aflat deasupra ei. Această situație poate să apară fie atunci când înălțimea de ridicare este prea mică  $h' < h$  (Fig. 3.16 b), fie dacă adâncimea de lucru este prea mare (Fig. 3.16 c).

Cu privire la valoarea raportului critic, Balaton (1990 [24]) citează autori ruși care susțin că valoarea critică a raportului dintre adâncimea de lucru și înălțimea de ridicare a dălții este  $ah \leq 10$ .

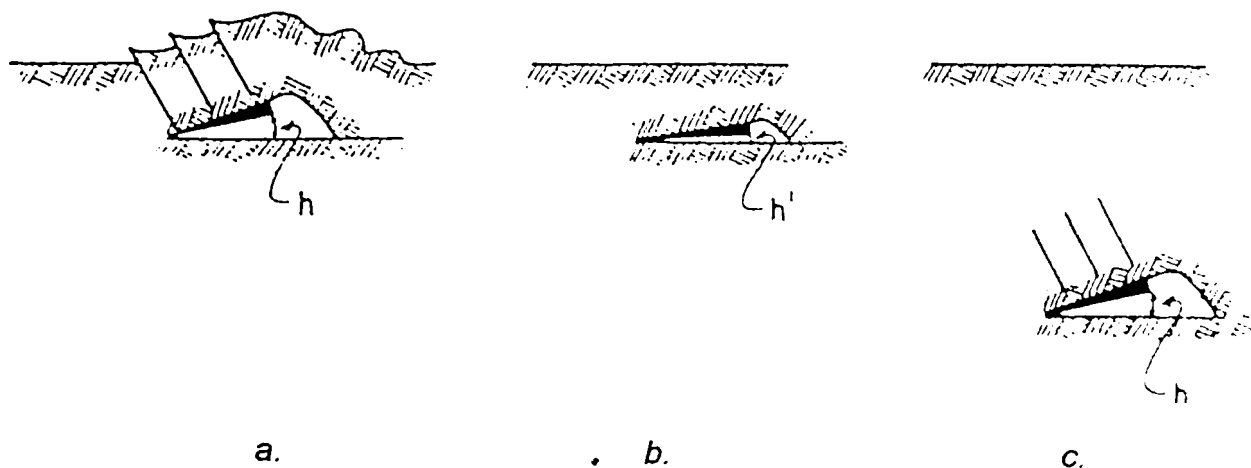


Fig. 3.16 Tăierea / afânarea solului cu o daltă și influența înălțimii de ridicare respectiv a adâncimii de lucru a cuțitului de afânare asupra procesului (după Gill și VandenBerg, 1965 [80])

### 3.2.5.1 Modelul lui Balaton

Balaton a pus la punct un model matematic pentru un organ de afânare medie având daltă și suport ușor înclinat și ascuțit. Modelul a fost pus la punct și publicat în mai multe etape: Balaton (1988 [22], 1990 [24]) și Balaton și Gönczi (1998 [28]).

În principiu, modelul se bazează pe teoria presiunii pasive a solului a lui Terzaghi și este înrudit cu modelul lui McKyes și Ali. Este un model cvasi-static, în calculul forței de rezistență neținându-se cont nici de forțele de inerție și nici de caracterul variabil al proprietăților de rezistență a solului.

Un organ de lucru al unei mașini pentru afânarea medie a solului, în general, este constituit dintr-un suport, care este în același timp și un cuțit pentru tăierea în plan vertical a solului, respectiv din pana de afânare, care de obicei are formă de daltă (în continuare în text se va numi daltă). În unele cazuri pot exista și aripi de afânare simetrice, montate pe daltă.

Organul de lucru care este tractat prin sol la adâncimea  $H$ , produce deformații în sol, ducând la creșterea tensiunilor. Datorită acestor tensiuni, la atingerea unor valori limită de rupere se produce ruperea (crăparea) solului, care în acest fel este și afânat (Fig. 3.17). Ruperea solului, respectiv separarea brazdei de masa de sol în care-și face efectul organul de lucru, poate avea loc prin forfecare sau compresiune în funcție de mai mulți factori. Pentru realizarea unei dimensionări corecte și alegerea optimă a parametrilor geometrici ai organului de lucru este necesar să se studieze interacțiunea dintre organul de afânare și sol, în primul rând din punctul de vedere al rezistenței la tracțiune. Rezistența totală a unui organ de lucru de afânare are două componente, anume, rezistența suportului (a cuțitului vertical) și rezistența dălții (se consideră cazul în care nu există aripi de afânare).

$$F = R_{ek} + R_{kr}$$

( 3.104)

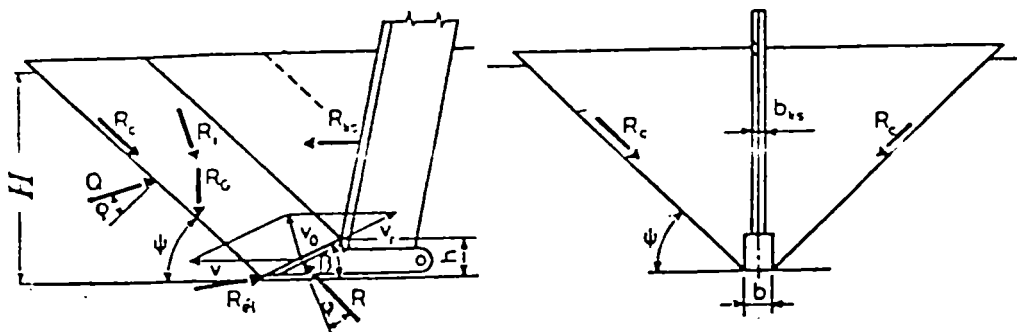


Fig. 3.17 Interacțiunea dintre brazda de sol și organul de afânare

### 3.2.5.1.1 Rezistența la tracțiune a dălții

În cazul acestor organe de lucru adâncimea de afânare este mult mai mare decât lățimea organului de lucru, deci procesul se poate descrie făcând analogie cu cazul organelor de lucru elementare înguste [149]. Mai explicit, deformațiile laterale ale solului au o importanță mare și definesc în mare măsură caracteristicile energetice și agrotehnice ale procesului tehnologic.

Forțele ce acționează asupra dălții respectiv asupra brazdei de sol sunt prezentate în Fig. 3.18. Cum se poate observa din figură, lățimea brazdei la nivelul solului afânat de daltă este mult mai mare decât lățimea organului de lucru.

Rezistența dălții poate fi exprimată astfel:

$$\overline{R_{ek}} = \overline{R} + \overline{R_0^b} + \overline{R_0^j} \quad (2)$$

unde:

- $R_{ek}$  - vectorul rezistenței solului corespunzătoare zonei centrale a brazdei, care are lățimea egală cu a dălții ( $b$ );
- $R_0^b$  și  $R_0^j$  sunt vectorii rezistențelor solului aferente părților laterale stânga respectiv dreapta ale brazdei. În mod normal se poate considera că valorile celor doi vectori sunt egale ( $R_0^b = R_0^j$ ).

Forțele care acționează asupra dălții respectiv asupra brazdei de sol dislocate de acesta sunt:

- $Q$  - reacțiunea solului aflat în fața dălții de afânare și care închide unghiul  $\rho$  cu normala planului de forfecare;
- $R_c$  - forța de coeziune a solului ce acționează în planul de forfecare;
- $R_G$  - greutatea brazdei de sol dislocate;
- $R_i$  - forța de inerție care apare datorită dislocării și accelerării brazdei de sol;
- $R_{el}$  - forța de tăiere propriu-zisă a solului, ce acționează pe tăiș;
- $R$  - rezultanta tuturor forțelor elementare normale și de frecare, ce acționează pe suprafața de contact dintre daltă și sol, care face unghiul  $\varphi$  cu normala la suprafața dălții.

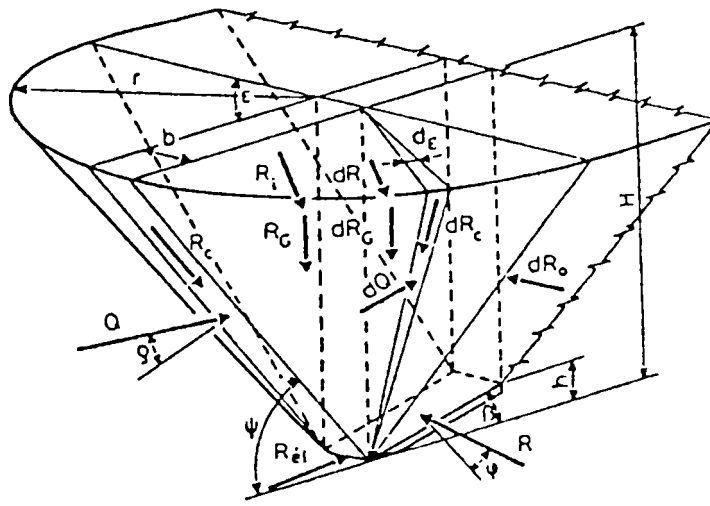


Fig. 3.18 Forțele care acționează asupra dălții, respectiv asupra brazdei de sol

Ținând cont de notațiile din Fig. 3.18 (explicate mai sus), se poate scrie:

$$\overline{R} = \overline{R_{ei}} + \overline{R_c} + \overline{R_G} + \overline{R_i} \quad (3.105)$$

Pe baza unor date experimentale Balaton susține (1988 [22]), că  $R_{ei}$  (în cazul tăișului ascuțit) respectiv  $R_i$  (din cauza vitezei mici de lucru) nu au valori semnificative (0,2 % respectiv 1,6 % din total) și astfel nu le ia în considerare. În calcule s-au considerat forțele reprezentate în Fig. 3.19.

Scriind ecuațiile de echilibru și rezolvând sistemul de ecuații, se ajunge la următoarele relații de calcul:

$$R_{dx} = H(H+b) \cdot \frac{\frac{\gamma g H}{2} (1 + 0,2 \cot \beta) + c [1 + \cot(\frac{\pi}{4} + \rho)]}{\cot(\beta + \varphi) + \cot(\frac{\pi}{4} + \rho)} \quad (3.106)$$

$$R_{dz} = H(H+b) \cdot \frac{\frac{\gamma g H}{2} (1 + 0,2 \cot \beta) + c [1 + \cot(\frac{\pi}{4} + \rho)]}{1 + \tan(\beta + \varphi) \cot(\frac{\pi}{4} + \rho)} \quad (3.107)$$

unde:

- $c$  este coeziunea solului;
- $H$  - adâncimea de lucru;
- $b$  - lățimea de lucru a dălții;
- $\gamma$  - greutatea specifică a solului;

- $g$  - accelerația gravitațională;
- $\beta$  - unghiul de așezare a dălții;
- $\rho$  - este unghiul de frecare internă (sol pe sol) a solului;
- $\varphi$  - unghiul de frecare externă (sol pe oțel) a solului.

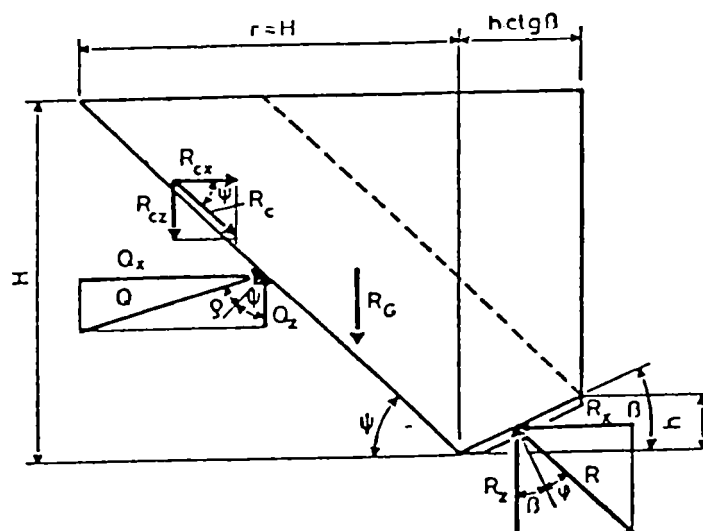


Fig. 3.19 Forțele care acționează asupra dălții, fără să se țină cont de porțiunile laterale ale brazdei (după Balaton (1988 [22]))

În relațiile ( 3.106) și ( 3.107), pentru simplificare, față de relațiile generale s-au făcut două înlocuiri bazate pe rezultate experimentale. În primul rând, înălțimea dălții  $h$  s-a considerat a avea tocmai valoarea optimă, adică  $h = 0,1 \cdot H$ . În al doilea rând, unghiul pe care îl face planul de forfecare cu orizontala s-a considerat a fi  $\Psi = 45^\circ$ , ceea ce în majoritatea cazurilor este foarte aproape de realitate.

Se poate spune că, relațiile ( 3.106) și ( 3.107) fac posibil calculul rezistenței organului de afânare dacă se cunosc dimensiunile dălții și ale brazdei de sol dislocate, respectiv caracteristicile fizico-mecanice ale solului.

### 3.2.5.1.2 Rezistența totală a unui organ de afânare

În cazul modelului elaborat de Balaton, rezistența totală a organului de afânare cu daltă este suma dintre rezistența dălții și rezistența suportului ei. Rezistența suportului se determină folosind mecanica tăierii solului cu un cuțit subțire, ascuțit, elaborat de Kostrițin (1955, citat de [80], 149), [201]), care este considerat cel mai elaborat model. Aici nu se va insista asupra lui, fiind un model binecunoscut, doar se va atrage atenția asupra unui aspect demn de luat în considerare, anume că acest model a fost elaborat pentru cazul cuțitelor lungi ale plugurilor, caz în care organul respectiv trebuie să taie un sol aflat îndeobște în stare naturală. În cazul organelor de afânare, suportul dălții - deși constructiv se aseamănă bine cu un cuțit lung -, este tractat printr-un sol deja afânat, acest lucru având o influență cantitativă semnificativă asupra procesului.

În conformitate cu modelul Kostrîtin, aplicat de Balaton, rezistența suportului dălții se poate determina cu relația:

$$R_{ks} = (H - h) \cdot \left[ k_1 b_{ks} \left( 1 + \tan \varphi \cot \frac{\alpha}{2} \right) + 2k_2 \cdot s \cdot \tan \varphi \right] \quad (3.108)$$

unde:

$k_1$  este rezistența specifică a solului datorită deformării lui;

$k_2$  - rezistența specifică datorită presiunii solului pe suprafața laterală a cuțitului

În aceste condiții, ținând cont de relația (3.104), rezistența totală a dălții va fi deci:

$$F = H \cdot \frac{(H + b) \left\{ \frac{\gamma g H}{2} (1 + 0,2 \cot \beta) + c \left[ 1 + \cot \left( \frac{\pi}{4} + \rho \right) \right] \right\}}{\cot(\beta + \varphi) + \cot \left( \frac{\pi}{4} + \rho \right)} + 0,9 \cdot H \cdot \left[ k_1 b_{ks} \left( 1 + \tan \varphi \cot \frac{\alpha}{2} \right) + 2k_2 s \tan \varphi \right] \quad (3.109)$$

Pe baza calculelor făcute cu relația (3.109), ordinea importanței diferiților factori ce influențează valoarea rezistenței totale a organului de afânare, în funcție de ponderea lor în cadrul rezistenței totale este următoarea: coeziunea (50-70 % din rezistența totală, în funcție de tipul de sol), rezistența dălții de afânare (20-25 % din rezistența totală), frecarea pe suprafețele laterale ale suportului organului de lucru (10-15%) respectiv greutatea (deci implicit dimensiunile) brazdei de sol dislocate de organul de lucru (8-10%) (Balaton, 1988 [22]).

Acest lucru arată că este deosebit de importantă dimensionarea geometrică corectă a dălții de afânare și a suportului acesteia, respectiv că, în alegerea geometriei și a dimensiunilor dălții de afânare, unul dintre criteriile de optimizare poate fi maximizarea volumului brazdei de sol dislocate, aceasta neducând la creșterea exagerată a rezistenței la tracțiune a organului de lucru.

Modelul lui Balaton este unul bine elaborat, dar prin faptul că nu ține cont de efectele dinamice aria sa de aplicare este limitată. Modelul poate fi utilizat cel mai bine în cazul organelor de afânare adâncă a solului, caz în care, din cauza rezistențelor mari la tracțiune, vitezele de lucru au valori mici și foarte mici (nu depășesc 2 - 3 km/h)<sup>10</sup>. În cazul organelor de afânare cu care se realizează lucrări culturale ale solului, adâncimile de lucru fiind mai modeste, și vitezele de lucru pot fi mai mari, ba mai mult, așa cum s-a arătat în 2.7 este chiar de dorit să fie mari. Un alt neajuns al modelului este faptul că, în calcule se consideră că  $\beta$  are întotdeauna valoarea de 45°. Deși în realitate acest lucru nu este foarte departe de adevăr, nu

<sup>10</sup> de altfel autorul a elaborat modelul în urma studierii organelor de afânare adâncă a solului în cadrul tezei sale de doctorat

corespunde cu cerințele impuse de metoda prismelor de încercare pe care și Balaton îl utilizează, deși nu scoate în evidență acest lucru în mod explicit.

### **3.3 CONTRIBUȚII LA ELABORAREA UNUI MODEL MATEMATIC NON-CVASI-STATIC PENTRU UN ORGAN DE AFÂNARE MEDIE CU DALȚĂ**

#### **3.3.1 PREMISELE ELABORĂRII MODELULUI**

În alegerea unui tip de model teoretic pe care, în cadrul acestei lucrări, autorul a dorit să-l dezvolte, s-a ținut cont de necesitatea de a elabora un model care să fie aplicabil nu numai în cazul unor organe de lucru elementare, ci și în cazul unor organe de lucru reale, în speță în cazul organelor de afânare cu dalță.

Toate modelele descrise până în prezent, cu excepția modelului lui Balaton, sunt modele matematice care se referă la lucrarea solului cu organe de afânare elementare. Deși McKyes prezintă în [145] un exemplu în care utilizează modelul McKyes-Ali la calculul rezistenței la tracțiune a unui organ de afânare adâncă cu dalță, este evident că organele reale de afânare diferă semnificativ de organele de afânare elementare. Astfel, după părerea autorului prezentelor rânduri, utilizarea modelelor elaborate pentru organe elementare în cazul organelor reale este o soluție care presupune compromisuri care trec dincolo de cele acceptabile chiar și în condițiile în care, în elaborarea modelelor referitoare la tăierea solului, este nevoie să se accepte simplificări masive.

În aceste condiții, s-a optat pentru un model teoretic care se bazează în mare măsură pe modelul lui McKyes și Ali, în ceea ce privește principiile, și pe modelul lui Balaton, în ceea ce privește modul de abordare a fenomenelor. În plus, s-a încercat să se elimine acele neajunsuri ale modelului lui Balaton care au fost prezentate mai sus.

Astfel, modelul elaborat este asemănător cu modelul lui McKyes-Ali și modelul lui Balaton, și se bazează pe teoria presiunii pasive a solului elaborată de Terzaghi. În același timp este o încercare de lărgire a generalității acestor modele prin faptul că ține cont de o parte a efectelor dinamice care apar în proces, introducând între factorii considerați și forțele inerțiale. Dat fiind că procesul de lucru este realizat de un organ de lucru îngust, procesul este analizat tridimensional. Suprafața de rupere cea mai de jos se consideră a fi un plan, în zona centrală, respectiv câte o suprafață conică având generatoare drepte iar curbele directoare fiind arce de cerc, în zonele laterale. În conformitate cu metoda prismelor de încercare a lui Terzaghi, unghiul de înclinare a planului de rupere se determină ținând cont de faptul că solul se rupe în direcția rezistenței minime, calculele ulterioare făcându-se acceptând această valoare a unghiului.

Sintetizând, modelul elaborat are la bază următoarele presupozii:

1. Solul este considerat un mediu continuu, izotrop și omogen.
2. Solul este considerat ca fiind un material caracterizat de coeziune și frecare coulombiană.
3. Forțele de frecare și de coeziune sunt uniform distribuite pe suprafața pe care acționează.

4. Pe suprafața de contact dintre sol și organul de lucru apare forța de frecare. Forța de aderență este considerată neglijabilă datorită suprafețelor de contact relativ mici în cazul unui organ de afânare tip daltă.
5. Ruperea solului are loc prin forfecare în conformitate cu criteriul Mohr-Coulomb.
6. Masa volumică a solului nu se modifică în timpul procesului de lucru datorită interacțiunii dintre sol și organul de lucru.
7. Brazda dislocată de un organ de lucru simetric este simetrică și simetric dispusă față de planul de simetrie al organului de lucru iar acest plan este paralel cu direcția de mișcare
8. Lățimea zonei centrale a brazdei dislocate este egală cu lățimea organului de lucru.
9. Suprafața de rupere ce limitează inferior zona centrală a brazdei este considerată plană, fiind înclinată față de orizontală cu unghiul  $\beta$ . Valoarea acestui unghi se determină prin minimizarea valorii factorului  $N_\gamma$ .
10. Suprafețele de rupere ce limitează zonele laterale sunt suprafețe conice, având generatoare drepte, curbele directoare fiind arce de cerc.
11. Asupra organului de lucru acționează forțe dinamice datorită inerției solului aflat în brazda dislocată. Caracteristicile dinamice ale solului sunt considerate ca fiind invariabile în funcție de viteză.

### 3.3.2 ELEMENTELE DE BAZĂ ALE MODELULUI

Modelul matematic elaborat se referă la un organ de afânare cu daltă montată pe un suport vertical. Rezistența totală a organului de lucru se compune din rezistența dălții și a cuțitului (suportului) vertical (Fig. 3.20).

$$R = F_d + F_c \quad (3.110)$$

unde  $F_d$  este forța necesară deplasării dălții în sol, iar  
 $F_c$  - forța necesară tractării cuțitului vertical.

Dalta fiind tractată prin sol, va produce ruperea solului de-a lungul unor suprafețe de rupere, care delimitează zona de transmitere a efectului, în care are loc și afânarea solului. Zona de transmitere a efectului sau brazda de sol afânat este compusă dintr-o zonă centrală și două zone laterale.

Zona centrală, care se formează datorită efectului direct al dălții, este de formă prismatică, limitată inferior de suprafața de rupere. În cazul modelului elaborat, suprafața de rupere a fost considerată ca fiind un plan, înclinat față de orizontală cu unghiul  $\beta$ , valoarea căruia fiind o funcție de caracteristicile dinamice ale solului. Limitele laterale ale zonei centrale sunt două planuri verticale dispuse paralel cu direcția de înaintare, fiind tangente de o parte și alta a dălții.



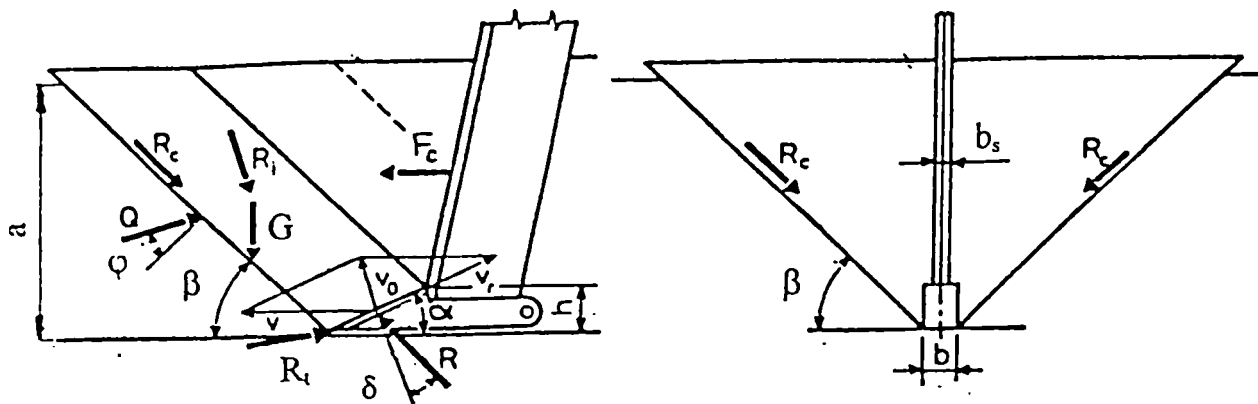


Fig. 3.20 Interacțiunea dintre un organ de subsolier și sol, respectiv forțele care guvernează procesul

Zonele laterale sunt dispuse simetric față de planul  $xOz$  fiind limitate de suprafețe conice circulare având generatoare drepte. Curba directoare a acestor suprafețe este arc de cerc. Aceasta este o simplificare întrucât, în realitate, acestea sunt arce de elipsă (McKyes 1985 [12]). Această simplificare este acceptată și utilizată de cvasi-totalitatea autorilor care au elaborat modele tridimensionale (Hettiaratchi și Reece, 1967, citați de [99], Godwin și Spoor, 1977 [84], McKyes și Ali, 1977, citați de [99], McKyes, 1978 [148], Balaton, 1988 [22]). Unghiul la centru al curbei directoare este de  $90^\circ$ . Cele două suprafețe care limitează zona laterală au un plan tangent comun, care este tocmai suprafața de rupere care limitează inferior zona centrală.

Atunci când suportul trebuie să-l taie, solul din zona de transmitere a efectului este un sol deja afânat datorită efectului dălții. Acest fenomen, în opinia autorului prezentei lucrări, înseamnă că rezistența la tracțiune a suportului este mai mică decât în cazul aceluiași cuțit dar care ar trebui să taie sol în stare naturală. Deși valabilitatea acestei aserțiuni pare evidentă, cuantificarea efectelor ei este dificilă.

### 3.3.3 REZISTENȚA DĂLȚII

În cazul organelor de afânare medie, dalta este un organ de afânare îngust, dat fiind că lățimea  $b$  este mult mai mică decât adâncimea de lucru  $a$ . Din acest motiv în zona centrală particulele sunt deplasate în sus și înainte, iar în zonele laterale cu precădere lateral și în sus.

În Fig. 3.21 sunt prezentate forțele care acționează în procesul realizat de daltă. Rezistența totală a dălții se poate determina în următorul mod:

$$\overline{F_d} = \overline{F} + \overline{F_{ls}} + \overline{F_{ld}} \quad (3.111)$$

unde  $\overline{F}$  este rezistența dălții în zona centrală;  
 $\overline{F_{ls}}$  - rezistența dălții în zona laterală stânga;  
 $\overline{F_{ld}}$  - rezistența dălții în zona laterală dreapta.

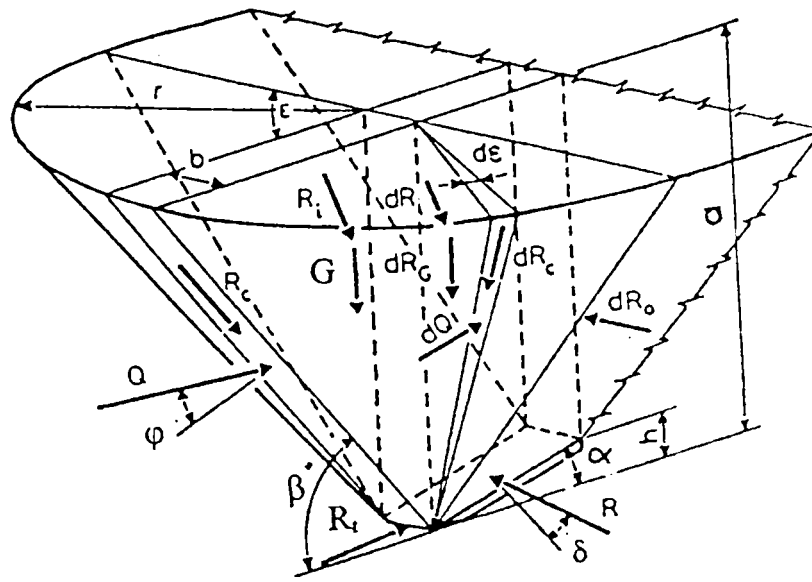


Fig. 3.21 Forțele care acționează asupra dălții de afânare a unui subsolier respectiv asupra brazdei de sol dislocate

Întrucât organul de lucru este simetric, și se consideră că solul este izotrop, rezistența solului va da naștere la vectori de forță dispuși simetric față de planul vertical al organului de lucru. Deci  $\overline{F_{ts}}$  respectiv  $\overline{F_{ld}}$  sunt doi vectori care au mărimea egală și sunt dispuși simetric față de planul vertical de simetrie al organului de lucru.

După cum se poate observa din Fig. 3.21, forțele care acționează asupra dălții, respectiv asupra brazdei de sol dislocate sunt următoarele:

- Forța de reacțiune a solului  $Q$  (rezultanta tuturor forțelor elementare care acționează asupra brazdei dislocate). Vectorul  $\overline{Q}$  face unghiul  $\varphi$  cu normala la planul de rupere.
- Rezultanta forțelor elementare coezive  $R_c$ , care acționează în planul de rupere.
- Rezultanta forțelor de inerție elementare datorate accelerării particulelor de sol din zona centrală  $R_i$ .
- Greutatea brazdei dislocate  $G$ .
- Rezistența la tăierea propriu-zisă a solului  $R_t$ .
- Forța rezultantă a tuturor rezistențelor elementare care acționează asupra dălții  $F$ , care face unghiul  $\delta$  cu normala la suprafața dălții.

În aceste condiții, rezistența totală a dălții numai pentru zona centrală a brazdei dislocate va fi:

$$\overline{F_1} = \overline{Q} + \overline{R_c} + \overline{R_i} + \overline{G} + \overline{R_t}$$

( 3 112)

Balaton (1988 [25]) susține, bazându-se pe determinări experimentale că, dacă dalta are tăișul ascuțit, rezistența solului la tăierea propriu-zisă are o valoare foarte mică, fiind circa 0,2% din rezistența totală. În aceste condiții și în prezentul model se va face abstracție de existența ei.

### 3.3.3.1 Forța de rezistență a zonei centrale a brazdei dislocate

În vederea determinării forței de rezistență a zonei centrale a brazdei se scriu ecuațiile de echilibru după două din cele trei axe ale sistemului de coordonate  $Oxyz$ :

- axa  $Ox$ , paralelă cu direcția de înaintare;
- axa  $Oz$ , verticală.

După axa  $Oy$  nu este necesar să se facă aceeași operație, deoarece dalta fiind simetrică față de direcția de înaintare, echilibrul se realizează astfel încât rezistența totală nu are componentă după această axă. Cu alte cuvinte, cel puțin teoretic, vectorul rezistență totală se găsește în planul  $xOz$ . Cele de mai sus nu înseamnă că în realitate nu apar de loc forțe pe direcția  $Oy$ , așa cum se va vedea și din determinările experimentale, dar prefigurează faptul că aceste componente sunt cu un ordin de mărime mai mici decât celelalte.

Astfel, condițiile de echilibru - ținând cont de faptul că procesul este considerat non-cvasi-static - pot fi scrise după cum urmează (a se vedea Fig. 3.22):

$$\sum F_x = F_1 \sin(\alpha + \delta) - Q \sin(\beta + \varphi) - (R_c + R_f) \cos \beta = 0 \quad (3.113)$$

$$\sum F_z = F_1 \cos(\alpha + \delta) + Q \cos(\beta + \varphi) - (R_c + R_f) \sin \beta - G = 0 \quad (3.114)$$

În ecuațiile de mai sus trebuie determinate valorile unor forțe, anume:

- Forța de coeziune, care acționează în planul de rupere, și se poate calcula după cum urmează:

$$R_c = c \frac{ab}{\sin \beta} \quad (3.115)$$

unde  $c$  este coeziunea solului;

$a$  - adâncimea de lucru;

$b$  - lățimea zonei centrale, care este egală cu lățimea dălții;

$\beta$  - unghiul de înclinare a planului de rupere, care are o valoare necunoscută în această etapă a analizei.

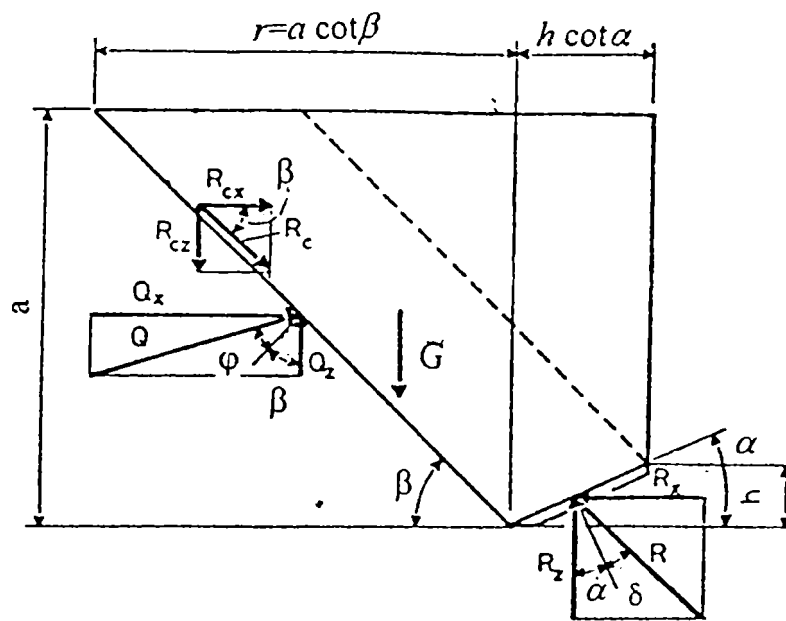


Fig. 3.22 Forțele care acționează asupra dălții de afânare respectiv asupra zonei centrale a brazdei dislocate datorate exclusiv acesteia.

- Greutatea solului din brazda dislocată (zona de transmitere a efectului), care se poate determina cu relația:

$$G = g \cdot \gamma \cdot b \cdot A \quad (3.116)$$

unde  $g$  este accelerația gravitațională;

$\gamma$  - masa specifică a solului;

$A$  - aria laterală a zonei centrale a brazdei dislocate, care se determină

cu relația de mai jos:

$$A = \left( a - \frac{h}{2} \right) h \cot \alpha + \frac{a^2}{2} \cot \beta \quad (3.117)$$

- Forța de inerție, care se datorează faptului că în procesul de lucru noi și noi mase de sol trebuie deplasate de la locul lor inițial, deci implicit accelerate.

În vederea determinării forței de inerție s-a elaborat un model bazat pe unele idei ale lui McKyes (1985 [149]) modelul fiind prezentat de Gönczi(1994 [90]).

În Fig. 3.23 este prezentată schema pe baza căreia se poate determina componenta rezistenței solului datorată forțelor de inerție. Conform modelului, atunci când organul de lucru se deplasează înainte prin sol pe distanța  $x$ , brazda de sol dislocată este ridicată de-a lungul a două plane:

- suprafața de rupere de la interfața dintre brazda dislocată și solul în starea inițială, care este înclinat față de orizontală cu unghiul  $\beta$ ; și
- suprafața cușitului, care este un plan înclinat față de orizontală cu unghiul  $\alpha$ .

Rezultatul cumulat al celor două deplasări este că, în realitate, brazda se deplasează numai cu distanța  $x'$  care este mai mică decât spațiul pe care s-a deplasat cuțitul. Se poate scrie:

$$x = x' + d = x' \cdot (1 + \tan \beta \cdot \cot \alpha) \quad (3.118)$$

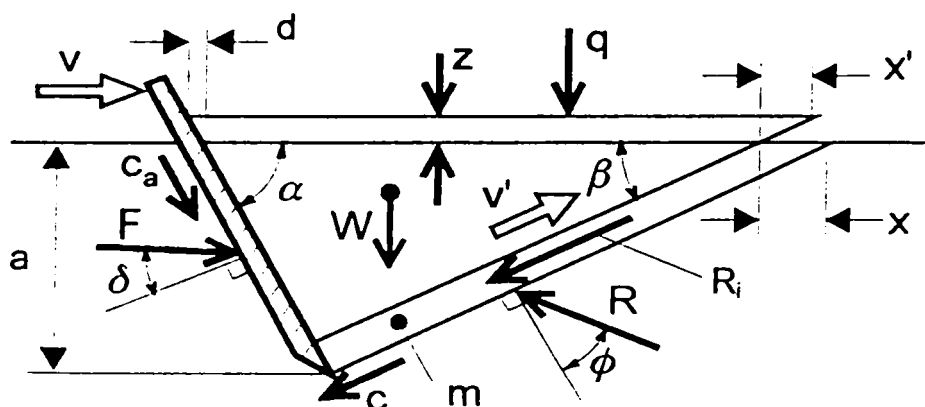


Fig. 3.23 Schema procesului realizat de un organ de afânare elementar lat pentru determinarea rezistenței datorate forțelor de inerție

Viteza  $v'$  de-a lungul planului de rupere poate fi scrisă după cum urmează:

$$v' = \frac{x'}{\Delta t \cdot \cos \beta} = \frac{v}{\cos \beta \cdot (1 + \tan \beta \cdot \cot \alpha)} \quad (3.119)$$

Luând în considerare prima lege a dinamicii, forța de inerție care acționează din partea brazdei asupra cuțitului este:

$$F_a = v' \cdot \frac{\Delta m}{\Delta t} = \frac{\gamma \cdot v'^2 \cdot a \cdot b}{\cos \beta \cdot (1 + \tan \beta \cot \alpha)} \quad (3.120)$$

În aceste condiții, folosind notațiile utilizate în relația (3.112), forța de inerție se poate determina cu următoarea relație:

$$R_i = \gamma v'^2 \frac{ab}{\cos \beta + \sin \beta \cot \alpha} \quad (3.121)$$

Ținându-se cont de relațiile de mai sus, ecuațiile (3.113) și (3.114) se pot scrie după cum urmează:

$$\sum F_x = F_1 \sin(\alpha + \delta) - Q \sin(\beta + \varphi) - cab \cot \beta - \frac{\gamma v'^2 ab}{1 + \tan \beta \cot \alpha} = 0 \quad (3.122)$$

$$\sum F_z = F_1 \cos(\alpha + \delta) + Q \cos(\beta + \varphi) - \gamma gbA - cab - \frac{\gamma v'^2 ab \tan \beta}{1 + \tan \beta \cot \alpha} = 0 \quad (3.123)$$

Eliminând din sistemul de ecuații de echilibru forța  $Q$ , se poate determina relația de calcul a forței  $F_1$ :

$$F_1 = \frac{\gamma gbA \sin(\beta + \varphi) + cab[\sin(\beta + \varphi) + \cot(\beta + \varphi)] + \gamma v^2 ab \frac{\cos(\beta + \varphi) + \tan \beta \sin(\beta + \varphi)}{1 + \tan \beta \cot \alpha}}{\sin(\alpha + \delta) \cos(\beta + \varphi) + \cos(\alpha + \delta) \sin(\beta + \varphi)} \quad (3.124)$$

Componentele forței  $F_1$  după cele două axe -  $Ox$  și  $Oz$  - vor fi deci:

$$F_1^x = F_1 \sin(\alpha + \delta) = \frac{\gamma gb \left[ \left( a - \frac{h}{2} \right) h \cot \alpha + \frac{a^2}{2} \cot \beta \right] + cab(1 + \cot \beta) \cos(\beta + \varphi)}{\cot(\beta + \varphi) + \cot(\alpha + \delta)} + \frac{\gamma v^2 ab [1 + \tan \beta \tan(\beta + \varphi)]}{(1 + \tan \beta \cot \alpha) [1 + \cot(\alpha + \delta) \tan(\beta + \varphi)]} \quad (3.125)$$

$$F_1^z = F_1 \cos(\alpha + \delta) = \frac{\gamma gb \left[ \left( a - \frac{h}{2} \right) h \cot \alpha + \frac{a^2}{2} \cot \beta \right] + cab(1 + \cot \beta) \cos(\beta + \varphi)}{1 + \cot(\beta + \varphi) \tan(\alpha + \delta)} + \frac{\gamma v^2 ab [1 + \tan \beta \tan(\beta + \varphi)]}{(1 + \tan \beta \cot \alpha) [\tan(\alpha + \delta) + \tan(\beta + \varphi)]} \quad (3.126)$$

### 3.3.3.2 Forța de rezistență aferentă zonelor laterale

Așa cum am mai arătat, în cazul acestui model, zonele laterale se consideră perfect simetrice (dat fiind că organul de lucru este perfect simetric), având forma unui sfert de con circular (vezi Fig. 3.21). Raza curbei directoare a acestor conuri circulare este  $r = a \cot \beta$ .

Dacă se ia în considerare felia infinit mică de sol din Fig. 3.21, se pot scrie condițiile de echilibru, care vor fi:

$$\sum F_x = dF_2 \sin(\alpha + \delta) - dQ \sin(\beta + \varphi) - a^2 c \frac{\cot^2 \beta}{2} \cos \varepsilon d\varepsilon - dR_i \cos \beta \cos \varepsilon = 0 \quad (3.127)$$

$$\sum F_z = dF_2 \cos(\alpha + \delta) + dQ \cos(\beta + \varphi) - \gamma g \left[ \frac{a^3 \cot^2 \beta}{6} d\varepsilon + \left( a - \frac{h}{2} \right) \frac{h}{2} \cot \alpha \cot \beta \right] - a^2 c \frac{\cot \beta}{2} d\varepsilon - dR_i \sin \beta = 0 \quad (3.128)$$

Din relațiile (3.127) și (3.128), eliminând factorul  $dQ$  se poate determina relația de calcul a forței infinite mici  $dF_2$ , având următoarea formă:

$$\begin{aligned}
dF_2 = & \frac{0,5a^2 c \cot \beta [\sin(\beta + \varphi) + \cot \beta \cos \varepsilon \cos(\beta + \varphi)] d\varepsilon}{\sin(\alpha + \delta) \cos(\beta + \varphi) + \cos(\alpha + \delta) \sin(\beta + \varphi)} + \\
& + \frac{\gamma g \left[ \frac{a^3 \cot^2 \beta}{6} d\varepsilon + a \left( a - \frac{h}{2} \right) \frac{h}{2} \cot \alpha \cot \beta \right]}{\sin(\alpha + \delta) \cos(\beta + \varphi) + \cos(\alpha + \delta) \sin(\beta + \varphi)} + \\
& + \frac{\frac{a^2 v^2}{2} \cdot \frac{\cot \beta}{1 + \tan \beta \cdot \cot \alpha} \left[ \frac{\cos(\beta + \varphi)}{\cos \beta} \cdot \sin \varepsilon + \sin(\beta + \varphi) \cdot \sin \varepsilon \cdot \cos \varepsilon \right] \cdot d\varepsilon}{\sin(\alpha + \delta) \cos(\beta + \varphi) + \cos(\alpha + \delta) \sin(\beta + \varphi)}
\end{aligned}
\tag{3.129}$$

Cele două componente ale rezistenței aferente fâșiei de sol infinit mici din zona laterală se vor calcula deci:

$$dF_2^x = dF_2 \cdot \sin(\alpha + \delta) \tag{3.130}$$

respectiv:

$$dF_2^y = dF_2 \cdot \cos(\alpha + \delta) \tag{3.131}$$

Pentru a afla valoarea finită a rezistenței corespunzătoare întregii zone laterale este nevoie să se integreze relațiile (3.130) și (3.131) pentru unghiul  $\varepsilon$  luând valori de la 0 la  $\pi/2$ . În acest caz rezultă:

$$\begin{aligned}
F_2^x = \int_0^{\frac{\pi}{2}} dF_2^x = & \frac{0,5a^2 c \cot \beta \left( \frac{\pi}{2} + \cot \beta \right) + \gamma g \left[ \frac{a^3 \cot^2 \beta}{6} \frac{\pi}{2} + a \left( a - \frac{h}{2} \right) \frac{h}{2} \cot \alpha \cot \beta \right]}{\cos(\beta + \varphi) + \cot(\alpha + \delta) \sin(\beta + \varphi)} + \\
& + \frac{0,5 \gamma a^2 v^2 \cot \beta \left[ \frac{\cos(\beta + \varphi)}{\cos \beta} + \frac{\sin(\beta + \varphi)}{2} \right]}{\cos(\beta + \varphi) + \cot(\alpha + \delta) \sin(\beta + \varphi)}
\end{aligned}
\tag{3.132}$$

$$F_2^z = \int_0^{\frac{\pi}{2}} dF_2^z = \frac{0,5a^2c \cot \beta \left( \frac{\pi}{2} + \cot \beta \right) + \gamma g \left[ \frac{a^3 \cot^2 \beta \pi}{6} + a \left( a - \frac{h}{2} \right) \frac{h}{2} \cot \alpha \cot \beta \right]}{\tan(\alpha + \delta) \cos(\beta + \varphi) + \sin(\beta + \varphi)} +$$

$$+ \frac{0,5\gamma a^2 v^2 \cot \beta \left[ \frac{\cos(\beta + \varphi)}{\cos \beta} + \frac{\sin(\beta + \varphi)}{2} \right]}{\tan(\alpha + \delta) \cos(\beta + \varphi) + \sin(\beta + \varphi)}$$

( 3.133)

În mod analog, valoarea forței totale este:

$$F_2 = \int_0^{\frac{\pi}{2}} dF_2 = \frac{0,5a^2c \cot \beta \left( \frac{\pi}{2} + \cot \beta \right) + \gamma g \left[ \frac{a^3 \cot^2 \beta \pi}{6} + a \left( a - \frac{h}{2} \right) \frac{h}{2} \cot \alpha \cot \beta \right]}{\sin(\alpha + \delta) \cos(\beta + \varphi) + \cos(\alpha + \delta) \sin(\beta + \varphi)} +$$

$$+ \frac{0,5\gamma a^2 v^2 \cot \beta \left[ \frac{\cos(\beta + \varphi)}{\cos \beta} + \frac{\sin(\beta + \varphi)}{2} \right]}{\sin(\alpha + \delta) \cos(\beta + \varphi) + \cos(\alpha + \delta) \sin(\beta + \varphi)}$$

( 3.134)

Ținând cont de relația ( 3.111) respectiv de caracterul simetric al procesului, în locul adunării vectorilor, se poate trece la adunarea scalară a componentelor forțelor ce apar în relație, și în acest caz componentele rezistenței totale a dălții vor putea fi determinate folosind relațiile următoare:

$$F_d^x = F_1^x + 2F_2^x$$

( 3.135)

$$F_d^z = F_1^z + 2F_2^z$$

( 3.136)

Aici trebuie amintit faptul că, așa se poate explica de ce rezistența dălții nu are componentă paralelă cu axa  $Oy$ , motivele fiind următoarele:

- vectorul rezistenței aferente zonei centrale se află în planul  $xOz$ ;
- zonele laterale fiind simetrice, iar solul omogen și izotrop, cei doi vectori ai rezistenței aferente acestor două zone au componentele transversale egale ( $F_{1d}^y = F_{1s}^y$ ) și de sens contrar, suma lor fiind deci nulă.

Dacă se dorește transformarea formulelor de calcul ce se pot determina din relațiile ( 3.135) și ( 3.136) într-o formă asemănătoare cu ecuația fundamentală a prelucrării solului a lui Reece, se va ajunge la următoarele relații:



$$F_d^x = b \cdot (\gamma g a^2 N_\gamma^x + c a N_c^x + \gamma v^2 a N_i^x) \quad (3.137)$$

$$F_d^z = b \cdot (\gamma g a^2 N_\gamma^z + c a N_c^z + \gamma v^2 a N_i^z) \quad (3.138)$$

unde  $\gamma, g, a, c, v$  respectiv  $b$  au semnificațiile cunoscute (a se vedea Notațiile folosite în lucrare), iar factorii adimensionali din relațiile (3.137) și (3.138) se calculează după cum urmează:

$$N_\gamma^x = \frac{\left(1 - \frac{h}{2a}\right) \frac{h}{a} \cot \alpha + \frac{\cot \beta}{2} + \frac{\pi}{6} \frac{a \cot^2 \beta}{b \sin(\beta + \varphi)} + \frac{h}{b} \left(1 - \frac{h}{a}\right) \cot \alpha \cot \beta}{\cot(\beta + \varphi) + \cot(\alpha + \delta)} \quad (3.139)$$

$$N_\gamma^z = \frac{\left(1 - \frac{h}{2a}\right) \frac{h}{a} \cot \alpha + \frac{\cot \beta}{2} + \frac{\pi}{6} \frac{a \cot^2 \beta}{b \sin(\beta + \varphi)} + \frac{h}{b} \left(1 - \frac{h}{a}\right) \cot \alpha \cot \beta}{[\cot(\beta + \varphi) + \cot(\alpha + \delta)] \tan(\alpha + \delta)} \quad (3.140)$$

$$N_c^x = \frac{(1 + \cot \beta) \cos(\beta + \varphi) + \frac{a}{b} \cot \beta \frac{\frac{\pi}{2} + \cot \beta}{\sin(\beta + \varphi)}}{\cot(\beta + \varphi) + \cot(\alpha + \delta)} \quad (3.141)$$

$$N_c^z = \frac{(1 + \cot \beta) \cos(\beta + \varphi) + \frac{a}{b} \cot \beta \frac{\frac{\pi}{2} + \cot \beta}{\sin(\beta + \varphi)}}{[\cot(\beta + \varphi) + \cot(\alpha + \delta)] \tan(\alpha + \delta)} \quad (3.142)$$

$$N_i^x = \frac{1 + \tan \beta \tan(\beta + \varphi) + \frac{a}{b} \cot \beta \left[ \frac{1}{\cos \beta} + \frac{\tan(\beta + \varphi)}{2} \right]}{(1 + \tan \beta \cot \alpha) [1 + \cos(\alpha + \delta) \tan(\beta + \varphi)]} \quad (3.143)$$

$$N_i^z = \frac{1 + \tan \beta \tan(\beta + \varphi) + \frac{a}{b} \cot \beta \left[ \frac{1}{\cos \beta} + \frac{\tan(\beta + \varphi)}{2} \right]}{\tan(\beta + \varphi) (1 + \tan \beta \cot \alpha) [1 + \cos(\alpha + \delta) \tan(\beta + \varphi)]} \quad (3.144)$$

Este important de notat că, în mod evident, între factorii de mai sus există următoarea corelație:

$$\frac{N_{\gamma}^x}{N_{\gamma}^z} = \frac{N_c^x}{N_c^z} = \frac{N_i^x}{N_i^z} = \tan(\alpha + \delta)$$

( 3.145)

Din relația ( 3.145) se poate observa că pentru un sol și un organ de lucru date, raportul are o valoare constantă.

În elaborarea modelului s-a utilizat metoda simplificată propusă inițial de Terzaghi, ulterior adaptată de McKyes (1985 [149]) în care brazda este delimitată de o suprafață de rupere plană. Din acest motiv se acceptă că unghiul de înclinare a planului de rupere  $\beta$  se determină considerându-se că ruperea are loc pe direcția rezistenței minime. Întrucât în modelul elaborat s-a considerat ca punct de plecare teoria presiunii pasive a solului, nu se minimizează rezistența totală, ci - așa cum arată McKyes -, doar componenta datorată greutateii solului  $N_{\gamma}$ . Implicit, valoarea de calcul a unghiului  $\beta$  se determină din condiția ca  $N_{\gamma}$  să aibă un minim local în intervalul acceptabil în mod rațional pentru valoarea unghiului. În situația în care factorul nu a fost determinat pentru rezistența totală ci doar pentru componentele ei, este destul să se minimizeze oricare dintre factorii  $N_{\gamma}^x$  sau  $N_{\gamma}^z$ , dat fiind că raportul lor este invariabil.

### 3.3.4 REZISTENȚA SUPORTULUI DĂLȚII

Din punct de vedere teoretic, suportul dălții se poate considera un cuțit ascuțit, vertical sau înclinat, foarte îngust, care taie solul. Acest tip de problemă a fost tratată exhaustiv de Kostrîțin (citată de Gill și VandenBerg, 1968 [80], Sitkei, 1967 [201] și McKyes, 1985 [149], Balaton, 1988 [22]), care a elaborat un model ce poate fi considerat bine fundamentat atât din punct de vedere teoretic cât și practic. Modelul este însă elaborat în primul rând pentru așa-zisele cuțite lungi ale plugurilor, ceea ce ridică anumite probleme în cazul studiat în prezenta lucrare.

Suportul dălții de afânare va tăia întotdeauna un sol care a fost deja afânat de dalta de afânare - cu condiția ca raportul adâncime de lucru / înălțime de ridicare ( $a/h$ ) să fi fost ales corect, respectiv starea solului să corespundă lucrării de afânare medie sau adâncă. Legat de această problemă există două păreri diferite. Unii autori, cum ar fi Nichols și Reeves (1958, citați de [80]), Tupper (1974, citat de [205] și [222]), Balaton (1988 [22], Williford et al (1974 citați de [205]) susțin că forma și unghiul de înclinare a suportului dălții poate influența semnificativ rezistența întregului organ de lucru. Un alt grup de cercetători, numeric mai restrâns, anume Negi et al. (1976) și McKyes (1977), (citați în [149]) susțin bazându-se pe determinări experimentale că, unghiul de înclinare sau forma cuțitului vertical nu poate influența semnificativ rezistența totală, dat fiind că reprezintă o pondere mică din aceasta. De altfel această din urmă părere este susținută întrucâtva și de determinările făcute de Balaton (1988 [22]), care susține că doar 10-15% din rezistența totală a unui organ de subsolier se datorează rezistenței suportului, și aceasta datorându-se frecărilor pe porțiunea laterală a acestuia.

Scopul prezentelor cercetări nu a fost să studieze această problemă, astfel că autorul nu dorește să încerce susținerea uneia sau alteia dintre cele două tabere, ci, cunoscând de îndeaproape rezultatele profesorului Balaton, va accepta și va utiliza rezultatele sale.

De altfel este extrem de greu să se facă până și determinări cu privire la valoarea absolută a acestei rezistențe, dat fiind că măsurători directe nu se pot face, întrucât cuțitul vertical fără dalta de afânare ajunge să lucreze sub adâncimea critică de tăiere, ceea ce modifică procesul atât cantitativ cât și calitativ.

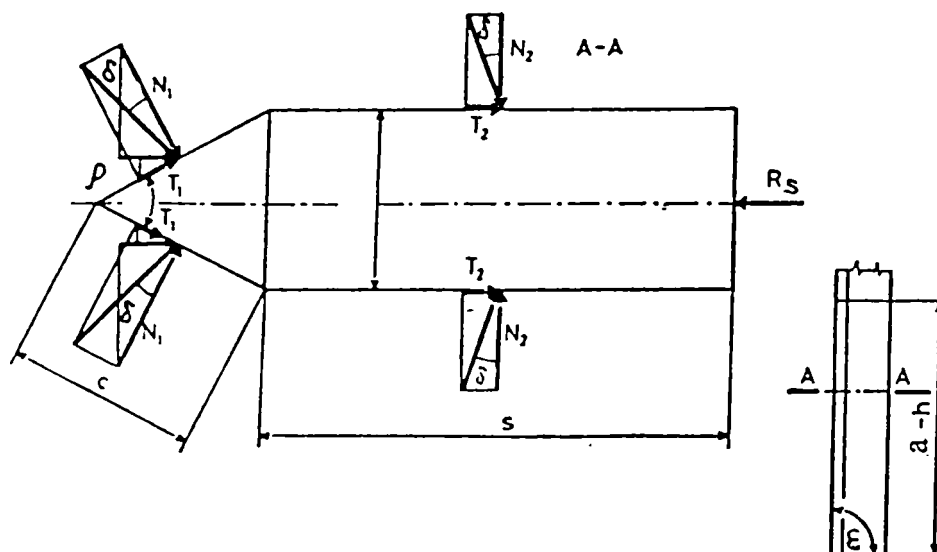


Fig. 3.24 Forțele care acționează asupra unui cuțit vertical îngust, având partea anterioară ascuțită

În aceste condiții, forțele ce acționează asupra suportului dălții sunt prezentate în Fig. 3.24. Ținând cont de notațiile din figură, rezistența solului la tăierea cu un cuțit vertical subțire se poate exprima după cum urmează [140]:

$$R_s = (a - h) \cdot \left[ k_1 b_s \left( 1 + \tan \delta \cot \frac{\rho}{2} \right) + 2k_2 \cdot s \cdot \tan \delta \right] \quad (3.146)$$

unde:

- $k_1$  este rezistența specifică a solului datorată deformării lui de către cuțit;
- $k_2$  - rezistența specifică datorită presiunii solului pe suprafața laterală a cuțitului.

### 3.3.5 REZISTENȚA TOTALĂ A ORGANULUI DE AFÂNARE CU DALTĂ

Ținând cont de cele prezentate până acum, se poate determina rezistența totală a organului de afânare montat pe un suport vertical, folosind relația (3.110). În acest caz, componenta orizontală, adică rezistența la tracțiune este:

$$R_x = F_d^x + R_s = b \cdot (\gamma g a^2 N_\gamma^x + c a N_c^x + \gamma v^2 a N_i^x) + (a - h) \left[ k_1 b_s \left( 1 + \tan \delta \cot \frac{\epsilon}{2} \right) + 2k_2 s \tan \delta \right] \quad (3.147)$$

unde

- $N_y^x$  se determină folosind relația ( 3.139);
- $N_c^x$  se calculează pe baza relației ( 3.141);
- $N_i^x$  are valoarea determinată cu relația ( 3.143).

În cazul în care suportul dălții este vertical (adică  $\varepsilon = 90^\circ$ ), rezistența suportului vertical neavând componentă verticală, valoarea componentei verticale a rezistenței totale este numeric egală cu componenta verticală a rezistenței dălții, astfel că:

$$R_z = F_d^z$$

( 3.148)

Modelul prezentat este unul care ține cont și de efectele dinamice care apar în timpul procesului, validarea modelului urmând să se facă prin comparație cu rezultatele unor determinări experimentale.

## 4. CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND STUDIUL FACTORILOR CARE INFLUENȚEAZĂ CONSUMURILE ENERGETICE ALE ORGANELOR DE AFÂNARE MEDIE A SOLULUI

### 4.1 GENERALITĂȚI

Validarea oricărui model teoretic se poate face, pe lângă verificarea corectitudinii și a acceptabilității presupuzițiilor pe care se bazează, prin determinări experimentale și prin compararea rezultatelor acestora cu valorile determinate prin calcul analitic. Pentru a verifica corectitudinea modelului teoretic elaborat, care a fost prezentat în capitolul anterior, s-au realizat determinări pe un model experimental de organ de lucru de afânare cu daltă, conceput de autor pentru acest scop.

În vederea realizării determinărilor experimentale, autorul a colaborat cu Catedra de Mașini Agricole (M.A.), Departamentul de Structura Mașinilor din Universitatea Tehnică din Budapesta (U.T.B.). Determinările au fost planificate de autor sub coordonarea conducătorului său de doctorat, Prof. univ. dr. ing. Constantin Ștefan, în colaborare cu Conf. univ. dr. Jenő Balaton. Realizarea acestei colaborări a fost posibilă datorită unei burse de cercetare de 10 luni, de care a beneficiat autorul, respectiv faptului că încercările au fost pregătite și realizate din fondurile alocate încercărilor realizate în aceeași perioadă cu cele ale dipl. ing. Sin Vaidia, doctorand cu frecvență la Catedra M.A. al U.T.B. Pentru realizarea măsurătorilor s-a utilizat rama dinamometrică construită la Catedra M.A. al U.T.B., varianta a 2-a, care a fost proiectată și construită la Catedră, calibrarea și testarea ei fiind realizată de autor cu ocazia determinărilor experimentale care vor fi descrise în cele ce urmează.

Teoretic, pentru cunoașterea exactă a sistemului de forțe ce acționează asupra unui organ de lucrat solul, este necesar și suficient să se cunoască torsorul rezultantei acestui sistem de forțe într-un punct oarecare, adică vectorul rezultantei tuturor forțelor care compun sistemul, respectiv vectorul momentului acestei forțe, existența căruia se datorează faptului că punctul ales nu se găsește în punctul de aplicație real al vectorului rezultantei (dacă punctul ales este chiar punctul de aplicație, atunci momentul va fi zero). Pentru a evita necesitatea determinării direcției acestor vectori, se pot determina trei componente de forțe ( $F_x$ ,  $F_y$  și  $F_z$ ), respectiv trei componente ale momentului din torsor ( $M_x$ ,  $M_y$  și  $M_z$ ), într-un punct ales adecvat, astfel având toate informațiile despre sistemul de forțe studiat.

Din punctul de vedere al tehnicii măsurării acestor forțe și momente, metodele utilizate în cele mai multe cazuri constau în măsurarea forțelor ce apar la punctele de legătură dintre mașina agricolă și sistemul de cuplare în trei puncte al tractorului. Teoretic, fiind câte trei componente în fiecare punct, ar fi în total nouă componente de măsurat. Se poate demonstra că doar șase din cele nouă componente sunt independente (Gill și VandenBerg, 1968 [80], Căproiu *et al.*, 1982 [54], Rus, 1987 [182]). Astfel, pentru determinarea indirectă a forțelor ce acționează asupra mașinilor agricole purtate, este necesar să se măsoare șase componente de forțe la punctele de cuplare ale mașinii agricole la tractor. Constructiv, cele mai multe dispozitive de măsurare sunt de tip ramă dinamometrică, cu măsurarea electro-tensometrică a forțelor.

În urma determinărilor experimentale efectuate (pentru calibrare și etalonare în laborator, respectiv măsurătorile propriu-zise în câmp), s-a realizat validarea modelului teoretic și s-a studiat modul în care anumiți parametri constructivi, respectiv de exploatare, influențează procesul realizat de un organ de afânare cu daltă. Procesul a fost analizat și prin prisma influenței cumulate a doi parametri, dintre care unul a fost adâncimea de lucru, iar celălalt a fost, pe rând viteza de lucru, unghiul de așezare sau lățimea dălții.

Determinarea forțelor de rezistență care acționează asupra mașinilor agricole mobile are o importanță deosebită, dat fiind caracterul puternic aleator al proceselor aferente. Pentru proiectarea cât mai exactă, cât și pentru exploatarea eficientă a mașinilor agricole de lucrat solul care lucrează în agregat cu tractoare, este necesar să se cunoască sistemul de forțe care acționează asupra elementelor ce compun sistemul mașină agricolă-tractor. Din punctul de vedere al proiectării, o importanță deosebit de mare au forțele ce acționează asupra organelor de lucru ale mașinii agricole de lucrat solul. Aceste forțe variază în timp atât ca mărime și direcție, cât și ca punct de aplicație.

În cazul mașinilor agricole tractate, măsurarea forțelor este relativ simplă, dat fiind că între sursa de energie (tractorul) și consumatorul de energie (mașina agricolă tractată) legătura se face printr-o bară de tracțiune, care permite o măsurare simplă a forțelor ce apar în această bară. Celelalte forțe care apar în proces au o importanță mai mică din punct de vedere energetic, dat fiind faptul că echilibrarea lor se face prin intermediul unor mecanisme și subsansambluri ale mașinii agricole.

Mașinile agricole purtate sunt legate la tractor prin sistemul de cuplare în trei puncte, ceea ce face ca în locul unei singure forțe să apară un sistem de forțe spațiale la care nu numai mărimea forțelor se modifică în timp dar și dispunerea lor spațială. De aceea, metodele simple de dinamometrare nu dau rezultate satisfăcătoare în acest caz.

În funcție de caracterul măsurătorilor se poate vorbi de determinări statice și determinări dinamice. Prin determinările statice se poate măsura una sau mai multe dintre forțele unui sistem aflat în echilibru. Prin măsurătorile dinamice se poate determina atât valoarea forței / forțelor la un moment dat, cât și variația în timp a acestora.

La încercarea mașinilor agricole, se utilizează toate tipurile de traductoare de măsurare de forțe. La măsurători statice se utilizează cu precădere aparate mecanice și / sau hidraulice, deși în ultima vreme chiar și în acest caz au căpătat o largă răspândire instalațiile electro-tensometrice. În cazul măsurătorilor dinamice se utilizează dinamografe care pot fi mecanice, hidraulice sau electro-tensometrice (Ștefan, 1966 [213]). Înregistrarea valorilor variabile ale forței / forțelor se face fie sub formă de semnal analogic pe bandă de hârtie, fie pe bandă magnetică, fie, mai nou, sub formă digitală. În acest ultim caz poate fi vorba fie de utilizarea unor memorii cu acces aleator *RAM* (Random Acces Memory), fie de înregistrarea direct în memoria unui calculator digital în timp real (înregistrare *on-line*) (Bánházi, 1980 [30], Balaton *et al.*, 1996 [26], Gönczi *et al.*, 1998 [95]).

În cazul măsurării dinamice a forțelor care apar pe organele de lucru ale mașinilor de lucrat solul purtate se utilizează instalații de măsurare spațială a forțelor care au fost dezvoltate într-un număr mare de tipuri constructive.

## 4.2 PRINCIPIUL DE FUNCȚIONARE A INSTALAȚIILOR DE MĂSURARE SPAȚIALĂ A FORȚELOR

Indiferent de construcția instalației sau a tipurilor de traductoare folosite, principiul lor de funcționare este comun. În continuare, se va lua în considerare cazul unor instalații având traductoare electro-tensometrice. Dacă asupra unui corp acționează o forță având atât valoarea cât și punctul de aplicație necunoscute, determinarea acestei forțe se poate reduce la măsurarea efectului torsorului acestei forțe în  $n$  puncte și direcții diferite. Torsorul care este determinat în acest fel, este compus din forța necunoscută  $\vec{F}$  acționând în punctul de aplicație  $B$  aleasă adecvat, și momentul  $\vec{M}$  care se datorează deplasării forței din punctul său de aplicație, necunoscut, în punctul  $B$ . În fiecare punct de măsurare vor lua naștere semnale electrice  $S_i$  a căror valoare este proporțională cu deformațiile cauzate de forțe (Fig. 4.1).

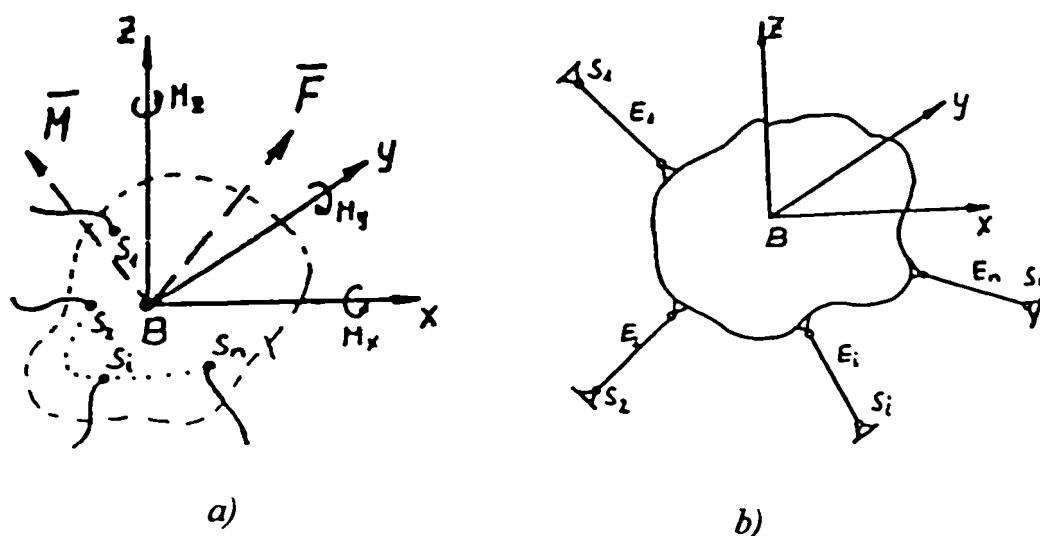


Fig. 4.1 Principiul de măsurare spațială a forțelor  
a.) măsurarea forțelor, b) transmiterea forțelor la traductoare.

Considerându-se că deformațiile cauzate de sistemul de forțe care au fost reduse la torsorul  $(\vec{F}, \vec{M})$  sunt deformații elastice (condiție necesară pentru a se putea folosi metode electro-tensometrice), între semnalele electrice și componentele torsorului se poate scrie următoarea relație sub formă matricială:

$$\begin{bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ \vdots \\ S_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & & a_{16} \\ a_{21} & a_{22} & & a_{26} \\ & & \cdot & \\ & & & \\ a_{n1} & a_{n2} & & a_{n6} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix}$$

(4.1)

Pentru a se cunoaște sistemul de forțe este suficient să se cunoască torsorul, care poate fi descompus în trei componente de forțe ( $F_x, F_y$  și  $F_z$ ) respectiv trei componente de momente ( $M_x,$

$M_y$  și  $M_z$ ) după cele trei axe ale unui sistem de coordonate cartezian ales adecvat. Din acest motiv, este evident că sunt necesare cel puțin șase traductoare. Sistemul de ecuații liniare care sunt descrise sub formă matricială în relația (4.1) are ca principal element matricea coeficienților sistemului de ecuații: dacă se cunosc elementele acesteia, sistemul de ecuații poate fi rezolvat cu ușurință (Fock *et al.*, 1980 [74], Garner *et al.*, 1988 [78], Orlandea *et al.*, 1983 [159], Perumpral *et al.*, 1980 [170], Uphadyaya *et al.*, 1985 [224]).

Pentru definirea univocă a elementelor matricei coeficienților este necesar să se realizeze o construcție adecvată a sistemului de măsurare, astfel încât forțele care acționează în cele  $n$  puncte să poată fi măsurate cu precizie. În acest scop, punctele respective se vor lega de elemente exterioare sistemului prin barele articulate la ambele capete  $E_i$ , în acest fel în fiecare punct va acționa numai câte o singură forță, având direcția univoc definită, fiind paralelă cu bara de legătură (Fig. 4.1 b). Astfel, printr-o construcție adecvată, se poate ajunge la situația în care pe cele  $n$  traductoare se măsoară semnalele  $S_i$  dar, în mod implicit, se cunosc și direcția respectiv sensul vectorilor forță. Barele de legătură fiind articulate la ambele capete, nu pot să transmită decât forțe axiale, și în acest fel rezultă o structură de principiu pe baza căreia se poate construi o instalație sau dispozitiv de măsurare adecvat cerințelor impuse de o anumită problemă.

În ceea ce privește condițiile de echilibru ale unui dispozitiv de măsurare de acest fel, ele vor fi prezentate în paragraful în care va fi prezentată rama dinamometrică utilizată la determinările experimentale (vezi paragraful 4.3.1.2).

### 4.3 INSTALAȚIA DE MĂSURARE UTILIZATĂ LA EXPERIMENTĂRI

Instalația de măsurare care a fost utilizată la încercările experimentale descrise în prezenta lucrare a fost concepută, proiectată și construită la Catedra de Mașini Agricole a Departamentului de Structura Mașinilor din Universitatea Tehnică din Budapesta. Instalația are în componență trei mari părți principale:

1. rama dinamometrică;
2. placa de achiziție de date și
3. sistemul de achiziție și prelucrare a datelor.

La rândul lui, acest ultim sistem are două componente, anume:

- a) calculatorul personal portabil sau, după caz, staționar și
- b) programul de achiziție și prelucrare a datelor.

#### 4.3.1 RAMA DINAMOMETRICĂ

##### 4.3.1.1 Descrierea și principalele caracteristici ale ramei dinamometrice

La Catedra de Mașini Agricole din Universitatea Tehnică din Budapesta s-a construit o ramă dinamometrică de concepție proprie (Balaton *et al.* 1989 [23]). Varianta de generația a doua, îmbunătățită, a aceleiași rame a fost concepută și construită la aceeași catedră, folosind experiența acumulată cu ocazia utilizării primei variante. Etalonarea și calibrarea acestei rame a fost realizată de autorul prezentei lucrări, în colaborare cu doctorandul Sin Vaidia din



Cambodgia. Aceeași ramă dinamometrică a fost folosită și la realizarea determinărilor energetice, care au constituit, printre altele, subiectul prezentei lucrări. În Fig. 4.2 este prezentată rama dinamometrică montată pe barele de tracțiune ale unui tractor.

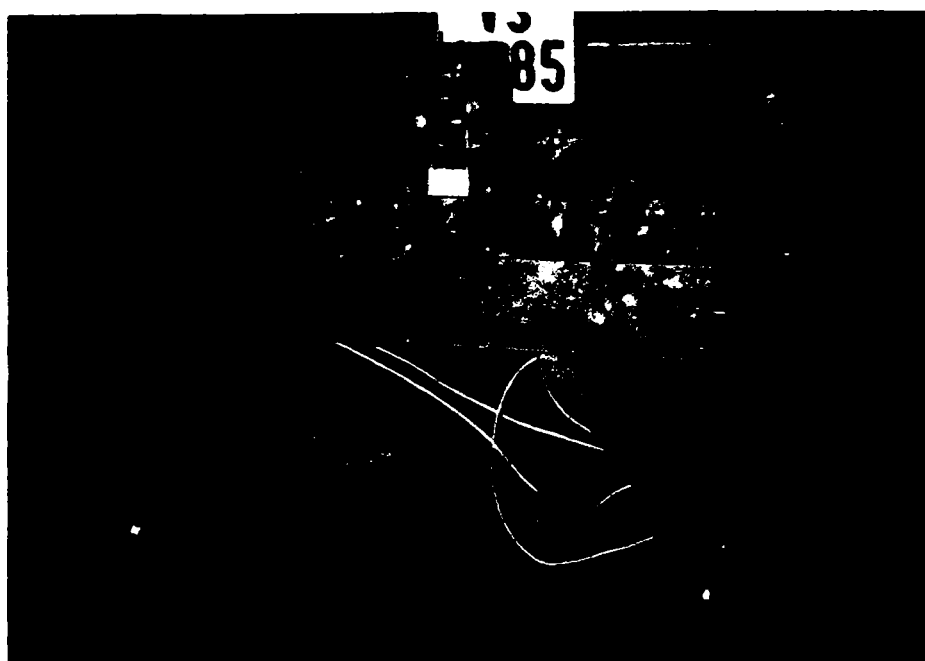


Fig. 4.2 Rama dinamometrică pentru mașini agricole purtate

Rama a fost concepută astfel încât este formată din două jumătăți în formă de U întors, legate între ele prin traductoare de forță și bare de legătură articulate la ambele capete. În principiu, această ramă funcționează ca un subansamblu intermediar între tractor și mașina agricolă. Rama se cuplează la articulațiile sferice ale celor trei bare de tracțiune ale tractorului, iar mașina agricolă se leagă la cele trei articulații sferice ale ramei dinamometrice. Schema de principiu a ramei este prezentată în Fig. 4.3.

Acest cadru face legătura între tractor și mașina agricolă, astfel încât forțele se transmit prin rama dinamometrică. Semi-cadrul  $SC'$  se cuplează la tractor, la cele trei bare de tracțiune în punctele 1', 2' și 3'. La celălalt semi-cadru,  $SC$ , se cuplează mașina agricolă purtată. Barele de legătură articulate au rolul să asigure cerința ca pe cele șase traductoare de forță ( $TX_1$ ,  $TX_2$ ,  $TX_3$ ,  $TZ_1$ ,  $TZ_2$  și  $TY_2$ ) să se transmită doar componente de forță pe direcțiile pe care se dorește să se efectueze măsurători. Barele de legătură leagă semi-cadrul  $SC$  de capetele traductoarelor de forță, care la celălalt capăt al lor sunt încastrate în semi-cadrul  $SC'$ .

Cele două jumătăți de ramă sunt astfel construite încât distanțele dintre punctele de prindere la tractor respectiv pentru mașina agricolă au distanțele între ele reglabile, atât pe orizontală cât și pe verticală. Reglajul se face separat, cu scopul de a permite realizarea detensionării sistemului format din barele de legătură și traductoare. După orice modificare a distanțelor între aceste puncte, după reglaj se verifică detensionarea sistemului prin verificarea manuală a fiecărei bare de legătură, care trebuie să se miște liber, ușor pe cele două articulații sferice de la capăt.

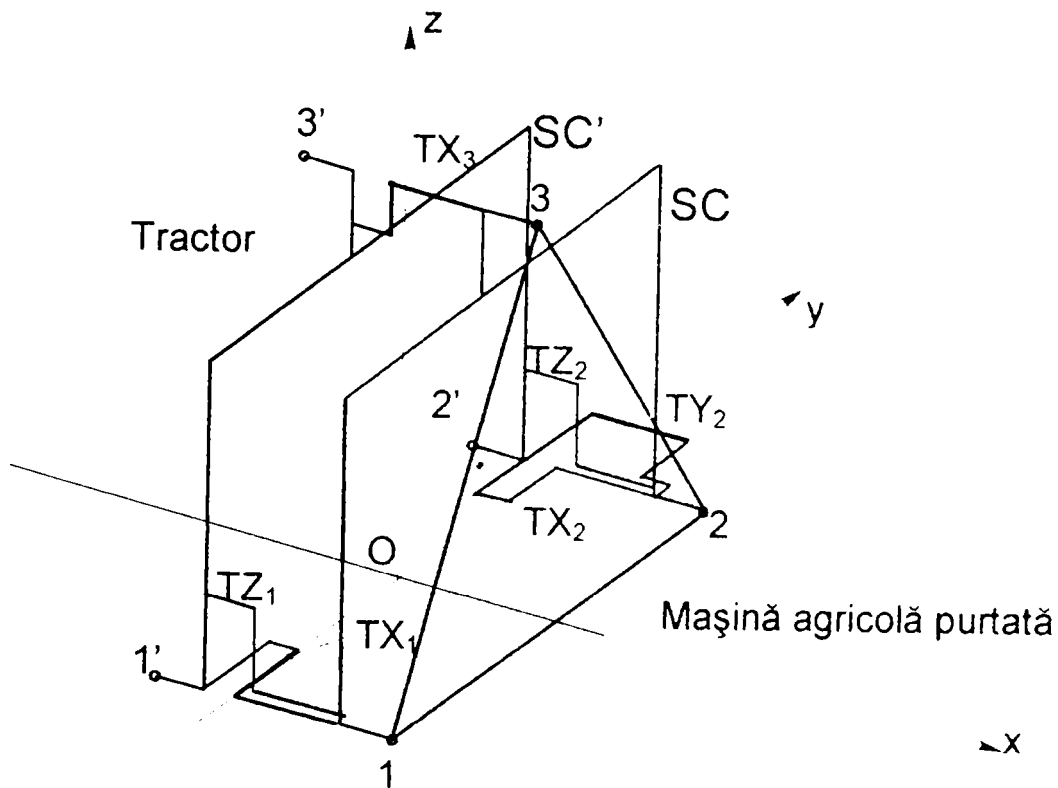


Fig. 4.3 Schema de principiu a ramei dinamometrice

Dispunerea barelor de legătură cât și a traductoarelor pentru punctele de măsurare inferioare sunt prezentate în Fig. 4.4.

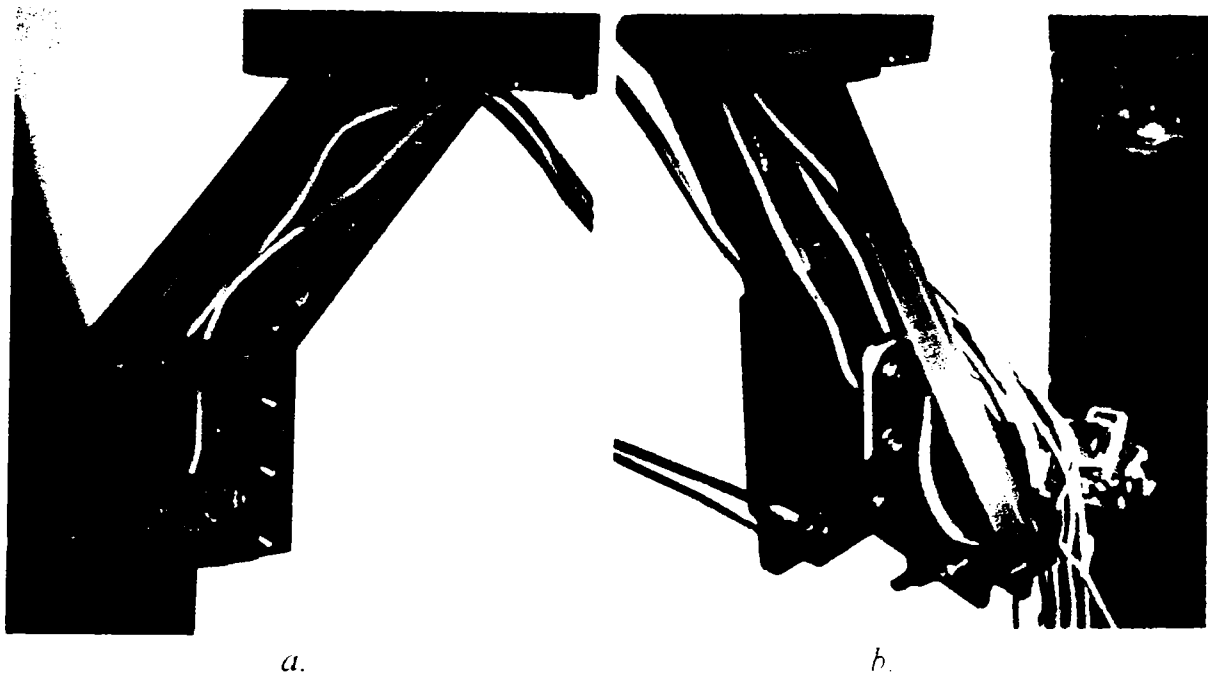


Fig. 4.4 Dispunerea traductoarelor de măsurare și a barelor de legătură în punctele de măsurare inferioare dreapta (b), respectiv stânga (a)

Traductoarele de forță sunt de tip bară încastată supusă la încovoiere, având secțiunea dreptunghiulară și sunt dispuse cu grosimea mai mică a secțiunii pe direcția forței care se va măsura (Fig. 4.5). În Fig.4.5 a este prezentată schema după care s-au executat traductoarele

$TX_1$  și  $TX_2$ , în Fig. 4.5 b traductorul  $TX_3$ , în Fig. 4.5 c traductorul  $TY_2$ , iar în Fig. 4.5 d. schema după care s-au executat traductoarele  $TZ_1$  și  $TZ_2$

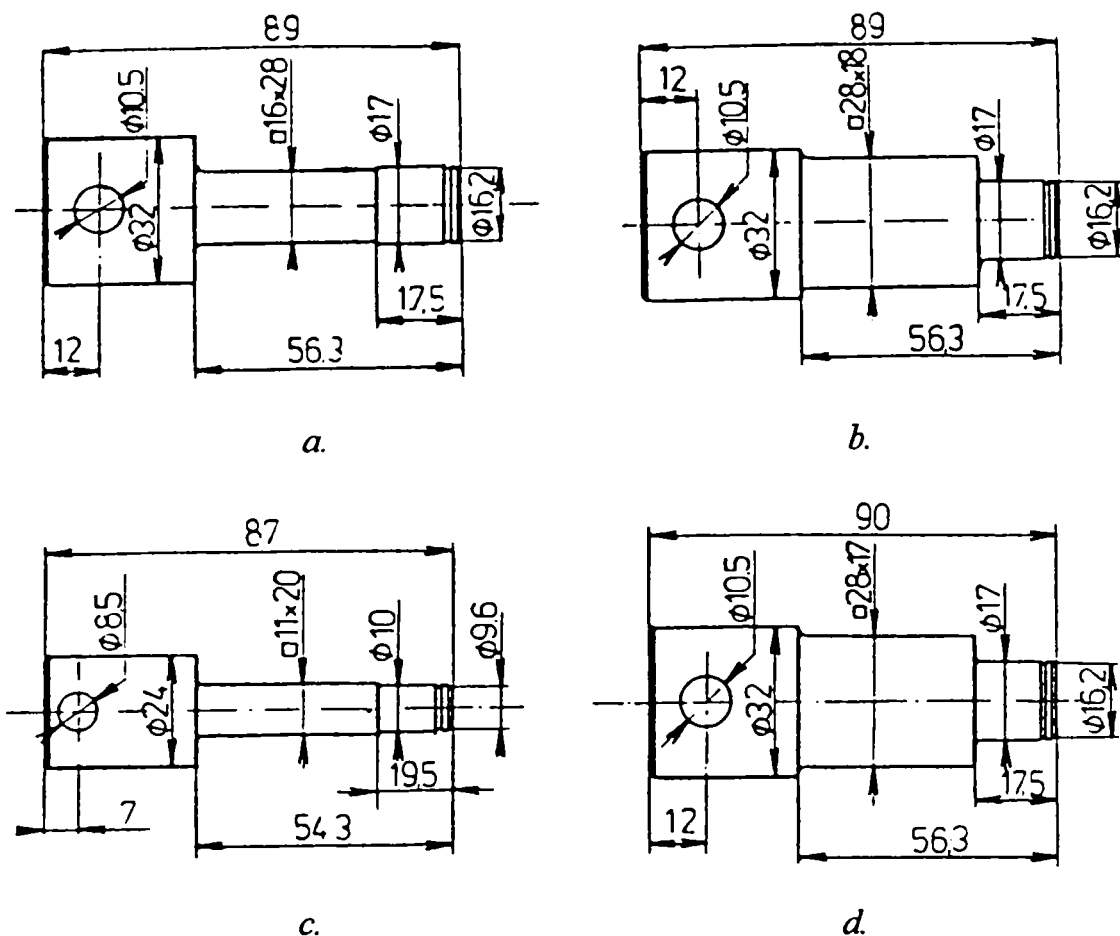


Fig. 4.5 Barele traductoarelor de forță

Elementele de măsurare tensometrică se montează două câte două pe laturi opuse ale traductoarelor, fiind legate în punte Wheatstone. Modul de dispunere a timbrelor tensometrică pe bare este prezentat în Fig. 4.6, iar modul în care se realizează punțile Wheatstone, în Fig. 4.7.

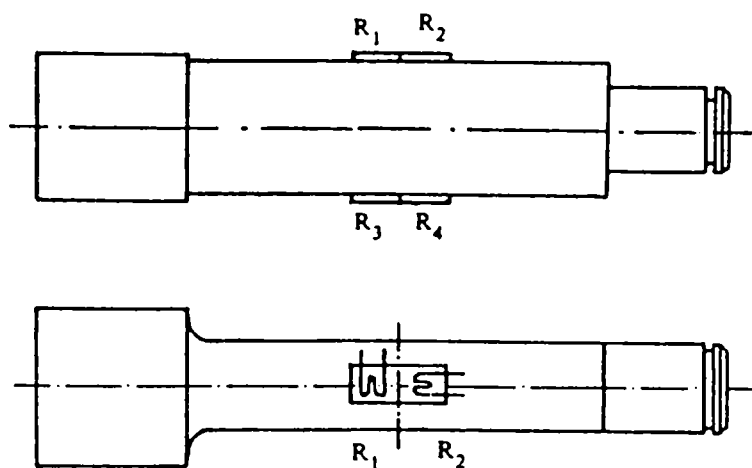


Fig. 4.6 Dispunerea elementelor de măsurare tensometrică pe barele traductoarelor

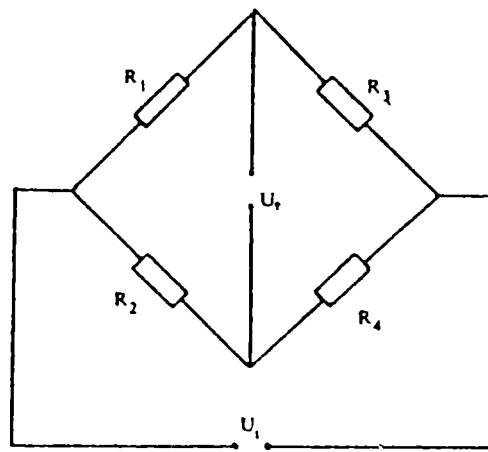


Fig. 4.7 Schema electrică de legare a elementelor de măsurare tensometrică în punte Wheatstone

Transmiterea forțelor pe traductoare se face prin intermediul așa-ziselor bare de cuplare, care sunt executate din tablă de oțel înalt aliat și au la ambele capete câte o articulație sferică. Forțele vor produce deformații ale traductoarelor, ceea ce va duce la modificarea rezistenței electrice a elementelor tensometrică. Pentru ca măsurătorile să se poată realiza în condiții bune, este nevoie ca:

1. deformațiile barelor traductoare de forță să rămână strict în intervalul deformațiilor elastice;
2. să se elimine efectele termice și sistemul să fie suficient de sensibil.

Pentru a satisface prima cerință, la dimensionarea de rezistență a barelor, trebuie să se cunoască intervalul de forțe în care se va măsura cu traductorul respectiv. În vederea satisfacerii celei de-a doua condiții, este necesar ca elementele de măsurare să fie legate în punte Wheatstone (Mocanu *et al.*, 1966 [153], Bánházi, 1980 [30]). Alimentarea punților de măsurare se face de la o sursă de curent continuu la tensiunea de 12V. Semnalul primit de la punțile Wheatstone este amplificat de un amplificator de semnal analogic, realizat în laboratorul Catedrei M.A. al U.T.B.

La măsurători, rama dinamometrică se utilizează în cadrul unei instalații de măsurare care, în varianta utilizată la calibrarea instalației, este prezentată în Fig. 4.8. Din această schemă de principiu se observă că se măsoară pe șapte canale, dintre care șase sunt pentru măsurarea celor șase componente de forțe care apar pe cele șase traductoare ale ramei ( $X_1$ ,  $X_2$ ,  $X_3$ ,  $Y_2$ ,  $Z_1$ , respectiv  $Z_2$ ), iar al șaptelea este pentru un dinamometru de calibrare. Semnalele venite de la traductoare sunt amplificate de un amplificator de măsurare, de la care semnalele ajung la placa de achiziție de tip *Metrabyte DASH-8*. Semnalele analogice prelucrate de placa de date *DASH-8* sunt trimise sub formă de semnale digitale la un computer (în cazul măsurătorilor de laborator la unul stabil având microprocesor Intel 80286 cu 1MB RAM, iar în cazul măsurătorilor în câmp, la unul portabil cu microprocesor Intel 80486 cu 2MB RAM).

În ceea ce privește rama dinamometrică, distanțele între punctele de prindere la tractor, respectiv pentru cuplarea mașinii agricole, pot fi reglate fără trepte între limitele standard. Rama

poate fi folosită la măsurarea forțelor care apar în procesele realizate cu mașini agricole mobile pentru tractoare având forța de tracțiune nominală maximă de 15 kN.

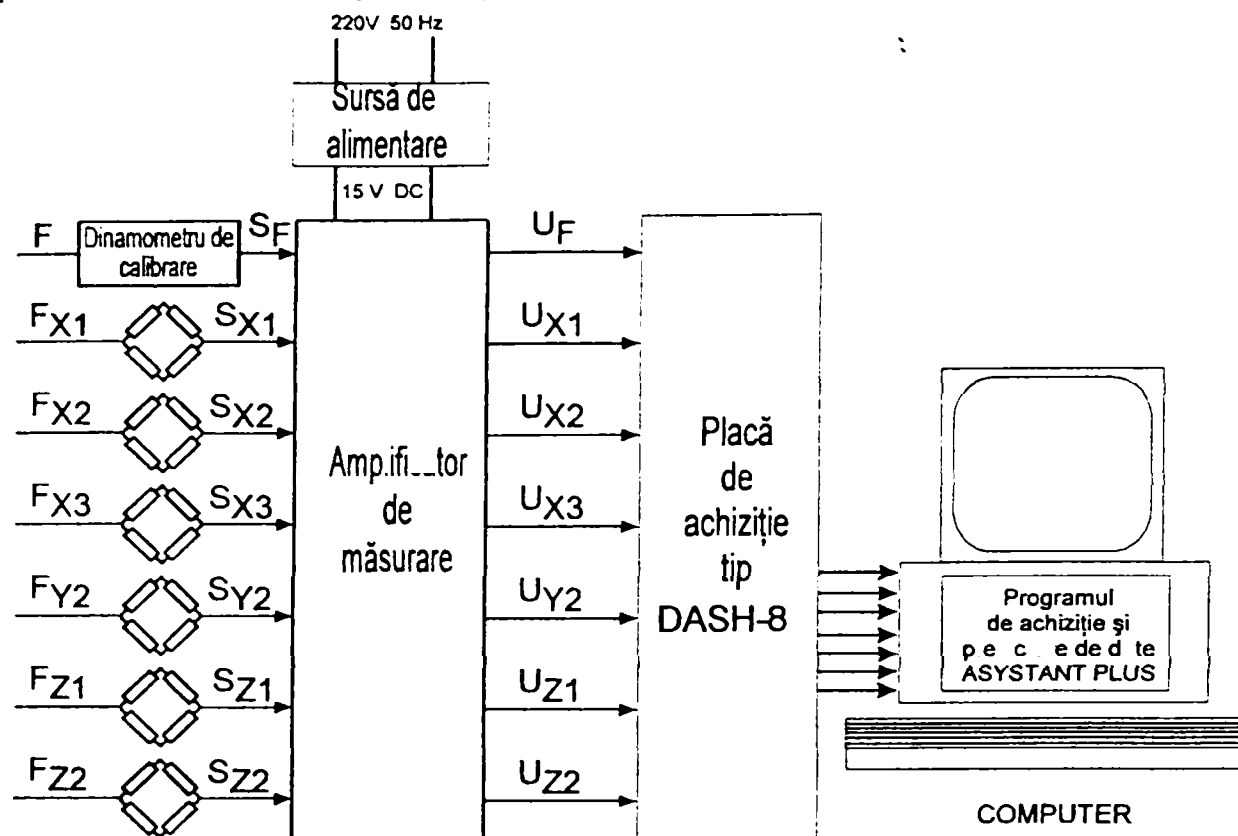


Fig. 4.8 Schema bloc a instalației de măsurare aferente ramei dinamometrice

Principalele caracteristici tehnice ale ramei dinamometrice sunt următoarele:

Dimensiunile principale de gabarit și de montaj:

- |   |         |
|---|---------|
| • lungimea  | 261 mm  |
| • lățimea   | 1040 mm |
| • înălțimea   | 717 mm  |
| • distanța nominală dintre articulațiile inferioare   | 870 mm  |
| ◇ domeniul de reglare   | 250 mm  |
| • distanța dintre axa articulațiilor inferioare și cea superioară   | 610 mm  |
| ◇ domeniul de reglare   | 100 mm  |
| • distanța dintre planul articulațiilor barelor de tracțiune ale tractorului și planul articulațiilor ramei pe care se montează mașina agricolă | 186 mm  |

Intervalele de măsurare:

- |   |      |
|---|------|
| • pe direcția mișcării agregatului $Ox$ , pe cele trei traductoare $X_1$ , $X_2$ și $X_3$ | 8 kN |
| • pe direcția $Oy$ (orizontal - transversală) pe traductorul $Y_2$                        | 3 kN |
| • pe direcția $Oz$ (verticală) pe traductoarele $Z_1$ și $Z_2$                            | 8 kN |

Masa maximă care poate fi cuplată:

- |   |         |
|---|---------|
| • în planul punctelor de cuplare inferioare                     | 1600 kg |
| • la 500 mm în spatele planului punctelor de cuplare inferioare | 800 kg  |

Masa netă a ramei în stare de funcționare:

70 kg

### 4.3.1.2 Condițiile de echilibru ale ramei dinamometrice

Pentru scrierea condițiilor de echilibru ale ramei dinamometrice, se va lua în considerare situația în care, pe fiecare dintre cele trei puncte de cuplare ale unei mașini agricole acționează forțe care corespund rezistențelor elementare ale solului. Dat fiind că nu se cunosc direcțiile după care acționează aceste forțe, ar trebui să se considere că în fiecare punct acționează câte trei componente. În conformitate cu mecanica mediilor continue rigide sau elastice, în cazuri de acest tip, dintre cele nouă componente doar șase sunt independente (Sitkei, 1967 [201], Gill și VandenBerg, 1968 [80], Orlandea *et al.*, 1983 [159], Garner *et al.*, 1988 [78], Balaton, 1994 [25]).

În Fig. 4.9 este reprezentată schéma ramei dinamometrice încărcate cu șase forțe exterioare, dispuse astfel încât să rezulte un sistem de ecuații cât mai simplu. Alegerea forțelor în acest fel nu reduce gradul de generalitate a problemei pentru care se scriu condițiile de echilibru. În aceste condiții, sistemul de ecuații de echilibru se pot determina în felul următor:

- echilibrul de forțe după axa  $Ox$ :

$$\left(\sum F_x\right); F_{X1} + F_{X2} - F_{X3} + X_3 - X_1 - X_2 = 0 \quad (4.2)$$

- echilibrul de forțe după axa  $Oy$ :

$$\left(\sum F_y\right); F_{Y2} - Y_2 = 0 \quad (4.3)$$

- echilibrul de forțe după axa  $Oz$ :

$$\left(\sum F_z\right); F_{Z1} + F_{Z2} - Z_1 - Z_2 = 0 \quad (4.4)$$

- echilibrul de momente după axa  $Ox$ , față de originea sistemului de axe  $O$ :

$$\left(\sum M_x\right); (F_{Z1} - F_{Z2} + Z_2 - Z_1) \cdot \frac{b}{2} = 0 \quad (4.5)$$

- echilibrul de momente după axa  $Oy$ , față de originea sistemului de axe  $O$ :

$$\left(\sum M_y\right); (F_{Z1} + F_{Z2}) \cdot c - (F_{X3} - X_3) \cdot a = 0 \quad (4.6)$$

- echilibrul de momente după axa  $Oz$ , față de originea sistemului de axe  $O$ :

$$\left(\sum M_z\right); (F_{X1} - F_{X2} + X_2 - X_1) \cdot \frac{b}{2} - F_{Y2} \cdot c + Y_2 \cdot d = 0 \quad (4.7)$$

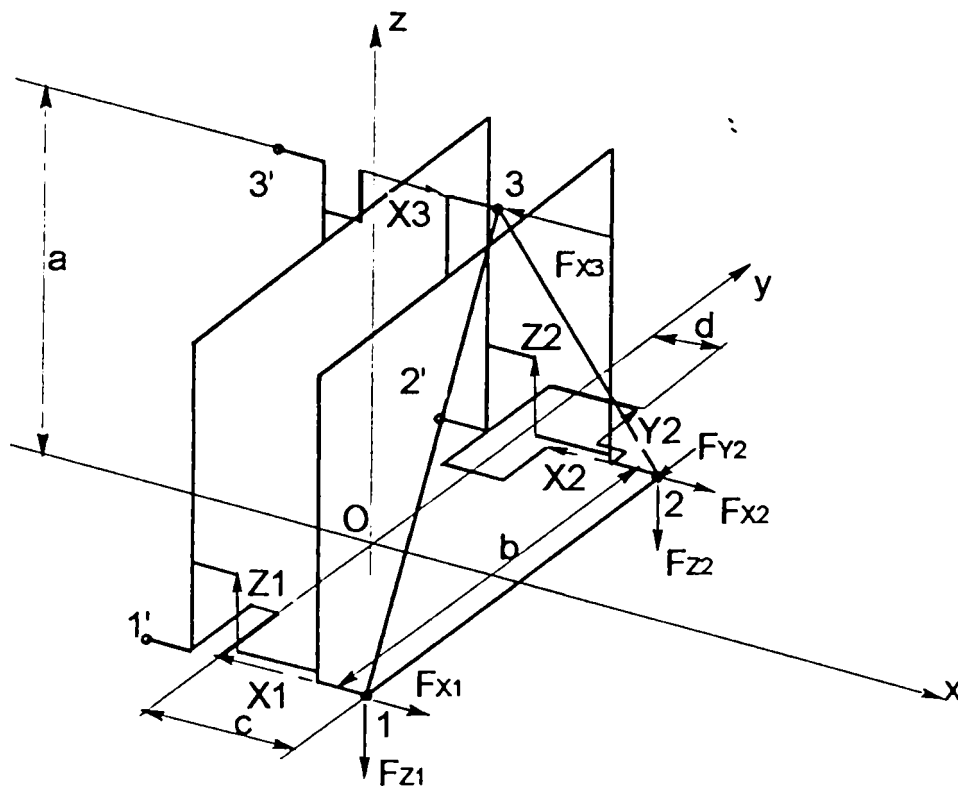


Fig. 4.9 Schema ramei dinamometrice încărcată cu forțe exterioare pentru scrierea condițiilor de echilibru

Rezolvând sistemul de ecuații format din relațiile ( 4.2) la ( 4.7), rezultă relațiile care descriu condițiile de echilibru ale ramei, care sunt următoarele:

$$F_{X1} = X_1 + Y_2 \cdot \frac{c-d}{b} + (Z_1 + Z_2) \cdot \frac{c}{2a} \quad (4.8)$$

$$F_{X2} = X_2 - Y_2 \cdot \frac{c-d}{b} + (Z_1 + Z_2) \cdot \frac{c}{2a} \quad (4.9)$$

$$F_{X3} = X_3 + (Z_1 + Z_2) \cdot \frac{c}{a} \quad (4.10)$$

$$F_{Y2} = Y_2 \quad (4.11)$$

$$F_{Z1} = Z_1 \quad (4.12)$$

$$F_{Z2} = Z_2 \quad (4.13)$$

unde:

- $F_{X1}$ ,  $F_{X2}$ ,  $F_{X3}$ ,  $F_{Y2}$ ,  $F_{Z1}$  și  $F_{Z2}$ , sunt forțele exterioare care acționează asupra ramei;

- $X_1, X_2, X_3, Y_2, Z_1$ , respectiv  $Z_2$ , sunt forțele măsurate pe cele șase traductoare

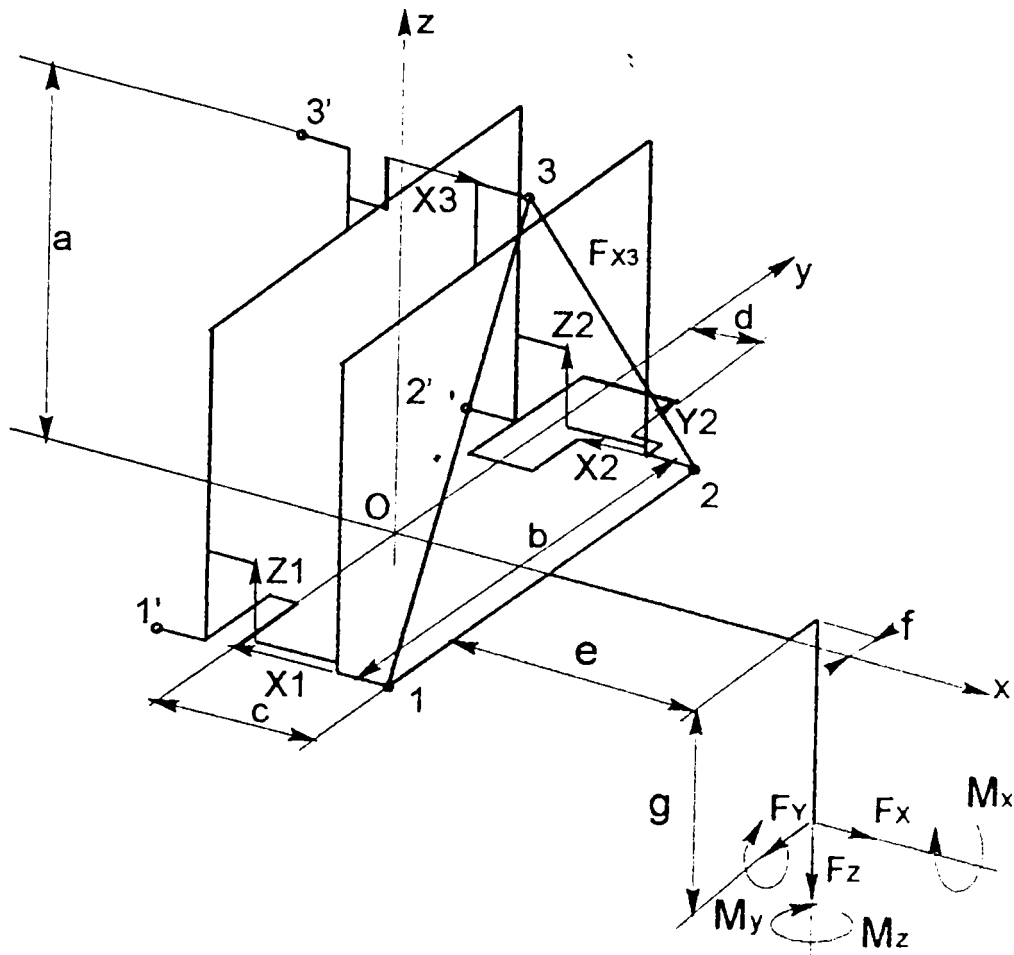


Fig. 4.10 Schema unui organ de lucru asimetric montat pe rama dinamometrică și a sistemului aferent de forțe

Astfel, folosind relațiile ( 4.8) până la ( 4.13), se pot determina forțele necunoscute care acționează asupra punctelor de cuplare ale ramei, în funcție de valorile forțelor care apar pe traductoare. Această posibilitate este utilă pentru calculele de rezistență ale elementelor cadrului unei mașini, ceea ce nu constituie obiectul prezentei lucrări.

O altă posibilitate de utilizare a ramei dinamometrice este varianta în care, cunoscându-se forțele care apar pe traductoare, să se poată determina elementele torsorului care acționează asupra unui organ de lucru pentru lucrat solul.

În Fig. 4.10 se prezintă rama dinamometrică la care s-a cuplat, prin intermediul unui cadru, un organ de lucrat solul asimetric (tip trupiță).

Pentru studiul fenomenelor ce au loc la prelucrarea solului, se consideră că, în locul forțelor elementare, asupra organului de lucru acționează rezultanta acestora, aceasta din urmă fiind descompusă după cele trei direcții ale sistemului de coordonate. Dat fiind că, pe lângă modulul și direcția vectorului forță rezultantă, nu se cunoaște nici punctul de aplicație al acesteia, pentru a cunoaște sistemul de forțe, trebuie să determinăm torsorul rezultantei, care este compus din trei componente de forțe ( $F_x, F_y$  și  $F_z$ ), respectiv trei componente de momente ( $M_x, M_y$  respectiv  $M_z$ ), așa cum se vede în Fig. 4.10.

Ținând cont de notațiile din Fig. 4.10, se pot scrie ecuațiile de echilibru ale sistemului de forțe și momente, considerând sistemul în stare de echilibru. Din acest sistem de ecuații, se pot



determina cele șase componente ale torsorului în funcție de forțele măsurate cu cele șase traductoare ale ramei dinamometrice.

Din condiția de echilibru a forțelor pe direcția axei  $Ox$ :

$$F_x = X_1 + X_2 - X_3 \quad (4.14)$$

Din condiția de echilibru a forțelor pe direcția axei  $Oy$ :

$$F_y = Y_2 \quad (4.15)$$

Din condiția de echilibru a forțelor pe direcția axei  $Oz$ :

$$F_z = Z_1 + Z_2 \quad (4.16)$$

Din condiția de echilibru a momentelor după axa  $Ox$ :

$$M_x = (Z_1 + Z_2) \cdot f + Y_2 \cdot g + (Z_1 - Z_2) \cdot \frac{b}{2} \quad (4.17)$$

Din condiția de echilibru a momentelor după axa  $Oy$ :

$$M_y = (X_1 + X_2 - X_3) \cdot g - X_3 \cdot a - (Z_1 + Z_2) \cdot (e + c) \quad (4.18)$$

Din condiția de echilibru a momentelor după axa  $Oz$ :

$$M_z = (X_1 + X_2 - X_3) \cdot f + Y_2 \cdot (e + c - d) + (X_1 - X_2) \cdot \frac{b}{2} \quad (4.19)$$

Cu ajutorul relațiilor ( 4.14) la ( 4.19), cunoscând valorile forțelor care apar pe cele șase traductoare de forțe ale ramei, se pot determina componentele rezistenței solului, respectiv, din valorile momentelor - care în mod evident nu pot să apară decât cauzate de faptul că punctul de aplicație a rezultantei rezistenței solului nu se află în punctul pe care analistul îl ia în considerare - se poate determina punctul real de aplicație a rezultantei rezistențelor elementare ale solului.

În mod evident, toate relațiile teoretice care se bazează pe condiții de echilibru, sunt valabile cu condiția ca:

- punctele de aplicație ale tuturor forțelor ce apar pe traductoarele de forțe să se găsească în punctele luate în considerare în ecuațiile de echilibru;
- direcțiile în care acționează aceste forțe, care încarcă traductoarele, să fie paralele cu axele sistemului de coordonate.

Ambele cerințe sunt strâns legate de precizia construcției ramei dinamometrice și de rigiditatea cadrului ramei. În mod evident, cerințele de mai sus nu pot fi satisfăcute întru totul, deoarece ar necesita precizie de prelucrare perfectă, respectiv un cadru având rigiditate infinit mare. Erorile care apar din această cauză pot fi însă eliminate, cel puțin în bună parte. Problemele care privesc erorile de măsurare, precum și metodologiile prin care acestea pot fi eliminate, se

vor prezenta în paragraful care se ocupă de etalonarea și calibrarea sistemului de măsurare (vezi paragraful 4.5.1.3).

#### 4.3.2 PLACA DE ACHIZIȚIE DE DATE

Posibilitatea utilizării pe scară largă a computerelor personale (în continuare *PC*) a dus la utilizarea lor și în domeniul achizițiilor de date. Așa-numite plăci de achiziții de date sunt în oferta comercială a tot mai multor producători de *hard-ware* informatic. Aceste plăci de extensie permit ca *PC*-ul să poată fi utilizat ca un sistem digital de achiziții de date. Acest lucru este posibil prin faptul că placa de achiziții, care este un element *hard-ware*, dar și un program (*software*) de utilizare a acesteia, poate realiza prelevarea sistematică a unor date analogice dintr-un șir de măsurare continuu și conversia valorilor analogice prelevate în valori digitale.

Placa de achiziții folosită în experimentele descrise în prezenta lucrare este de tip *DASH-8*, fabricată de firma *MetraByte* din SUA. Placa de extensie folosește un convertor analog-digital (A/D) pe 12 biți, cu aproximări succesive, având un timp de conversie de 25  $\mu$ s (Anonim, 1988 [7]). După conversie datele pot fi transferate la *PC* în trei moduri:

- într-o variabilă simplă sau o variabilă de tip șir (vector), folosind fie programul propriu al plăcii de achiziție, fie un program de achiziție de date care poate colabora conversațional cu placa;
- în memoria RAM, folosind un transfer prin microprocesorul *PC*-lui, utilizând întreruperi de înaltă prioritate;
- în memoria RAM, folosind accesarea directă a memoriei (Direct Memory Access *DMA*).

În funcție de tipul transferului folosit, rata de prelevare este diferită. Pentru primul caz, frecvența de prelevare maximă este de circa 200 Hz (poate varia în funcție de posibilitățile programului folosit), în al doilea, maxim 3 kHz, iar în al treilea, 25 kHz pentru cazul măsurării pe mai multe canale, respectiv 35 kHz pentru un singur canal (Anonim, 1988 [7]). Din motive legate de tehnica aplicată în determinările realizate în câmp, s-a ales prima variantă de transfer de date, folosind programul de achiziție și prelucrare de date *ASYSTANT PLUS* ver. 1.10.

În ceea ce privește rata de prelevare, la etalonarea sistemului s-a utilizat o rată redusă, de 10 Hz, dat fiind că procesul avea un caracter ciclic cu frecvența de ordinul a 0,2 -1 Hz. Așa cum arată mai mulți autori (Borsa, 1991 [48], Licsko și Harrison, 1988 [145]), pentru a nu vicia prin prelevare caracterul spectrului forțelor, frecvența de prelevare trebuie să fie de cel puțin 10 ori mai mare decât frecvența naturală de variație a variabilei măsurate. În cazul determinărilor din câmp, frecvența de prelevare a fost de 75 Hz, aceasta fiind valoarea maximă permisă de programul de achiziție. Această valoare poate fi totuși considerată ușor prea mică pentru măsurători făcute la viteze mari, știut fiind că frecvența cu care are loc ruperea solului de-a lungul planurilor de forfecare este, în intervalul de viteze la care s-a lucrat, în jur de 20 Hz (Jenkins și Watts citați de Licsko și Harrison, 1988 [145]). Din păcate posibilitățile tehnice avute la dispoziție nu au permis să se măsoare cu o rată mai înaltă de 75 Hz.

Placa de achiziție *DASH-8* are 8 canale analogice de intrare, și este legată la *PC* prin intermediul unei cuple standard cu 37 pini. Are un microprocesor propriu de tip *INTEL 8254*, dar poate utiliza și posibilitățile microprocesorului *PC*-lui la care este legată.

### 4.3.3 PROGRAMUL DE ACHIZIȚIE ȘI PRELUCRARE DE DATE

În cazul utilizării *PC* la achiziția de date, este nevoie să existe o interfață între valorile digitale care ajung în memoria calculatorului, care sunt parametrii virtuali, respectiv parametrii reali, fizici, pe care aceștia îi reprezintă. Parametrii reali sunt semnalele electrice care sunt create de traductoarele utilizate atunci când asupra lor acționează un efect extern.

Scopul achiziționării datelor experimentale asistate de calculator este ca, din variabilele analogice măsurate, care au un caracter continuu, să creeze o mulțime discretă de valori digitale, care să corespundă cât mai fidel derulării procesului real. Deci, pe lângă precizia cu care determină traductoarele parametrul măsurat, de importanță la fel de mare este și modul în care din acest șir continuu de valori analogice sunt prelevate valori discrete.

Calitatea unui convertor *A/D* este caracterizată de rezoluția sa, care depinde de numărul de biți prin care convertorul transformă o diferență de o valoare dată în șirul de valori analogice. Placa de achiziții *DASH-8*, care a fost utilizată, are rezoluția de 12 biți, care este o rezoluție bună, iar *ASYSTANT PLUS* ver.1.10, programul de achiziții de date folosit, permite utilizarea rezoluției maxime pentru conversia *A/D*. În plus, placa de achiziții și programul de achiziții au un multiplexer, care permite achiziționarea și conversia simultană a datelor de la mai multe canale analogice, până la 8, acesta fiind numărul maxim de canale analogice cu care poate lucra placa de achiziții *DASH-8*.

În sistemul de măsurare utilizat la determinările prezentate în prezenta lucrare, semnalele analogice sunt achiziționate, convertite și transmise printr-un subsistem format din placa de achiziție și programul *ASYSTANT PLUS* ver.1.10. Programul de achiziții este produsul firmei americane *ASYST Software*. Programul permite programarea plăcii de date și transmiterea datelor digitale în fișiere de format specific (Anonim, 1988 [8]). Același program permite și prelucrarea datelor, între posibilitățile lui, cele mai importante pentru scopurile urmărite prin prezenta lucrare fiind:

- conversia fișierelor din formatul specific în formate standard (de exemplu ASCII);
- vizualizarea și editarea datelor;
- generare și procesare de oscilații;
- analiza statistică a datelor: teste de distribuție, histogramme, ANOVA (Analysis of Variance), etc.
- funcții speciale pentru prelucrarea șirurilor de date: transformări Fourier, funcții Bessel, Gamma, Legendre, Hermite, Cebîșev, etc.
- calcule de regresie cu funcții predefinite sau funcții create de utilizator;
- reprezentări grafice;

- prelucrări de matrici și vectori de dimensiuni mari;
- operații cu numere complexe.

Placa de achiziție de date, împreună cu programul *ASYSTANT PLUS*, permite ca PC-ul să poată fi utilizat în experimentări având printre altele și următoarele funcții<sup>11</sup>:

- înregistrator cu bandă (acest mod de lucru simulat a fost cel care a fost utilizat în experimentările de față);
- înregistrator cu planimetrare;
- înregistrator  $x-y$ ;
- înregistrator tranzient;
- înregistrator de mare viteză.

Indiferent de modul de funcționare, concomitent cu procesul de achiziție a datelor, programul prezintă pe ecran sub formă analogică variația semnalului / semnalelor achiziționate.

Programul rulează sub sistemul de operare *MS-DOS*, dar poate funcționa și sub *Microsoft WINDOWS* 3.1, 3.11 și 95. Programul a fost conceput și dezvoltat în 1988, și ca atare, deși este comandat prin meniuri, astăzi poate fi considerat depășit, cu precădere în ceea ce privește prelucrarea statistică a datelor și reprezentarea lor grafică. Din acest motiv la prelucrarea finală a datelor de măsurare autorul a utilizat programul de analiză statistică a datelor *STATISTICA for WINDOWS* rel. 4.3B (1993) produs al firmei *StatSoft*.

---

<sup>11</sup> În realitate pe unele dintre acestea le simulează, în sensul că are aceeași funcție, dar caracteristici mult mai performante decât aparatul mai puțin performant al cărui nume l-a preluat

## 4.4 DETERMINĂRILE EXPERIMENTALE

Determinările experimentale au fost efectuate în două etape distincte:

1. etalonarea și calibrarea sistemului de măsurare în laborator;
2. experimentările în câmp.

### 4.4.1 SCOPUL DETERMINĂRILOR EXPERIMENTALE

Scopurile principale urmărite cu ocazia realizării determinărilor experimentale au fost:

1. Etalonarea noii variante constructive a ramei dinamometrice și calibrarea întregului sistem de măsurare cu ocazia determinărilor din laborator.
2. Determinarea influenței diversilor factori constructivi și de exploatare asupra parametrilor energetici ai procesului de lucrare a solului realizat de un organ de afânare cu daltă. Rezultatele acestor determinări vor fi folosite și la validarea unui model teoretic elaborat de autor.

### 4.4.2 CONDIȚIILE REALIZĂRII DETERMINĂRILOR EXPERIMENTALE

#### 4.4.2.1 Încercările efectuate în laborator

Determinările care au avut ca scop etalonarea ramei dinamometrice, respectiv calibrarea întregului sistem de măsurare, au avut loc în laboratoarele Catedrei de Mașini Agricole din Universitatea Tehnică din Budapesta, în perioada noiembrie-decembrie 1993 respectiv martie-iunie 1994. Între cele două perioade a avut loc o renovare a laboratorului.

#### 4.4.2.2 Încercările efectuate în câmp

Determinările efectuate în câmp au avut loc pe o solă a Institutului de Cercetări pentru Plante Medicinale din Budakalász de lângă Budapesta, pe un sol luto-argilos greu, în perioada 20-25 iulie 1994. Solul bine lucrat și întreținut într-o stare bine structurată și curată de buruieni, a fost frezat cu circa două luni înaintea încercărilor noastre pe o adâncime de 22-25 cm. La data încercărilor solul era bine sedimentat. Sola a fost de dimensiuni relativ mici, plană și cu lungimea de circa 100 m.

Principalele caracteristici ale solului conform determinărilor:

- umiditatea absolută medie: 20,8%
- masa specifică: 1.386 kg/m<sup>3</sup>
- coeziunea: 20.922 kPa
- rezistența medie la penetrare:
  - ◇ înainte de afânare: 38,963 kPa (abaterea standard 12,72 kPa)
  - ◇ după afânare: 29,49 kPa (abaterea standard 10,98 kPa).

### 4.4.3 PLANIFICAREA ETAPELOR ÎNCERCĂRILOR EXPERIMENTALE

Structura programului conform căruia au fost efectuate determinările experimentale este prezentată în Fig. 4.11

# PROGRAMUL DETERMINĂRIILOR EXPERIMENTALE

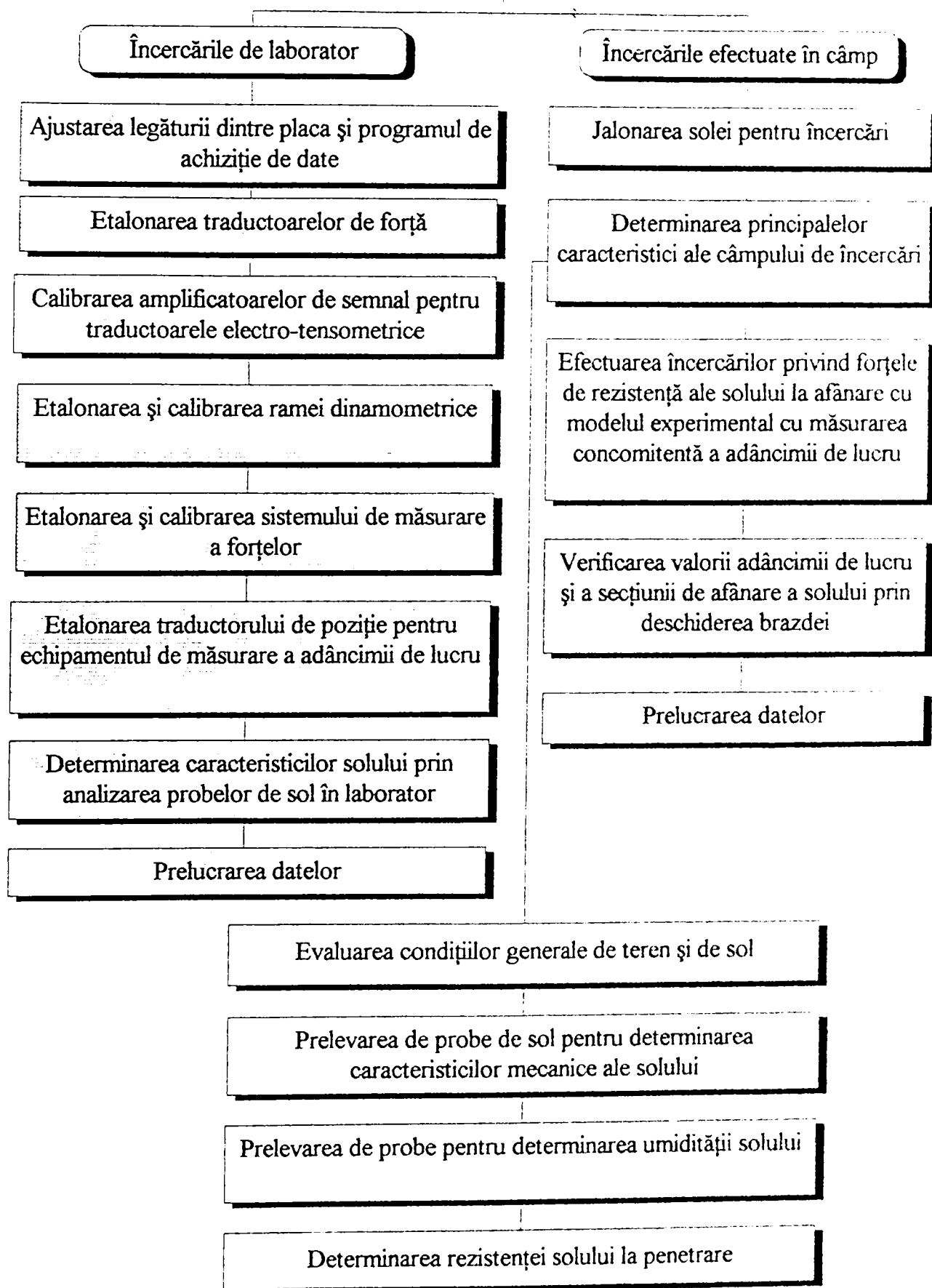


Fig. 4.11 Programul determinărilor experimentale

#### **4.4.3.1 Etapele aferente realizării încercărilor de laborator**

Determinările experimentale care au fost efectuate în laborator au avut loc conform următorului program:

1. ajustarea legăturii dintre placă și programul de achiziție de date;
2. etalonarea traductoarelor de forță;
3. calibrarea amplificatoarelor de semnal pentru traductoarele electro-tensometrice;
4. etalonarea și calibrarea ramei dinamometrice;
5. etalonarea și calibrarea sistemului de măsurare a forțelor;
6. etalonarea traductorului de poziție pentru echipamentul de măsurare a adâncimii de lucru;
7. determinarea caracteristicilor solului prin analizarea probelor de sol în laborator;
8. prelucrarea datelor.

#### **4.4.3.2 Etapele aferente realizării încercărilor în câmp**

Determinările experimentale care au fost efectuate în câmp au avut loc conform următorului program:

1. jalonarea solei pentru încercări;
2. determinarea principalelor caracteristici ale câmpului de încercări:
  - evaluarea condițiilor generale de teren și de sol;
  - prelevarea de probe de sol pentru determinarea caracteristicilor mecanice ale solului;
  - determinarea rezistenței solului la penetrare;
  - prelevarea de probe pentru determinarea umidității solului.
3. efectuarea încercărilor privind forțele de rezistență a solului la afânare cu modelul experimental; măsurarea concomitentă a adâncimii de lucru;
4. verificarea valorii adâncimii de lucru și a secțiunii de afânare a solului prin deschiderea brazdei;
5. prelucrarea datelor.

#### **4.4.4 PLANIFICAREA ÎNCERCĂRILOR EXPERIMENTALE ÎN CÂMP**

În activitatea de cercetare-dezvoltare științifică și tehnică, munca experimentală este cea mai costisitoare. Deci este de dorit, ca printr-o prelucrare cât mai precisă, prin extragerea tuturor informațiilor din datele experimentale, respectiv prin reducerea numărului de experimentări să se încerce o reducere a acestor cheltuieli (Adler *et al.*, 1977 [3], Kemény și Deák, 1993 [130]).

Atunci când se studiază experimental procese complexe, care sunt influențate de un număr mare de factori, pentru a se optimiza raportul dintre costul încercărilor experimentale și rezultatele acestora, este nevoie să se folosească metodele de planificare a experiențelor (*experimental design* - în lb.engl.). Procesul de lucrare a solului este un proces deosebit de complex. Este evident că, în acest caz, este strict necesar să se utilizeze acele metode științifice care pot să crească valabilitatea și calitatea rezultatelor, concomitent cu reducerea numărului de încercări, deci implicit a costurilor.

Întrucât în urma studierii modelului teoretic a reieșit că modelul nu descrie suficient de precis modul în care variația unghiului de așezare a dălții influențează procesul la valori mici ale unghiului  $\alpha$ , respectiv că existența adâncimii critice de tăiere nu este un element intrinsec modelului, s-a luat hotărârea ca în studiul efectuat să se cerceteze următoarele aspecte

1. influența vitezei de lucru  $v$  asupra rezistenței solului și comparația cu modelul teoretic,
2. influența adâncimii de lucru  $a$  asupra rezistenței solului și comparația cu modelul teoretic;
3. influența unghiului de așezare a dălții  $\alpha$  asupra rezistenței solului;
4. influența lățimii dălții  $b$  asupra rezistenței solului.

Astfel, ținând cont de cele de mai sus, au fost aleși următorii parametri pentru a fi variabilele independente (acestea se mai numesc și *factori experimentali*):

1. viteza de lucru  $v$ ,
2. adâncimea de lucru  $a$ ,
3. unghiul de așezare a dălții  $\alpha$ ,
4. lățimea dălții  $b$ .

Din cauza resurselor financiare deosebit de limitate legate de finanțarea experimentărilor, în alegerea nivelelor de variație ale factorilor experimentali s-au ales următoarele valori:

- pentru cazul factorilor al căror efect apare și în modelul teoretic, adică viteza și adâncimea de lucru: 5 nivele de variație;
- pentru cazul factorilor al căror efect nu este descris precis de modelul teoretic, adică unghiul de așezare și lățimea dălții: 3 nivele de variație.

În Tabelul 4.2 se prezintă centralizat principalele date cu privire la experiențele planificate a fi efectuate: factorii, nivelele lor de variație și intervalele de variație.

Tabelul 4.2. Factorii experimentali și nivelele lor de variație

Simbol	Factorul experimental	U.M.	Nivelele factorului					Intervalul de variație
			-2	-1	0	+1	+2	
$v$	Viteza de lucru	km/h	1,0	1,75	2,5	3,25	4	1,5
$a$	Adâncimea de lucru	mm	180	217,5	255	292,5	330	37,5
$\alpha$	Unghiul de așezare a dălții	°		10	20	30		10
$b$	Lățimea dălții	mm		60	100	140		40

Metodele clasice de planificare a experiențelor impun ca la fiecare încercare, în cadrul aceluiași experiment, să se modifice doar valoarea unui singur factor (Pentru explicarea teoretică a acestei metodologii de lucru vezi subcapitolul 2.4). În acest fel se realizează satisfacerea cerinței de ortogonalitate a experienței, adică se poate studia efectul fiecărui factor, independent unul de celălalt. Această metodă cere însă realizarea unui număr mare de încercări. În cazul concret de față, pentru a realiza un experiment factorial total, adică toți factorii să ia valorile



corespunzătoare tuturor nivelelor posibile, ar fi nevoie de 225 de măsurători distincte (numărul rezultă din  $5^2 \cdot 3^2 = 25 \cdot 9 = 225$ ). Este evident că acest lucru este imposibil, dar nici nu este necesar. Pentru aceste cazuri există așa-numitele experimente fracțional factorială.

În cazul de față s-a ales o structură fracțional factorială, folosind un așa-numit plan robust de tip Taguchi, ales din cauza numărului mare de factori, și a numărului mare și variabil de nivele ale factorilor (Anonim, 1993 [10]). În aceste condiții, numărul măsurătorilor distincte se reduce la 18, cu minim două replicații (repetiții) pentru fiecare. Astfel, în total s-au realizat 42 de măsurători. Pentru o mai bună și mai corectă evaluare a rezultatelor, și pentru a se evita cât mai mult posibil efectul neomogenității solului asupra rezultatelor, s-a aplicat randomizarea experimentelor, ceea ce înseamnă că modificarea valorii diferiților factori nu a avut loc într-o ordine secvențială strictă, ci într-o ordine aleatoare.

În Tabelul 4.3 este prezentat planul de experimentare care a fost aplicat, acesta fiind creat cu programul *STATISTICA for WINDOWS*, ținând cont și de faptul că factorii *a* și *b* au fost folosiți la valorile considerate *a priori* optime, excepție fiind doar măsurătorile care au avut ca scop studiul influenței acestora asupra procesului.

Tabelul 4.3. Planul experimentelor efectuate în câmp

Numărul experimentului	Nivelul factorilor <sup>12</sup>			
	<i>v</i>	<i>a</i>	<i>α</i>	<i>b</i>
1	0	+1	-1	+1
2	-1	+1	+1	0
3	-1	-2	0	+1
4	0	-1	+1	0
5	+2	+2	+1	+1
6	0	0	+1	0
7	-1	+2	-1	0
8	+1	-1	+1	+1
9	-2	-1	0	0
10	+1	+2	+1	-1
11	-1	-1	+1	0
12	-2	-2	-1	-1
13	+2	-1	-1	0
14	+2	+2	+1	0
15	+2	0	0	-1
16	-2	0	+1	0
17	0	-2	+1	-1
18	+1	0	-1	0

<sup>12</sup> Pentru semnificația notațiilor folosite vezi Tabelul 4.2

#### 4.4.5 ECHIPAMENTELE, APARATELE ȘI INSTRUMENTELE FOLOSITE LA ÎNCERCĂRILE EXPERIMENTALE

Tractorul folosit la determinări a fost de tip Belarus MTZ-82 produs în URSS, anul fabricației 1987.

Modelul experimental, atât cadrul cât și organele de lucru folosite la determinări au fost proiectate de autor și au fost executate în atelierul Catedrei de Mașini Agricole al Universității Tehnice din Budapesta (Fig. 4.12 și Fig. 4.13)

Aparatele și instrumentele folosite la:

1. Etalonarea și calibrarea ramei dinamometrice și a sistemului de măsurare:

- cilindru hidrostatic:
  - produs în U.R.S.S.
  - Nr. fabricație 235 492
- pompă hidrostatică manuală:
  - producător: ORSTA R.D.G.
  - Nr. fabricație: 10 875

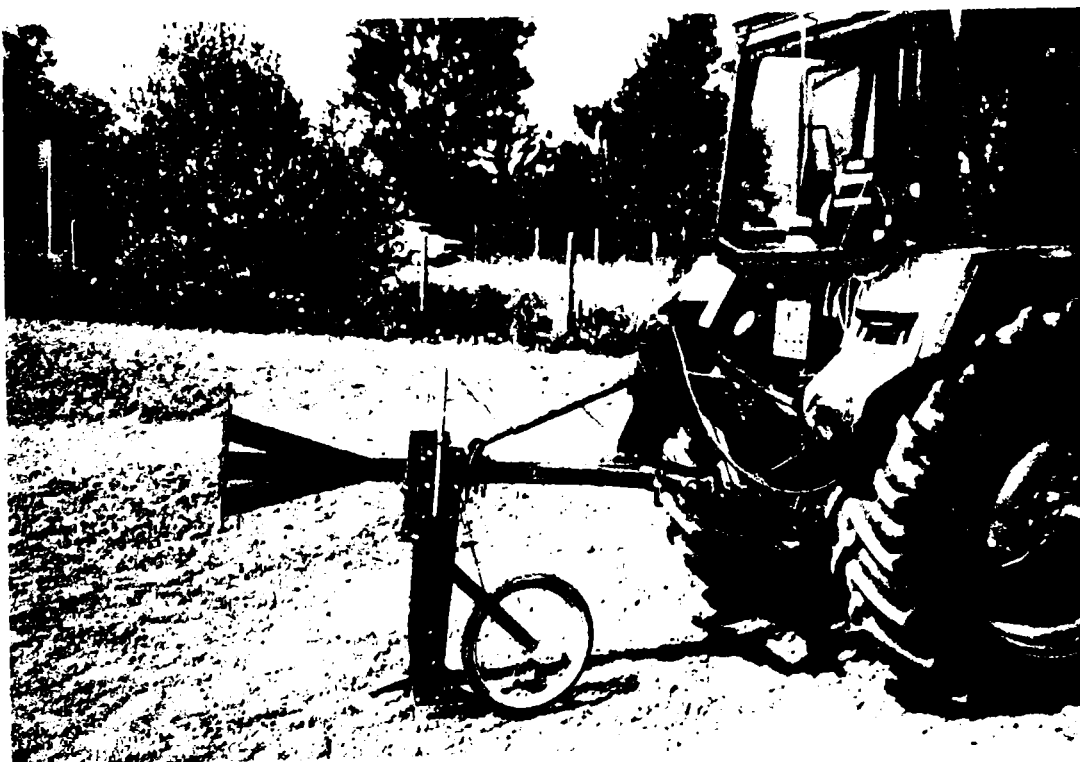


Fig. 4.12 Modelul experimental cuplat la tractor, în poziție de transport

- traductor de forță pentru etalonare tip SP 7929-2,5t
  - producător: M.O.M. Ungaria
  - Nr. fabricație: 810 750
  - Limita de măsurare: 25 kN
- balanță pentru macara:
  - producător: Paul Polikeit, Halle, Germania
  - limita de măsurare: 30 kN
  - precizia de măsurare:  $\pm 3$  daN



*Fig. 4.13 Setul de organe de lucru folosit la încercările experimentale*

- amplificator de semnal cu opt canale:
    - producător: Departamentul de Structura Mașinilor din U.T.B.
  - voltmetru digital: tip MM2002
2. Ramă dinamometrică cu șase traductoare de forță:
- proiectat de și produs la Catedra M.A. din U.T.B.
3. Jalonarea tronsoanelor de măsurare:
- țăruși de jalonare
  - ruletă de 50 m
4. Determinarea timpului de parcurs al agregatului:
- cronometru:
    - producător: UMF Ruhla,
    - Nr. fabricație: 680 681
5. Determinarea adâncimii de lucru:
- traductor de poziție inductiv:
    - tip MIKI MER-50E
    - Nr. fabricație: 87 019
  - amplificator de semnal:
    - tip HBM KWS 3071
    - Nr. fabricație: 15 759
  - mecanismul de măsurare:
    - proiectat: Dipl.ing. Attila Gönczi

– executat: Catedra M.A. al U.T.B.

6. Determinarea rezistenței la penetrare:

- penetrograf tip Sinóros-Szabó și Kazó
  - producător: Szöllösi Sándor
- programul de prelucrare a datelor: 3T System 1992
  - producător: Csányi Gábor

7. Alimentarea cu energie a sistemului de măsurare în câmp:

- Generator de curent continuu cu motor cu ardere internă tip HONDA EG 1500:
  - producător SAWAFUJI Electric Co., Ltd. Japonia
  - Nr. fabricație: EKJ 142

8. Determinarea umidității solului:

- aparat de prelevare probe de sol
- etuvă:
  - producător: HERAEUS (R.D.G.), tip T5042
  - Nr. fabricație: 82 09 752
- balanță de precizie:
  - NAGEMA (R.D.G.), tip 34008
  - Nr. fabricație: 138 62 295

9. Achiziția de date:

- placă de achiziție de date, tip DASH-8
  - producător: Keithley MetraByte, U.S.A.
  - Nr. fabricație: 006847
- computer personal de birou cu microprocesor INTEL 80 286 / 16 MHz, pentru determinările de laborator;
- computer personal portabil tip DUAL-300, cu microprocesor INTEL 80 486 / 60MHz, pentru determinările în câmp.

10. Determinarea caracteristicilor mecanice ale solului

- aparat cu cutie pentru forfecare directă tip Litvinov:
  - fabricat în URSS, tip АВГ-450;
  - Nr. fabricație: 124-83.

## 4.5 PRELUCRAREA ȘI INTERPRETAREA DATELOR EXPERIMENTALE

### 4.5.1 PRELUCRAREA ȘI INTERPRETAREA REZULTATELOR ÎNCERCĂRILOR DE LABORATOR

#### 4.5.1.1 Etalonarea traductorului de forță etalon

Pentru realizarea etalonării traductoarelor de forță, cât și pentru etalonarea ramei și calibrarea întregului sistem de măsurare a fost necesară încărcarea anumitor puncte cu forțe având toate caracteristicile (punctul de aplicație, direcția și sensul, respectiv modulul) definite univoc. Punctul de aplicație, direcția și sensul au fost definite de sistemul prin intermediul căruia se aplica forța în punctul de aplicație dorit. Pentru a se cunoaște cât mai exact modulul forței aplicate, în toate cazurile forța a fost transmisă prin intermediul unui traductor etalon, din producție de serie. Deși traductorul avea caracteristica definită în cartea tehnică, din cauză că a fost utilizat într-un sistem de măsurare în care majoritatea componentelor nu erau din fabricație de serie, pentru calibrarea sistemului s-a efectuat o etalonare proprie a acestui traductor.

Procesul de etalonare a avut loc folosind un pod rulant cu antrenare manuală prin lanț și o balanță de precizie pentru macara. Forța aplicată a fost măsurată cu balanța, iar valorile semnalului măsurat pe traductor au fost achiziționate prin sistemul de măsurare asistat de calculator. Măsurătorile au fost efectuate la încărcare și la descărcare în trei repetiții. Rezultatele prezentate în Tabelul 4.4 sunt valori medii aritmetice ale repetițiilor, iar caracteristica traductorului este prezentată în diagrama din Fig. 4.14.

După cum se poate vedea din rezultatele etalonării, caracteristica este liniară, coeficientul de corelare liniară având valoare foarte mare  $R^2=0,999546$ , caracteristica reală fiind ușor diferită de valoarea dată în cartea tehnică ( $k_e=2550.736$  N/V, cu 2,03% mai mare decât cea dată de producător, de 2500 N/V, ceea ce poate fi considerat ca fiind în intervalul admisibil al erorilor de măsurare). Oricum această abatere nu a influențat cu nimic precizia măsurătorilor, dat fiind că în toate calculele s-a lucrat cu caracteristica reală, rezultată din etalonarea făcută de autor.

Tabelul 4.4. Rezultatele măsurătorilor aferente etalonării traductorului etalon

Nr. crt.	Rezultate la încărcare			Rezultate la descărcare		
	Citite pe balanță		$U_e$	Citite pe balanță		$U_e$
	[kg]	[N]	[V]	[kg]	[N]	[V]
1	0	0	0	999,968	9809,686	3,8094
2	208,98	2050,09	0,7471	810,016	7946,257	3,0526
3	402,078	3944,385	1,5002	631,033	6190,433	2,4932
4	666,189	6535,31	2,5204	429,021	4208,69	1,5856
5	823,956	8083,01	3,127	151,07	1482,007	0,5465
6	1000,023	9810,2256	3,8223	0	0	-0,0088

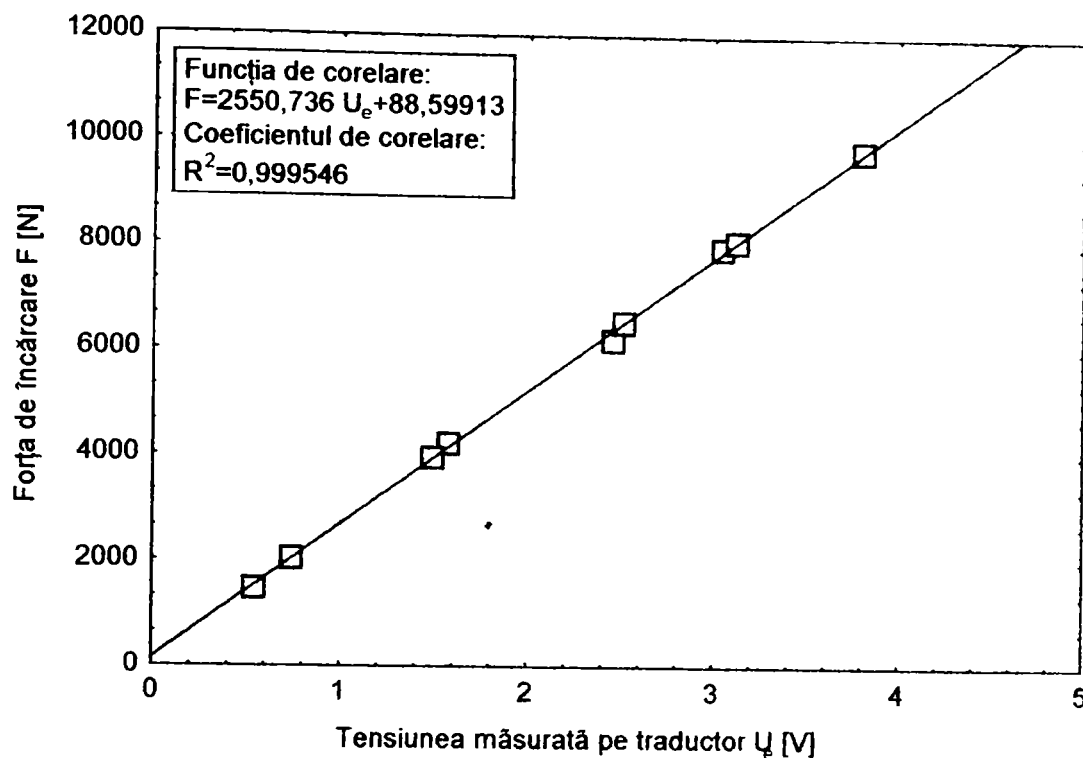


Fig. 4.14 Diagrama caracteristică a traductorului etalon

#### 4.5.1.2 Etalonarea traductoarelor de forță

Rama dinamometrică are în componența ei șase traductoare de forță, după cum urmează.

- traductorul  $X_1$  în dreptul punctului de articulație inferior din stânga, supus numai acțiunii unor forțe longitudinale;
- traductorul  $X_2$  în dreptul punctului de articulație inferior din dreapta, supus numai acțiunii unor forțe longitudinale;
- traductorul  $X_3$  în dreptul punctului de articulație superior, supus numai acțiunii unor forțe longitudinale;
- traductorul  $Y_2$  în dreptul punctului de articulație inferior din dreapta, supus numai acțiunii unor forțe transversale;
- traductorul  $Z_1$  în dreptul punctului de articulație inferior din stânga, supus numai acțiunii unor forțe verticale;
- traductorul  $Z_2$  în dreptul punctului de articulație inferior din dreapta, supus numai acțiunii unor forțe verticale.

Traductoarele  $X_1$ ,  $X_2$ ,  $X_3$ ,  $Z_1$  și  $Z_2$  au fost dimensionate pentru forța maximă de 10 kN, iar traductorul  $Y_2$  pentru 4 kN, dat fiind faptul că valorile componente transversale a rezistenței solului sunt sensibil mai mici decât celelalte componente.

Etalonarea traductoarelor de forță a fost realizată în urma demontării semi-cadrului dinspre mașina agricolă a ramei dinamometrice, și încărcarea traductoarelor direct prin barele de legătură în ambele sensuri în care este posibil să apară forță, rotind traductoarele cu  $180^\circ$  în jurul axului propriu.

Forța a fost creată prin intermediul unui cilindru hidrostatic acționat de la o pompă manuală. Transmiterea forței la articulația barelor de legătură a traductoarelor s-a făcut prin intermediul unui cablu de tracțiune din oțel, care a fost condus peste scripeți astfel încât să se realizeze direcția dorită a forței. Blocarea tractorului, respectiv montarea diverselor suporturi pentru realizarea traiectoriei adecvate a cablului cât și legarea cilindrului de forță s-a făcut la elemente prinse de șinele existente în podeaua laboratorului. De fiecare dată între capătul cablului de tracțiune și articulația barei de legătură a traductorului a fost montat traductorul etalon. Achiziția și memorarea valorilor măsurate s-au efectuat concomitent cu creșterea forței de la valoarea 0 până în jurul valorii de 9,5-10 kN după care forța a fost lăsată să descrească prin deschiderea robinetului de retur al pompei manuale până la valoarea cea mai mică posibil de atins în acest fel, de regulă între 1/5 și 1/7 din intervalul de 10 kN. Astfel, s-a realizat un ciclu de încărcare-descărcare aproape complet, și s-a luat în considerare și histereza traductorului, reducându-se erorile datorate acestui fenomen.

Prin metoda descrisă mai sus s-a realizat o etalonare care are ca rezultat diagrame în care se reprezintă corelația dintre variația semnalului electric al traductorului de forță și semnalul dat de traductorul etalon. În urma unui calcul de regresie liniară se verifică liniaritatea răspunsului traductorului de etalonat, respectiv se determină coeficientul care arată raportul dintre caracteristica traductorului respectiv și cea a traductorului etalon.

Rezultatele etalonării tuturor traductoarelor sunt prezentate în diagramele din Fig. 4.15 până la Fig. 4.26. În diagramele respective variabila independentă este semnalul dat de traductorul etalon  $U_e$ , iar variabila dependentă este semnalul dat de traductorul a cărui etalonare se realizează.

În fiecare figură sunt reprezentate următoarele:

- diagrama funcției de variație a semnalelor electrice pe una din cele șase traductoare ale ramei, în volți, în funcție de valoarea semnalului electric pe traductorul etalon, tot în volți (valorile măsurate și funcția de regresie optimă);
- variația erorilor reziduale;
- valorile coeficienților funcției liniare de regresie (determinate cu metoda celor mai mici pătrate);
- valorile sumei pătratelor erorilor ( $Err^2$ ) și a coeficientului de regresie ( $R^2$ ).

În urma realizării etalonării traductoarelor se cunosc caracteristicile acestora, deci se poate calcula pentru fiecare în parte, la un anumit nivel de tensiune electrică pe traductor care este modulul forței care induce deformația corespunzătoare. Evident, pentru ca informațiile rezultate să fie corecte, trebuie ca forța să acționeze exact în planul de încovoiere pentru care s-a proiectat traductorul. Caracteristicile traductoarelor utilizate sunt prezentate în Tabelul 4.5.

Din Tabelul 4.5 se poate vedea că toate traductoarele au o caracteristică foarte apropiată de cea teoretică, liniară, valoarea cea mai mică a coeficientului de corelare fiind 0,99809 pentru traductorul  $TY_2$  iar valoarea cea mai mare fiind 0,9998 pentru traductorul  $TX_3$ .

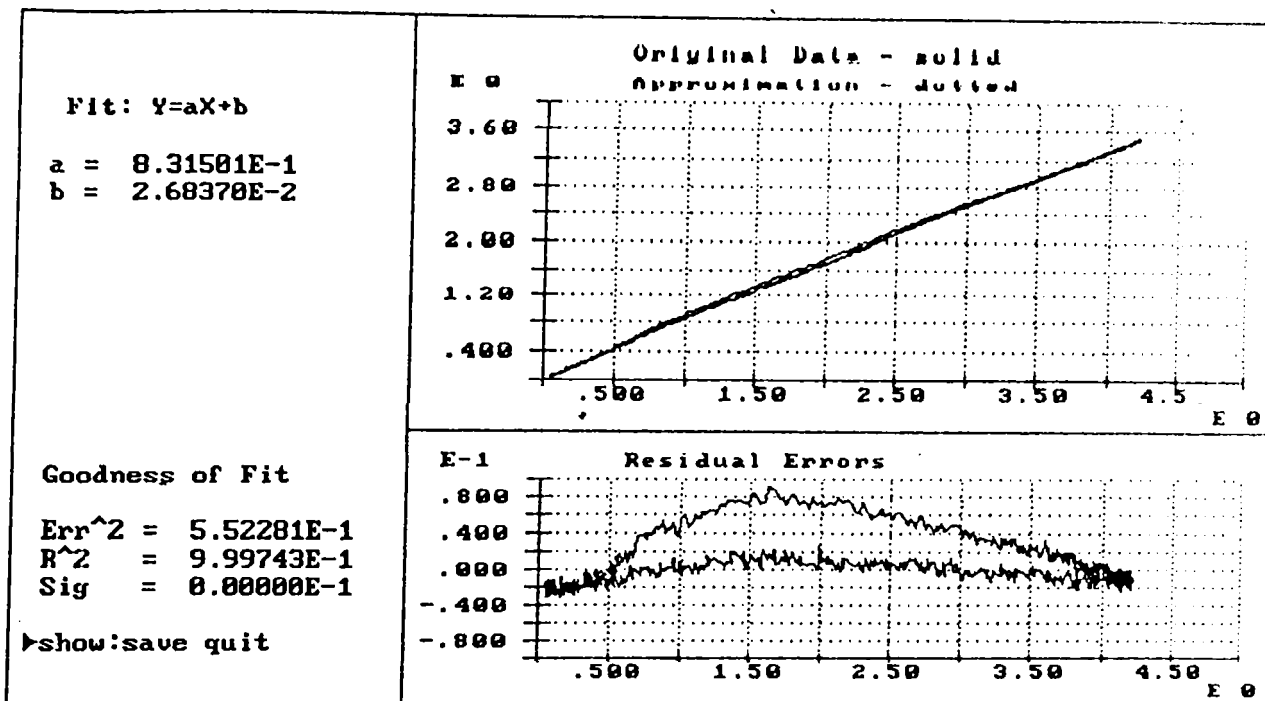


Fig. 4.15 Diagrama de etalonare la încărcare într-un sens a traductorului  $TX_1$  ( $U_{TX1}=f(U_0)$ )

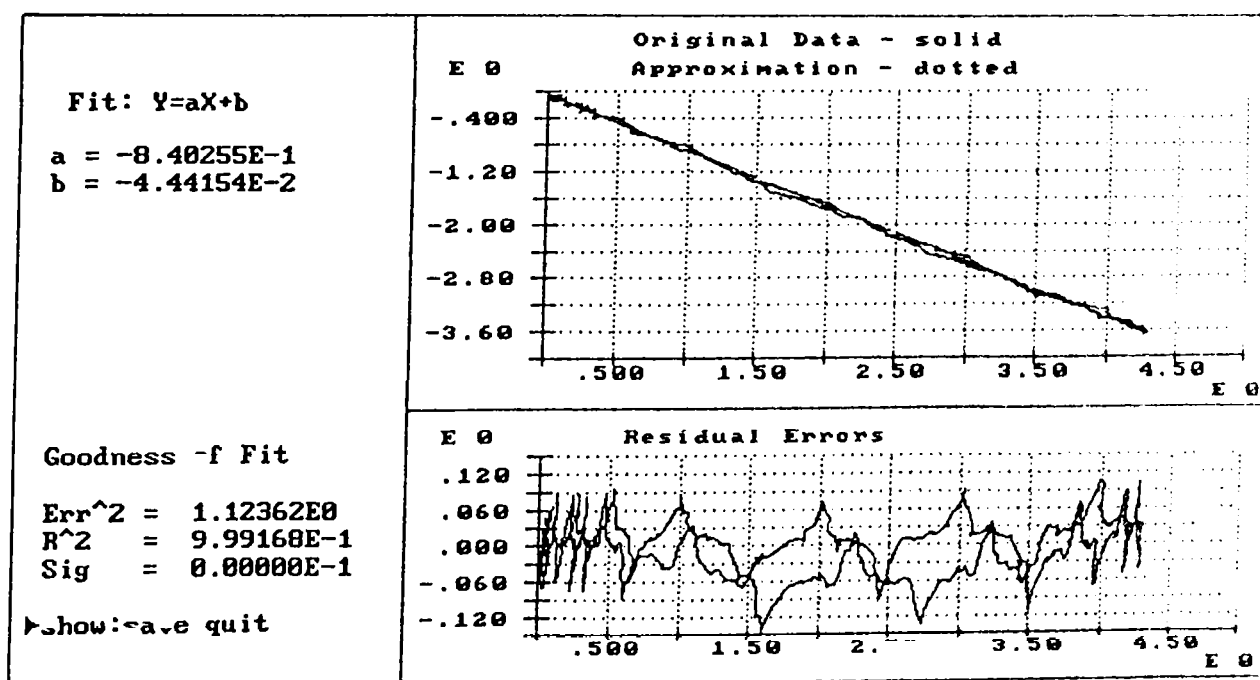


Fig. 4.16 Diagrama de etalonare la încărcare în celălalt sens a traductorului  $TX_1$  ( $U_{TX1}=f(U_0)$ )



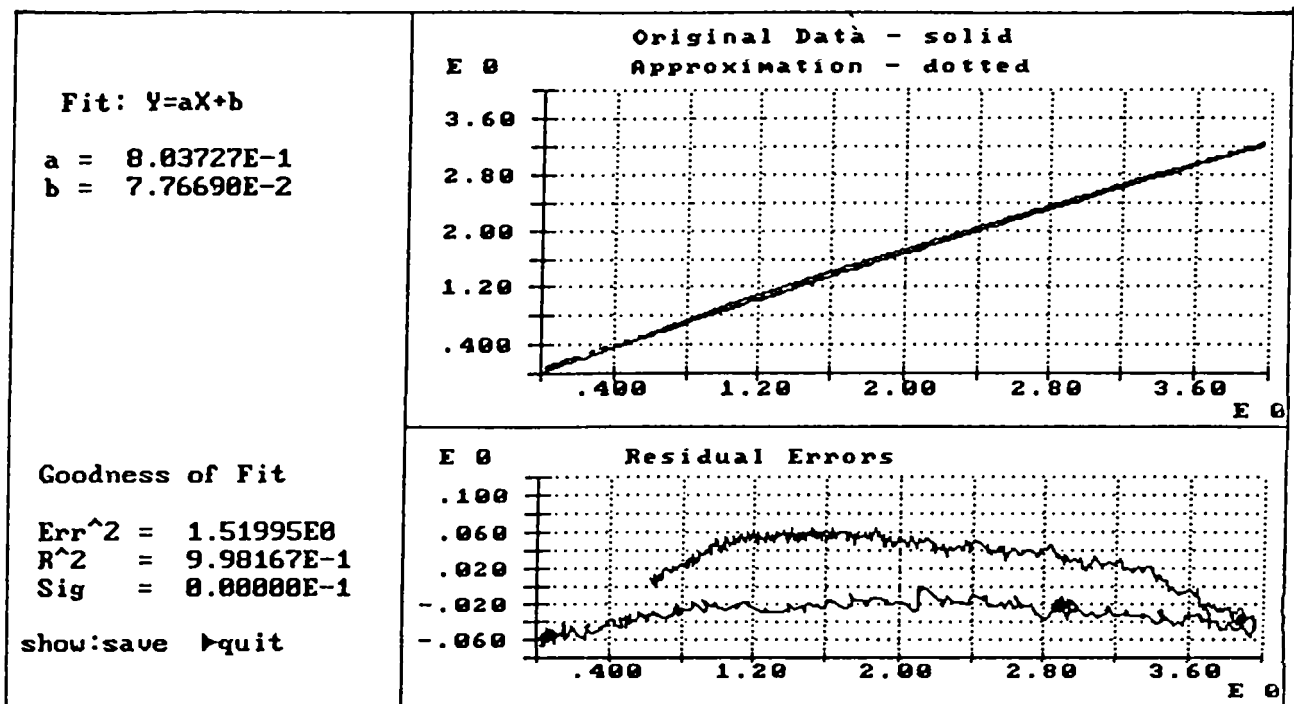


Fig. 4.17 Diagrama de etalonare la încărcare într-un sens a traductorului  $TX_2$   
 $(U_{TX2}=f(U_e))$

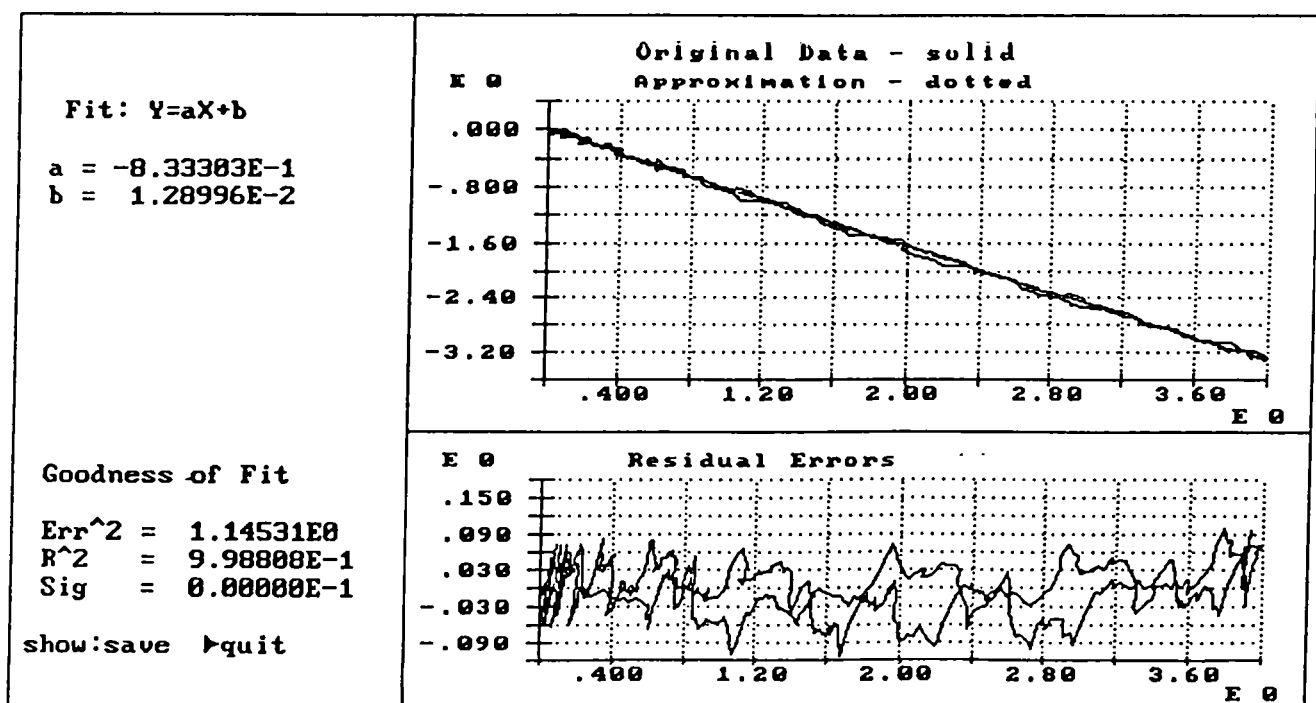


Fig. 4.18 Diagrama de etalonare la încărcare în celălalt sens a traductorului  $TX_2$   
 $(U_{TX2}=f(U_e))$

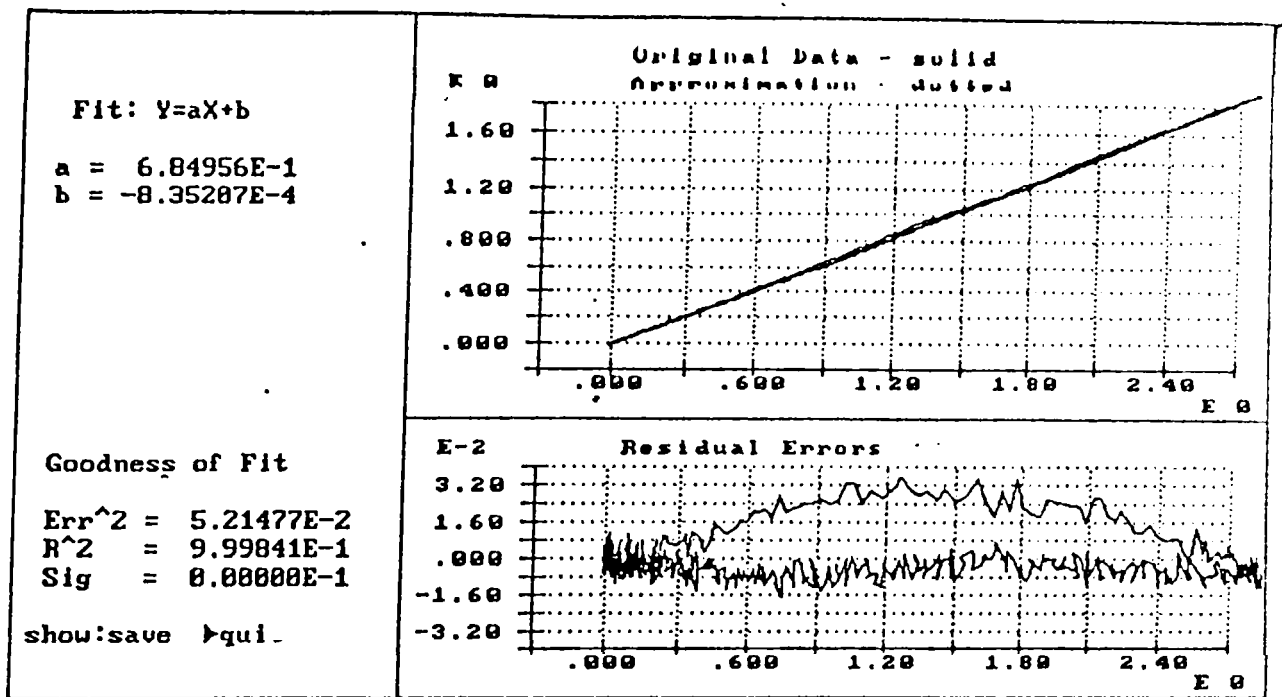


Fig. 4.19 Diagrama de etalonare la încărcare într-un sens a traductorului TX<sub>3</sub> ( $U_{TX3}=f(U_e)$ )

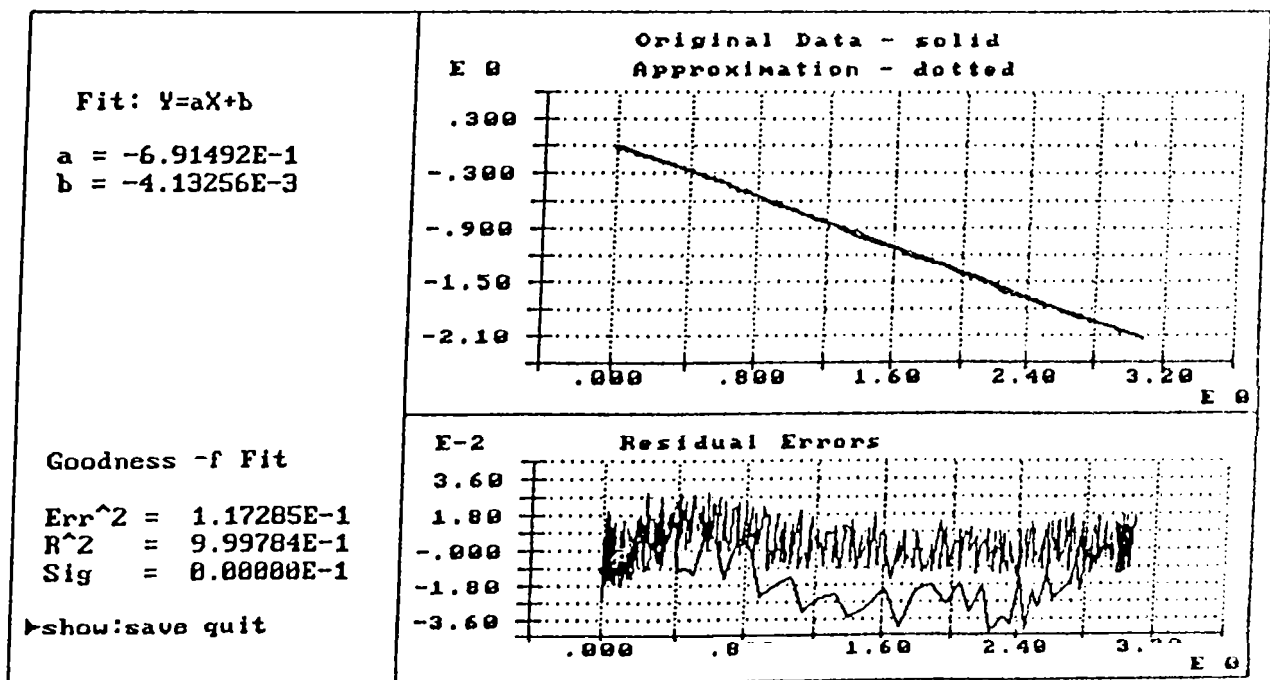


Fig. 4.20 Diagrama de etalonare la încărcare în celălalt sens a traductorului TX<sub>3</sub> ( $U_{TX3}=f(U_e)$ )

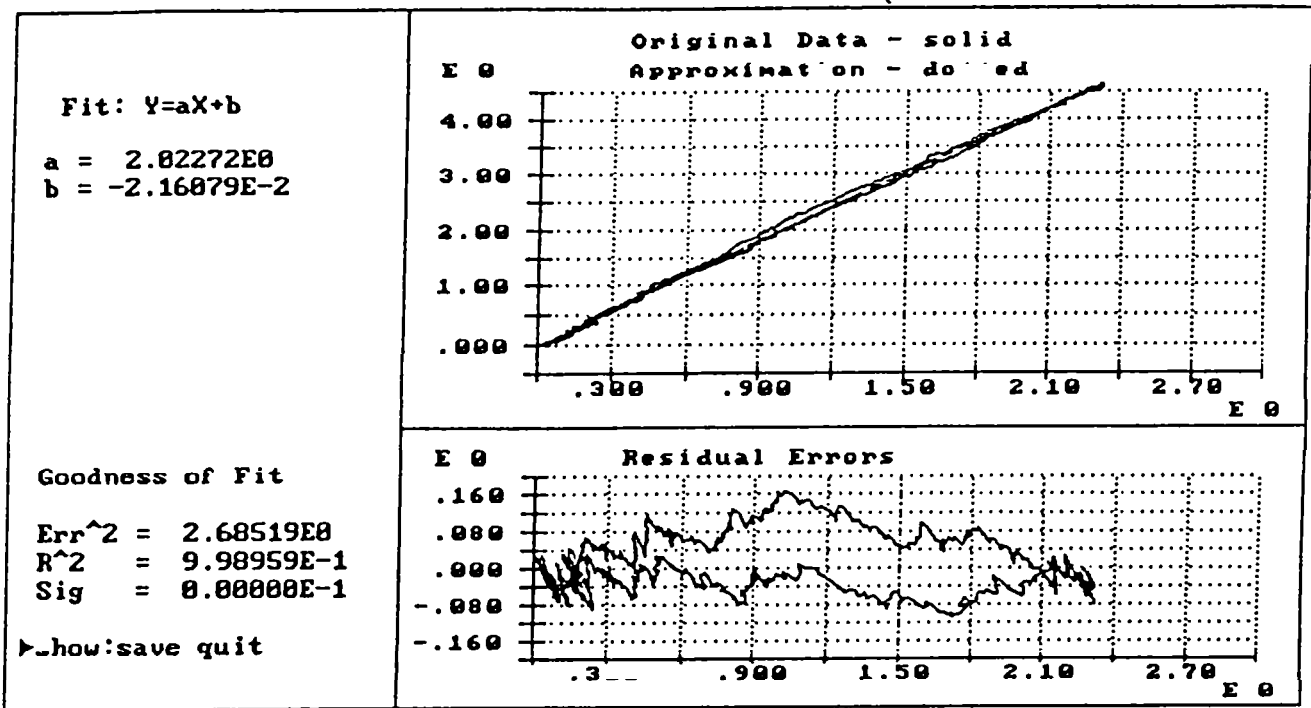


Fig. 4.21 Diagrama de etalonare la încărcare într-un sens a traductorului  $TY_2$   
 $(U_{TY2}=f(U_e))$

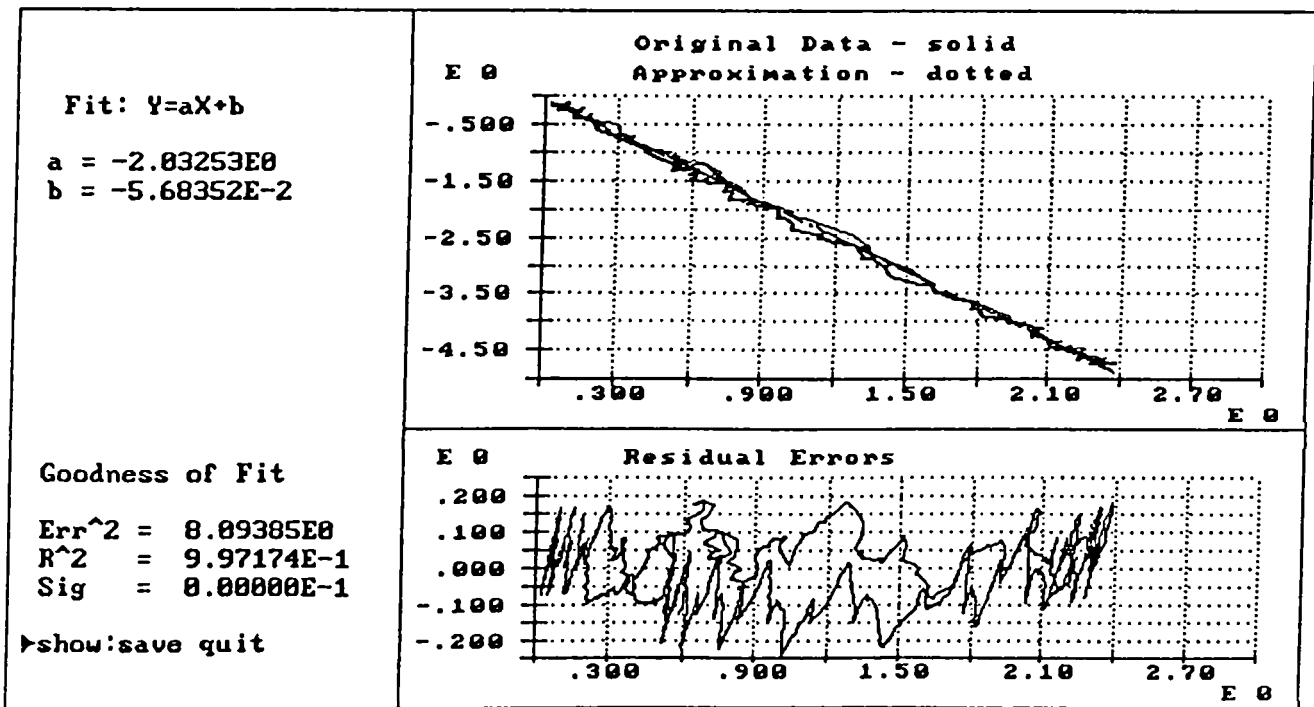


Fig. 4.22 Diagrama de etalonare la încărcare în celălalt sens a traductorului  $TY_2$   
 $(U_{TY2}=f(U_e))$

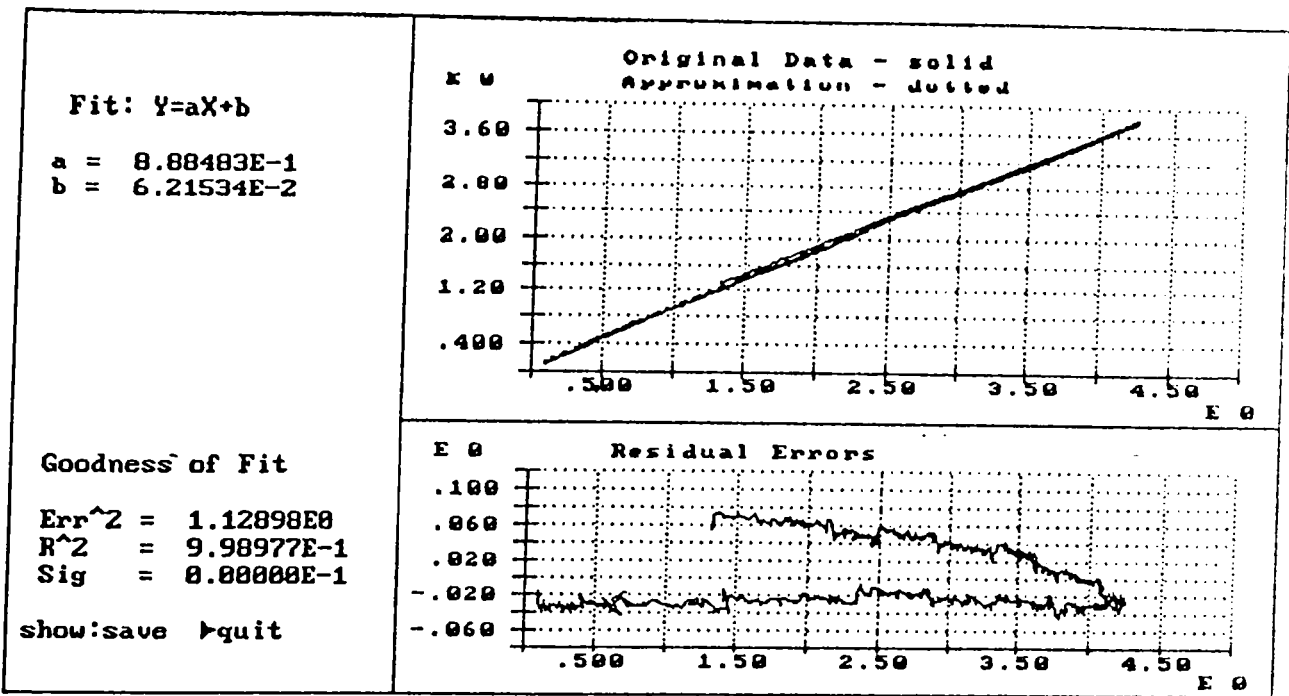


Fig. 4.23 Diagrama de etalonare la încărcare într-un sens a traductorului  $TZ_1$  ( $U_{TZ1}=f(U_0)$ )

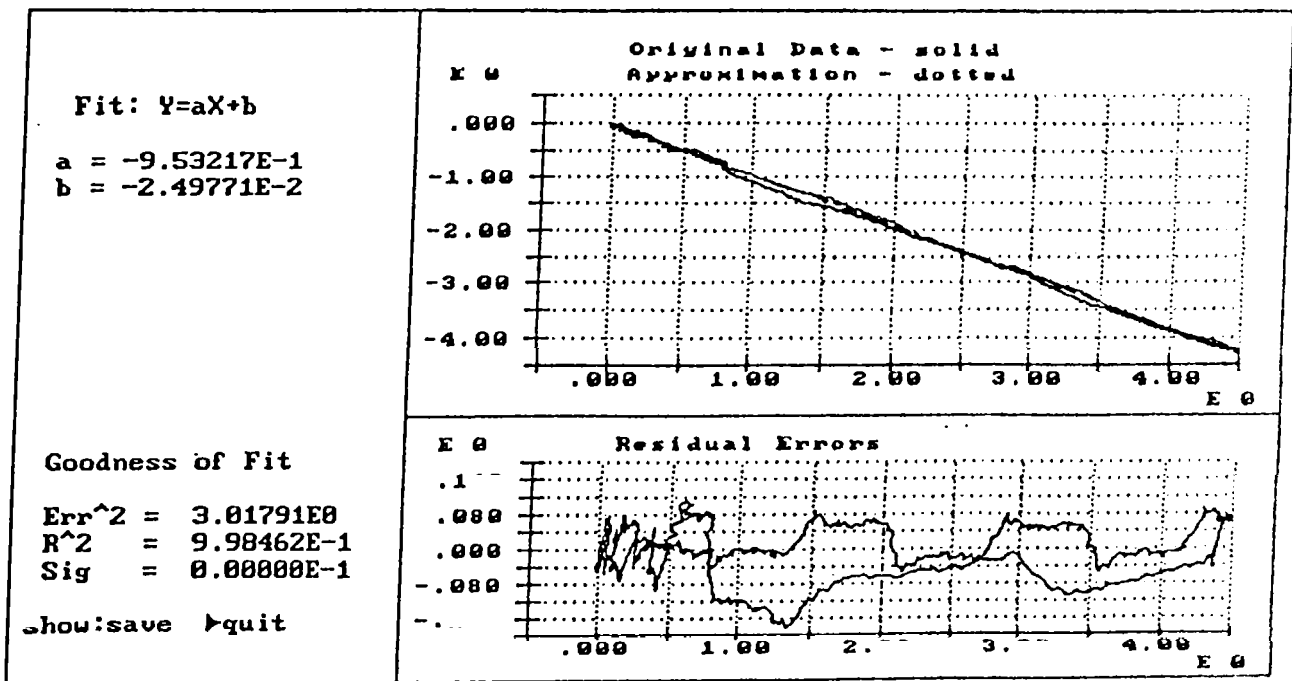


Fig. 4.24 Diagrama de etalonare la încărcare în celălalt sens a traductorului  $TZ_1$  ( $U_{TZ1}=f(U_0)$ )

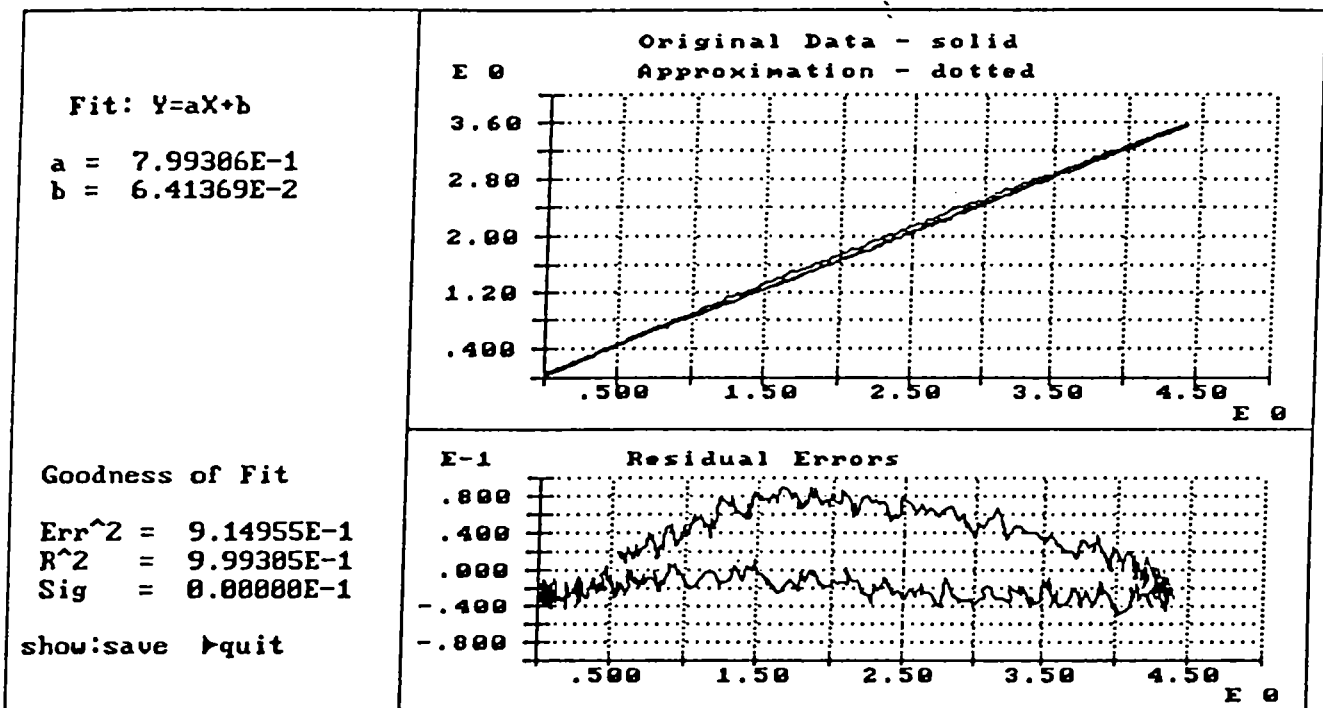


Fig. 4.25 Diagrama de etalonare la încărcare într-un sens a traductorului  $TZ_2$   
 $(U_{TZ2}=f(U_e))$

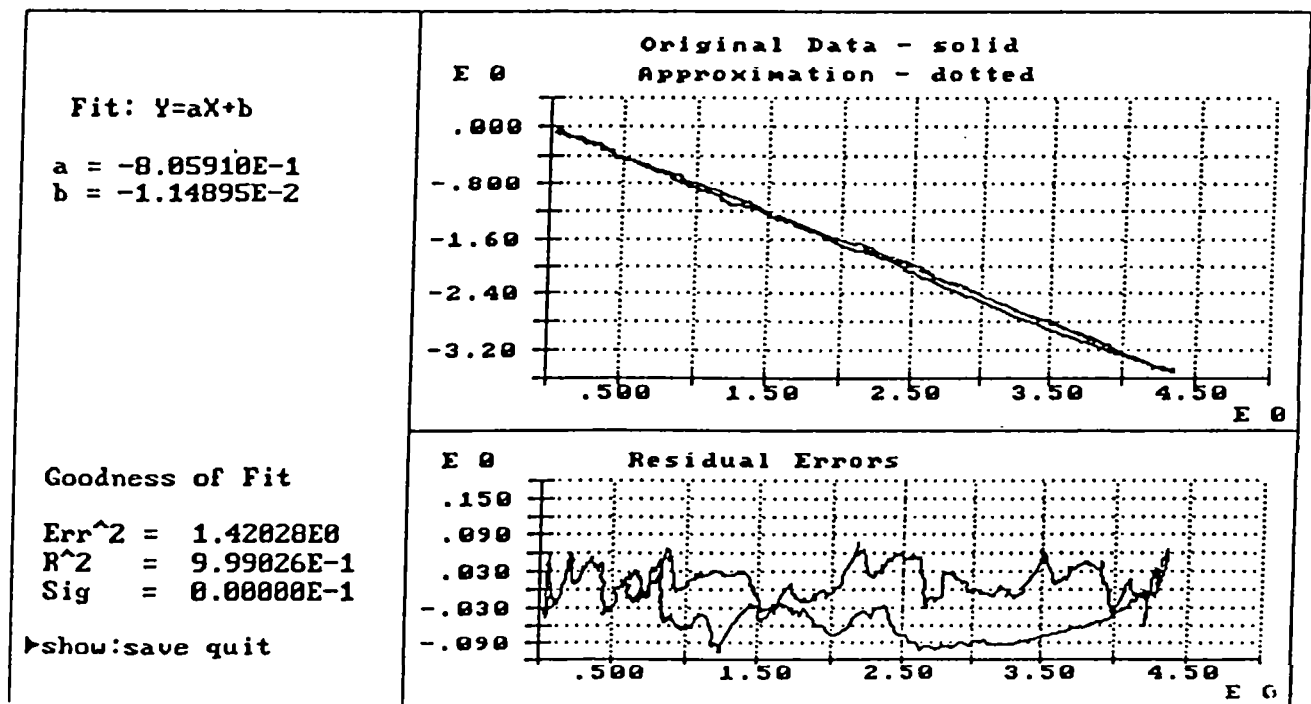


Fig. 4.26 Diagrama de etalonare la încărcare în celălalt sens a traductorului  $TZ_2$   
 $(U_{TZ2}=f(U_e))$

Tabelul 4.5 Centralizatorul rezultatelor etalonării traductoarelor de forță

Traductorul etalonat	Caracteristica		Caracteristica medie		Coef. mediu de corelare
	la încărcare	la descărcare	[V/V]	[N/V]	
TX <sub>1</sub>	0,831501	-0,84255	0,8359	3051,49	0,99945
TX <sub>2</sub>	0,803727	-0,833303	0,8184	3116,735	0,9985
TX <sub>3</sub>	0,684956	-0,691492	0,688224	3706,258	0,9998
TY <sub>2</sub>	2,02272	-2,03253	2,0276	1258,0075	0,99809
TZ <sub>1</sub>	0,888483	-0,953217	0,9209	2769,83	0,99871
TZ <sub>2</sub>	0,799306	-0,80591	0,8026	3178,091	0,99916

Astfel, se poate trece la următoarea etapă a calibrării sistemului de măsurare.

#### 4.5.1.3 Etalonarea și calibrarea ramei

În această etapă a etalonării s-a verificat răspunsul ramei dinamometrice la forțe care acționează în punctele de articulație la care se montează mașinile agricole. În acest scop, rama a fost montată, cuplată la tractor și reglată astfel încât nici o bară de legătură să nu fie tensionată. Etalonarea și calibrarea ramei în fond are ca scop evaluarea erorilor care se datorează ramei. Acest lucru este necesar datorită faptului că, din cauza construcției ramei, respectiv din cauza unor imperfecțiuni constructive, dacă se încarcă una dintre cele trei puncte de cuplare ale mașinii agricole cu o forță pe una din direcțiile axelor sistemului de referință, aceasta nu va da semnal doar pe traductorul corespunzător, ci va da naștere la semnale și pe unul sau mai multe dintre celelalte traductoare, ceea ce este, în mod evident, o sursă de erori de măsurare.

Pentru a evidenția și a evalua acest fenomen, s-au aplicat pe rând sarcini externe după cum urmează (notațiile sunt cele din Fig. 4.9):

- în punctul de articulație 1:
  - ⇒ F<sub>X1</sub>: forța paralelă cu axa Ox;
  - ⇒ F<sub>Z1</sub>: forță verticală, paralelă cu axa Oz
- în punctul de articulație 2:
  - ⇒ F<sub>X2</sub>: forța paralelă cu axa Ox;
  - ⇒ F<sub>Y2</sub>: forță paralelă cu axa Oy și
  - ⇒ F<sub>Z1</sub>: forță verticală, paralelă cu axa Oz
- în punctul de articulație 3:
  - ⇒ F<sub>X3</sub>: forța paralelă cu axa Ox.

În Fig. 4.27 se prezintă rama dinamometrică montată pe sistemul de cuplare în trei puncte al tractorului aflat în Laboratorul de Mașini Agricole al UTB, unde s-au efectuat măsurătorile pentru etalonarea și calibrarea ramei. Tractorul este blocat prin legare la șinele încastrate în podeaua laboratorului, iar sistemul de ridicare în trei puncte este blocat într-o poziție fixă prin sistemul hidrostatic, astfel, și rama este poziționată în spațiu în mod univoc. În imaginea din fotografie, între punctele de prindere inferioare se vede montată o bară de tracțiune cu care s-au efectuat verificări ale simetriei transversale a răspunsului ramei la sarcini externe simetrice.



*Fig. 4.27 Rama dinamometrică în poziția în care s-au efectuat determinările experimentale de etalonare*

Este de subliniat faptul că, la un moment dat, s-a aplicat doar una din sarcinile prezentate mai sus, măsurându-se atât variația în timp a modulului forței aplicate, prin traductorul de etalonare, cât și răspunsul traductoarelor ramei dinamometrice. Rezultatele acestei etalonări sunt prezentate în parte în cele ce urmează. Întrucât aceste determinări sunt legate de erori ale ramei, pentru o precizie ridicată, toate determinările au fost repetate de cel puțin două ori. Pe de altă parte, în total ar fi 36 de diagrame, câte șase pentru fiecare dintre cele șase sarcini externe, chiar dacă nu ar fi fost efectuate și repetiții. Din motive legate de volumul prezentei lucrări, vor fi prezentate doar cele șase diagrame pentru cazul încărcării punctului de articulație 2 cu o forță verticală  $F_{z2}$  îndreptată în jos (setul de diagrame prezentat în lucrare a fost ales aleator).

Astfel, în cele ce urmează, se vor prezenta diagramele funcțiilor de variație a forțelor pe cele șase traductoare ale ramei [N], în funcție de valoarea forței externe  $F_{z2}$  [N]. În diagrame se pot citi: valorile măsurate și funcția de regresie optimă, variația erorilor reziduale, valorile coeficienților funcției liniare de regresie (determinată cu metoda celor mai mici pătrate), a sumei pătratelor erorilor ( $Err^2$ ) și a coeficientului de regresie ( $R^2$ ).

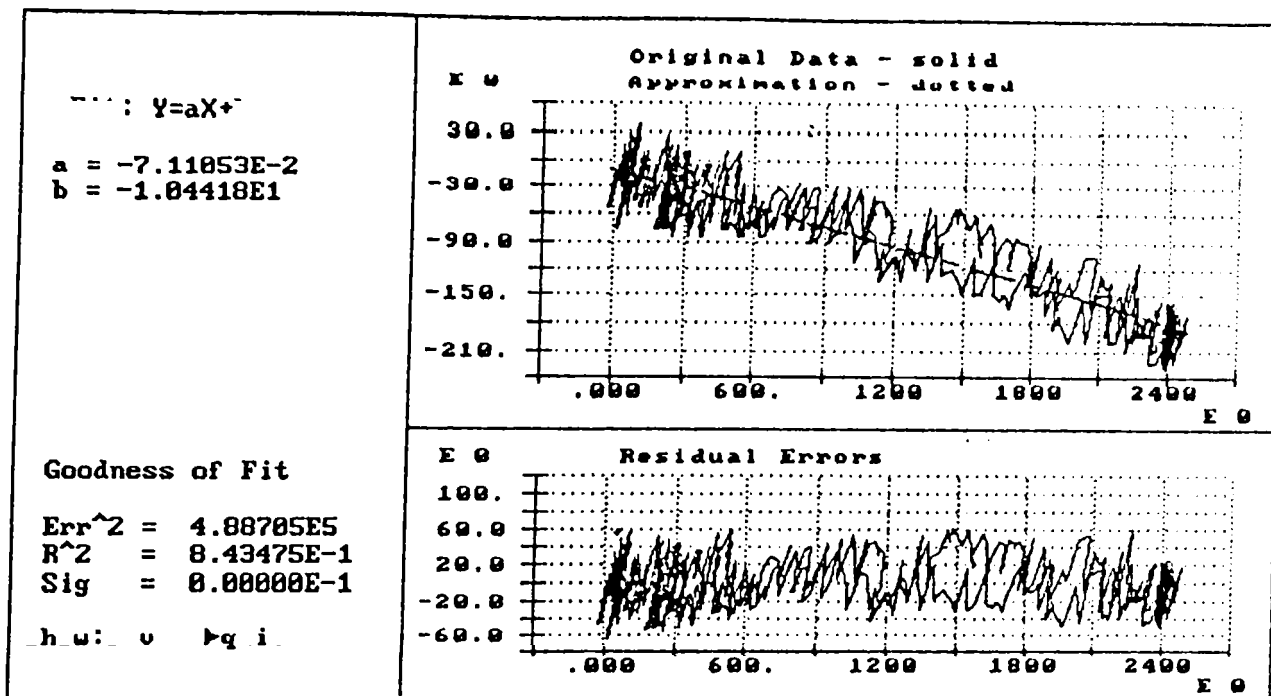


Fig. 4.28 Variația forței pe traductorul TX<sub>1</sub> în funcție de forța F<sub>Z2</sub>  
F<sub>X1</sub> = f (F<sub>Z2</sub>) - repetiția 1/3

Caracteristica de răspuns:  $k_{Z2, X1} = -0,0711053 \text{ N/N}$

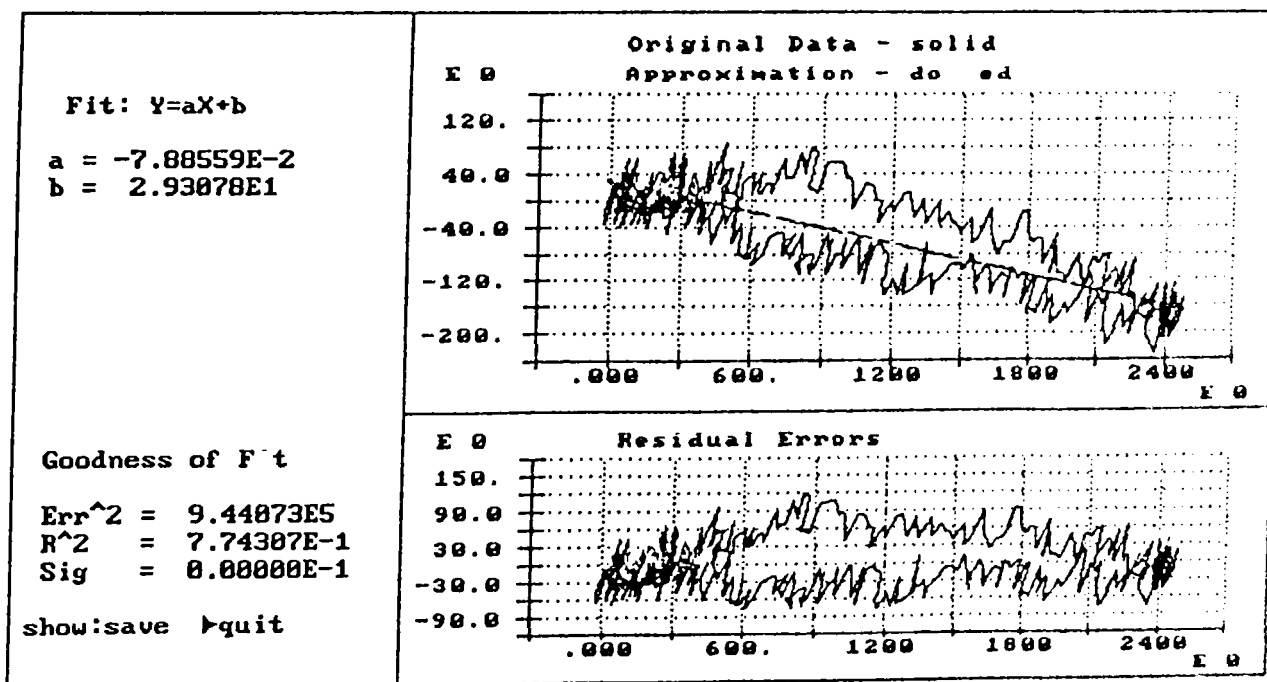


Fig. 4.29 Variația forței pe traductorul TX<sub>2</sub> în funcție de forța F<sub>Z2</sub>  
F<sub>X2</sub> = f (F<sub>Z2</sub>) - repetiția 1/3

Caracteristica de răspuns:  $k_{Z2, X2} = -0,0788559 \text{ N/N}$



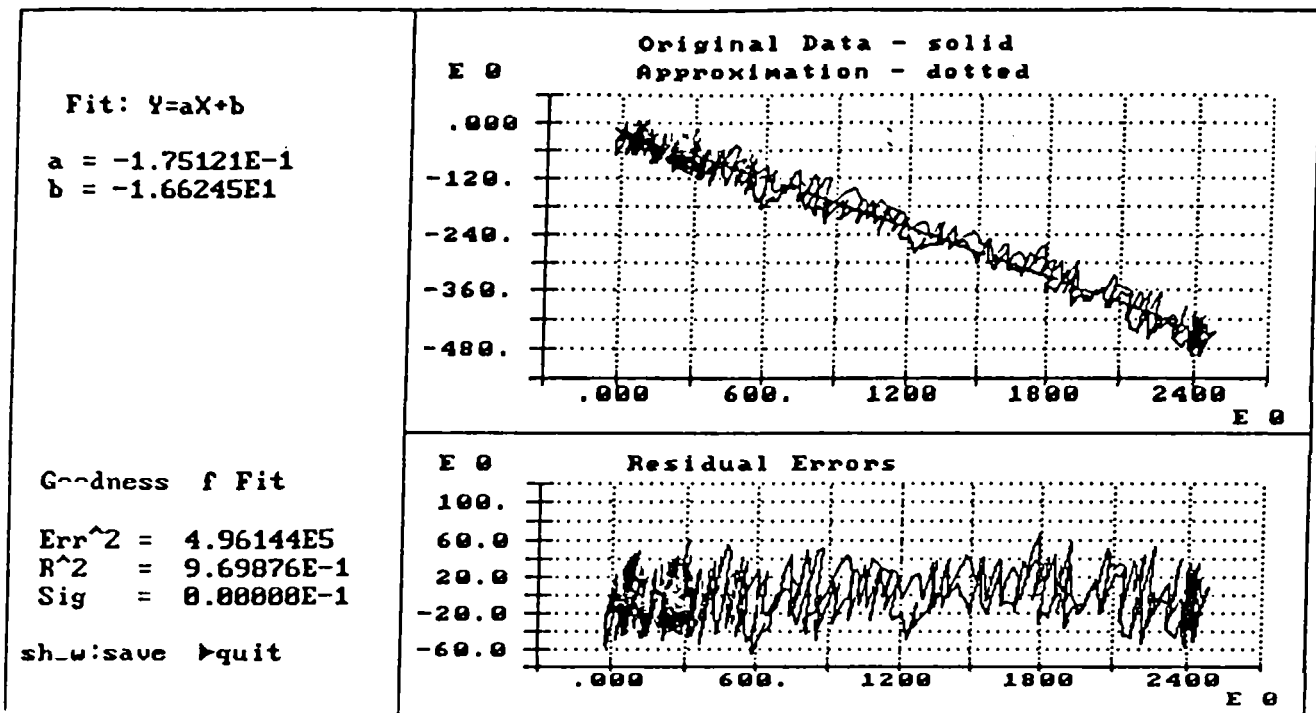


Fig. 4.30 Variația forței pe traductorul  $TX_3$  în funcție de forța  $F_{z2}$   
 $F_{X3} = f(F_{z2})$  - repetiția 1/3

Caracteristica de răspuns:  $k_{z2, X3} = -0,175121 \text{ N/N}$

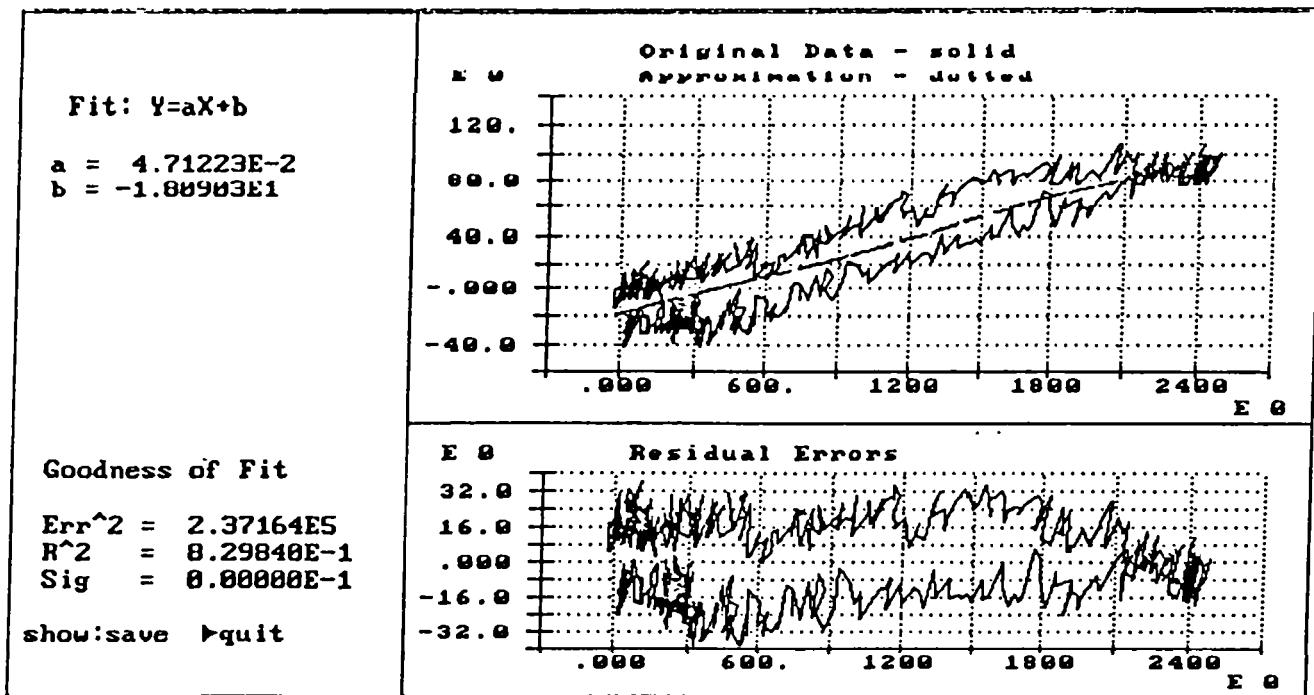


Fig. 4.31 Variația forței pe traductorul  $TY_2$  în funcție de forța  $F_{z2}$   
 $F_{Y2} = f(F_{z2})$  - repetiția 1/3

Caracteristica de răspuns:  $k_{z2, Y2} = 0,0471223 \text{ N/N}$

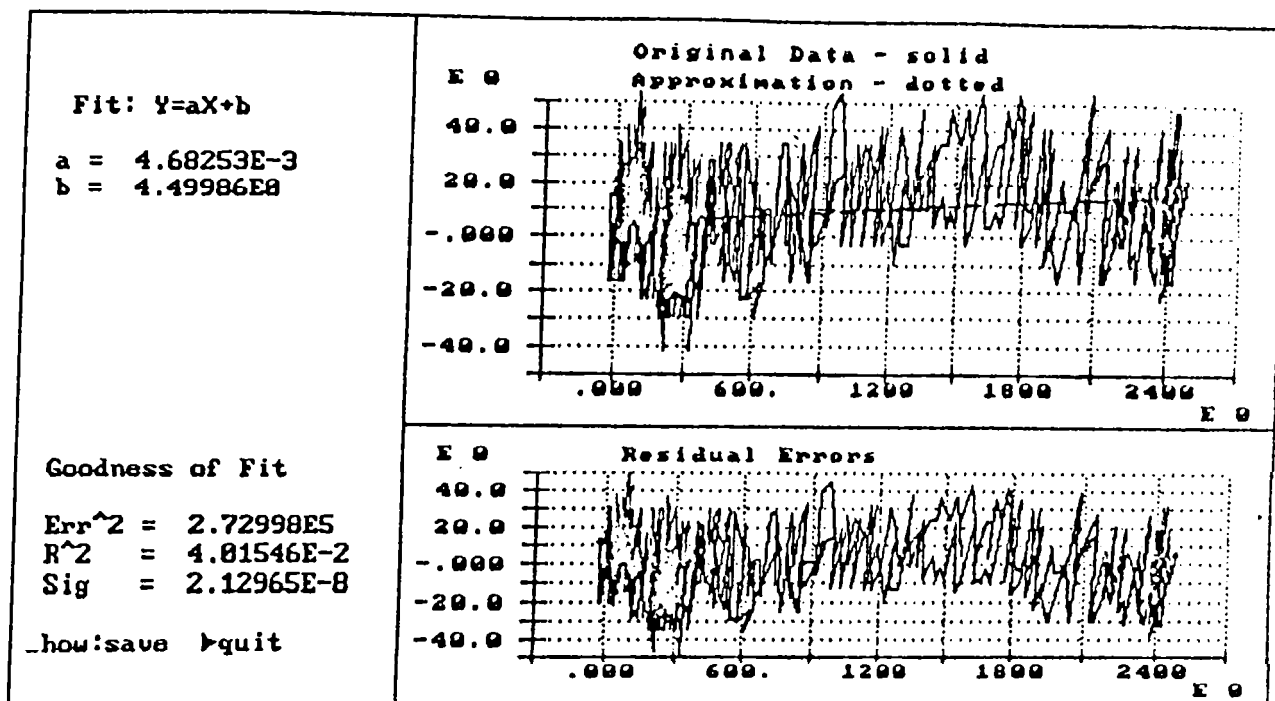


Fig. 4.32 Variația forței pe traductorul  $TZ_1$  în funcție de forța  $F_{Z2}$   
 $F_{Z1} = f(F_{Z2})$  - repetiția 1/3

Caracteristica de răspuns:  $k_{Z2,Z1} = 0,00468253 \text{ N/N}$

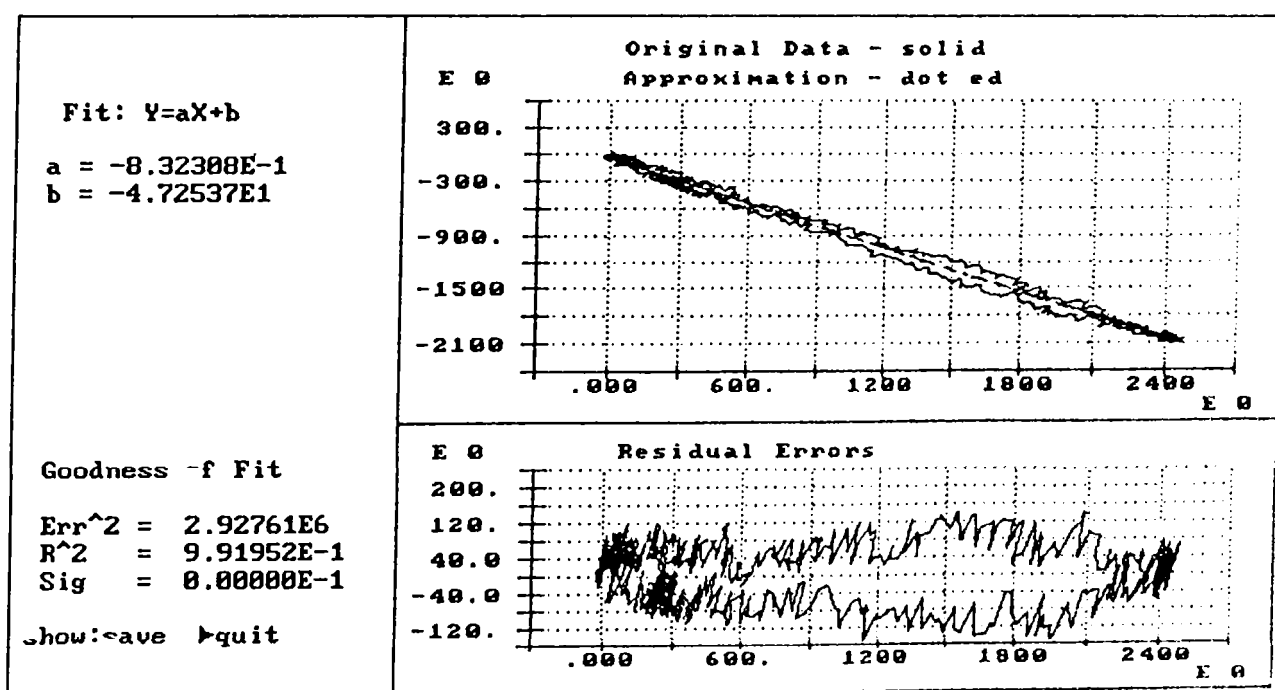


Fig. 4.33 Variația forței pe traductorul  $TZ_2$  în funcție de forța  $F_{Z2}$   
 $F_{Z2} = f(F_{Z2})$  - repetiția 1/3

Caracteristica de răspuns:  $k_{Z2,Z2} = 0,832308 \text{ N/N}$

În Tabelul 4.6 este prezentat tabelul centralizator al caracteristicilor de răspuns a ramei dinamometrice la încărcarea punctelor de articulație la care se pot prinde mașinile agricole.

**Tabelul 4.6 Centralizatorul caracteristicilor de răspuns ale ramei dinamometrice la încărcarea într-un singur punct cu o forță paralelă cu una din axele sistemului de coordonate a uneia dintre traductoarele corespondente punctului respectiv de articulație.**

Forța aplicată	Caracteristica de răspuns a traductorului $k_{ij}$ [N/N]*					
	TX <sub>1</sub>	TX <sub>2</sub>	TX <sub>3</sub>	TY <sub>2</sub>	TZ <sub>1</sub>	TZ <sub>2</sub>
X <sub>1</sub>	<b>0,9522</b>	0,0066	0,0091	0,0003	0,0253	0,0049
X <sub>2</sub>	0,0041	<b>0,9132</b>	0,0007	0,0058	0,0049	0,0044
X <sub>3</sub>	0,0047	0,0099	<b>-0,9387</b>	0,0108	0,0030	0,0222
Y <sub>2</sub>	<u>0,0823</u>	<u>0,0073</u>	-0,0011	<b>-0,8959</b>	-0,0184	-0,0212
Z <sub>1</sub>	-0,0757	0,0094	<u>-0,0727</u>	-0,0531	<b>-0,8735</b>	<u>-0,0151</u>
Z <sub>2</sub>	-0,0740	-0,0786	<u>-0,0893</u>	0,0460	<u>-0,0052</u>	<b>-0,8490</b>

\*Valorile din matrice sunt valori medii aritmetice ale rezultatului a două sau trei repetiții.

**Observație:**

Pentru o mai bună înțelegere, în tabel s-au făcut următoarele accentuări:

- Valorile corespunzătoare traductorului pe care sarcina o încarcă în principal sunt scrise cu caractere **îngroșate**;
- Valorile care și conform sistemului de ecuații de echilibru trebuie să fie nenule sunt scrise cu caractere cursive și subliniate;
- Valorile care sunt scrise cu caractere normale se datorează diafoniilor.

Valorile caracteristicii de răspuns, prezentate în Tabelul 4.6, sunt numeric egale cu forța care apare pe traductorul dat, dacă într-unul din punctele de articulație s-ar aplica una din sarcinile amintite mai sus, având modulul egal cu 1N.

Unele dintre erorile amintite mai sus, pe care în continuare le vom numi *diafoniile ramei*, folosind o noțiune împrumutată din telecomunicații, sunt determinabile și teoretic. Astfel, în conformitate cu cele din Fig. 4.9, în care sunt prezentate forțele de încărcare pe ramă, precum și sarcinile ce apar pe traductoare, se pot scrie ecuațiile de echilibru, din care se pot determina corelațiile dintre forțele exterioare aplicate și semnalele de pe traductoare:

$$F_{X1} = X_1 \tag{4.20}$$

$$F_{X2} = X_2 \tag{4.21}$$

$$F_{X3} = X_3 \tag{4.22}$$

$$F_{Y2} = X_1 \cdot \frac{b}{2c} - X_2 \cdot \frac{b}{2c} + Y_2 \cdot \frac{c-d}{c} \tag{4.23}$$

$$F_{Z1} = X_3 \cdot \frac{a}{c} + Z_1 - Z_2$$

( 4.24)

$$F_{Z2} = X_3 \cdot \frac{a}{c} - Z_1 + Z_2$$

( 4.25)

Pe baza relațiilor ( 4.20) la ( 4.25) se poate scrie matricea teoretică a diafoniilor. Folosind această matrice, se pot determina valorile diafoniilor maxime, care corespund erorilor intrinseci ale ramei. Metoda de determinare a acestora este următoarea (după Fock *et al.*, 1980[74]) pentru fiecare linie din matricea reală a diafoniilor (Tabelul 4.6), se face raportul între valoarea cea mai mare - în modul - dintre cele care teoretic ar trebui să fie nule și valoarea cea mai mare - în modul - dintre cele care și teoretic sunt nenule. Acesta din urmă corespunde întotdeauna traductorului care măsoară în punctul și pe direcția în care acționează forța. Astfel, valorile maxime ale diafoniilor ramei dinamometrice cu care s-au efectuat determinările, sunt cele prezentate în Tabelul 4.7.

*Tabelul 4.7. Valorile diafoniilor maxime ale ramei dinamometrice*

Traductorul	TX <sub>1</sub>	TX <sub>2</sub>	TX <sub>3</sub>	TY <sub>2</sub>	TZ <sub>1</sub>	TZ <sub>2</sub>
Valoarea diafoniei maxime a traductorului [%]	2.66	0.64	2.36	2.37	8.67	9.26

Între cauzele erorilor de măsurare sistematice și ale diafoniilor ramei, trebuie să amintim:

- greutatea proprie a ramei dinamometrice;
- erori în simularea componentelor de încărcare  $F_{X1}$ ,  $F_{X2}$ ,  $F_{X3}$ ,  $F_{Y2}$ ,  $F_{Z1}$  și  $F_{Z2}$  din punctul de vedere al direcției acestora;
- frecările din articulațiile barelor de transmitere a forțelor la traductoare;
- în timpul încărcării se modifică poziția barelor de legătură (de exemplu din cauza deformării anvelopelor tractorului), acestea nemaifiind paralele cu axele sistemului de referință, ca atare traductoarele nu sunt încărcate în planul proiectat;
- în timpul încărcării apar deformații și în ramă și în barele de legătură, care nu au rigiditatea infinită cum ar fi necesar în cazul ideal.
- barele de legătură nu au dimensiuni infinit mici, cum ar fi teoretic necesar, ceea ce va duce la apariția unor momente suplimentare care vor fi echilibrate prin forțele induse în traductoare care, teoretic, nu ar trebui să fie încărcate.

#### 4.5.1.4 Etalonarea sistemului de măsurare

Din sistemul de măsurare, pe lângă echipamentul de măsurare propriu-zis mai face parte și modelul experimental. Scopul acestei etape este să pună la punct o metodă prin care știind valorile semnalelor sau ale forțelor care apar pe traductoarele ramei dinamometrice, să se poată determina prin calcul forțele care, acționând asupra organului de lucru, au dus la apariția acestor semnale. Teoretic, ținând cont de cele prezentate în Fig. 4.10 și folosind relațiile ( 4.14) la ( 4.19), această problemă se poate rezolva. Cu atât mai mult cu cât, în cazul unui organ de lucru

simetric, dispus simetric, ecuațiile se simplifică, iar momentele se datorează numai faptului că punctul de aplicație al rezultantei nu se găsește tot timpul în același punct pe organul de lucru. Dacă la aceasta se mai adaugă și faptul că, în realitate nu toate rezistențele elementare ale solului sunt forțe care se pot compune (pentru că, de exemplu, nu sunt vectori concurenți), respectiv că există și diafoniile ramei, se poate lesne concluziona că o abordare teoretică nu are relevanță practică.

Pentru eliminarea "diafoniilor" se cere ca traductoarele să fie astfel construite și montate pe cadru, încât rigiditatea lor pentru acele grade de libertate după care nu trebuie să fie măsurate, să fie apropiată de zero. În acest scop, transmiterea forțelor pe traductoare se face prin bare de legătură articulate la ambele capete cu articulații sferice. Fock *et al.* (1980 [74]), Garner *et al.* (1988 [78]) și Perumpral *et al.* (1980 [170]) arată că nici această soluție nu elimină în totalitate diafoniile și că utilizarea ecuațiilor de echilibru la calculul torsorului produce valori a căror precizie nu este satisfăcătoare.

În aceste condiții, s-a apelat la o metodă care se bazează pe utilizarea funcțiilor de transfer. Încercări preliminare de laborator efectuate de autor au arătat că încărcarea organului de lucru cu o forță sau cu un moment variabil după una din cele trei direcții principale, produce semnale de răspuns liniare pe toate cele șase traductoare. Această observație indică faptul că se poate căuta o funcție de transfer pentru determinarea, cu precizia corespunzătoare, a forțelor ce produc anumite semnale pe traductoare. Principiul de determinare a acestei funcții de transfer rezidă în faptul că se studiază răspunsul sistemului (aparatura de măsurare) la forțe externe cunoscute, ulterior căutându-se funcția de corelație dintre intrările și ieșirile sistemului.

Forma generală a relației de transfer este :

$$\left( F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z \right) = f(U_{X1}, U_{X2}, U_{X3}, U_{Y2}, U_{Z1}, U_{Z2}) \quad (4.26),$$

pentru cazul în care se lucrează cu valorile semnalelor electrice măsurate pe traductoare. Dacă, așa cum s-a procedat în cazul de față, s-au măsurat direct forțe, relația (4.26) capătă următoarea formă:

$$\left( F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z \right) = f(F_{X1}, F_{X2}, F_{X3}, F_{Y2}, F_{Z1}, F_{Z2}) \quad (4.27)$$

Sub formă matriceală, relația de transfer se poate scrie :

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & k_{14} & k_{15} & k_{16} \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} & k_{24} & k_{25} & k_{26} \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} & k_{34} & k_{35} & k_{36} \\ k_{41} & k_{42} & k_{43} & k_{44} & k_{45} & k_{46} \\ k_{51} & k_{52} & k_{53} & k_{54} & k_{55} & k_{56} \\ k_{61} & k_{62} & k_{63} & k_{64} & k_{65} & k_{66} \end{bmatrix} \times \begin{Bmatrix} F_{X1} \\ F_{X2} \\ F_{X3} \\ F_{Y2} \\ F_{Z1} \\ F_{Z2} \end{Bmatrix} \quad (4.28)$$

sau simplificat:

$$\{T\} = [k] \times \{F\}$$

( 4.29)

unde:  $\{T\}$  este vectorul (matricea coloană) care conține elementele torsorului,  
 $[k]$  - matricea coeficienților funcției de transfer (în continuare matricea coeficienților);

$\{F\}$  - matricea coloană a valorilor forțelor care apar pe traductoarele ramei dinamometrice.

Elementele matricei coeficienților nu sunt numere adimensionale, ci au dimensiuni după cum urmează :

$k_{i,j}$  unde  $i = 1,2,3$  și  $j = 1,2,3,4,5,6$  sunt în  $[N/V]$ , iar

$k_{i,j}$  unde  $i = 4,5,6$  și  $j = 1,2,3,4,5,6$  sunt în  $[N \cdot m/V]$

Dacă se cunosc elementele matricei coeficienților și valorile semnalelor de ieșire ale traductoarelor produse de forțe sau momente necunoscute ce acționează pe organul de lucru, folosind relația ( 4.29) se pot calcula valorile forțelor și ale momentelor ce au acționat asupra organului de lucru.

Pentru determinarea elementelor matricei coeficienților se pleacă de la relația ( 4.29), în care se efectuează următorul artificiu de calcul:

$$[k]^{-1} \times [k] \times \{F\} = [k]^{-1} \times \{T\} \Rightarrow \{F\} = [k]^{-1} \times \{T\}$$

( 4.30)

Ținând cont de relația ( 4.30) se pot determina elementele matricei inverse a coeficienților  $[k]^{-1}$  în următorul mod. Sistemul se încarcă cu un torsor care are un singur element nenul, să spunem  $F_x$ , având modulul 1N, care acționează într-un punct bine definit, astfel încât și componentele de moment să fie nule. În aceste condiții, coeficienții matricei inverse din rândul corespunzător componentei nenule sunt numeric egali cu coeficienții caracteristici determinați experimental și calculați prin regresie, pe baza măsurătorilor. Matriceal cele de mai sus se pot scrie după cum urmează:

$$\begin{Bmatrix} F_{X1} \\ F_{X2} \\ F_{X3} \\ F_{Y2} \\ F_{Z1} \\ F_{Z2} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & k_{14} & k_{15} & k_{16} \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} & k_{24} & k_{25} & k_{26} \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} & k_{34} & k_{35} & k_{36} \\ k_{41} & k_{42} & k_{43} & k_{44} & k_{45} & k_{46} \\ k_{51} & k_{52} & k_{53} & k_{54} & k_{55} & k_{56} \\ k_{61} & k_{62} & k_{63} & k_{64} & k_{65} & k_{66} \end{bmatrix}^{-1} \times \begin{Bmatrix} F_x \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \Rightarrow \begin{Bmatrix} F_{X1} \\ F_{X2} \\ F_{X3} \\ F_{Y2} \\ F_{Z1} \\ F_{Z2} \end{Bmatrix} = F_x \cdot \begin{Bmatrix} \theta_{11} \\ \theta_{21} \\ \theta_{31} \\ \theta_{41} \\ \theta_{51} \\ \theta_{61} \end{Bmatrix}$$

( 4.31)

Dacă se face raportul dintre forțele măsurate pe traductoare și forța  $F_x$ , rezultatul este tocmai vectorul coeficienților unghiulari ai funcțiilor liniare determinate experimental.

În continuare, pentru etalonare, s-a acționat în condiții de laborator în punctul de aplicație considerat P, cu o forță  $F_x$  având valoarea cunoscută (în realitate s-a utilizat ca sursă a forței un

cilindru hidrostatic care a fost acționat de la o pompă manuală, exact ca în toate celelalte etape ale etalonării), măsurată prin traductorul etalon. Valorile semnalelor primite de la cele șapte traductoare au fost prelucrate după cum urmează. S-a făcut un calcul de regresie pentru fiecare șir de semnale în funcție de semnalele corespunzătoare ale dinamometrului etalon. S-au găsit funcțiile liniare corespunzătoare. Celelalte elemente ale matricei inverse se determină folosind aceeași metodologie, făcând măsurători pe rând, prin încărcarea organului de lucru cu forțe pe direcțiile  $Ox$  și  $Oz$ , respectiv cu momente după axele  $Ox$ ,  $Oy$ ,  $Oz$ .

În Fig. 4.34 se prezintă o fotografie în care se vede modelul experimental în timpul determinărilor experimentale care au avut ca scop etalonarea sistemului de măsurare. În imagine se vede modelul experimental fiind încărcat cu o forță  $F_x$ .

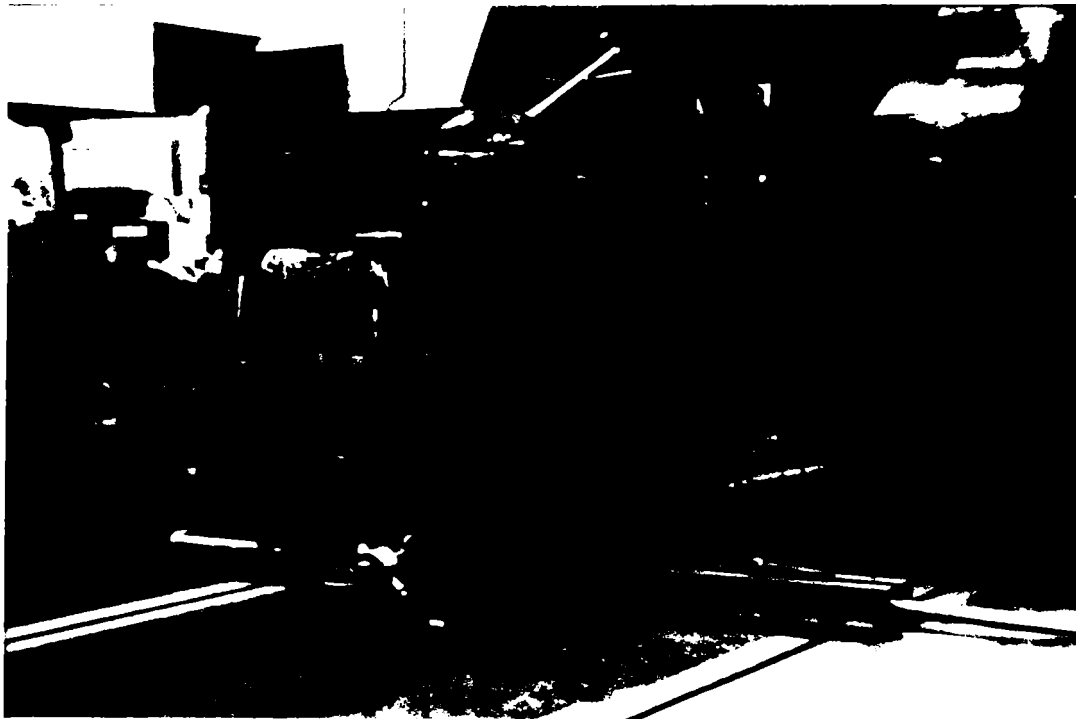


Fig. 4.34 Modelul experimental în timpul etalonării sistemului de măsurare

Rezultatele etalonării sistemului sunt prezentate mai jos:

- Matricea coeficienților unghiulari ai funcțiilor de regresie liniară rezultate din etalonare:

$$[\theta_{i,j}] = \begin{bmatrix} 1,083 & -1,2056 & -0,7495 & -0,02996 & -0,8455 & -1,2634 \\ 1,013 & 1,0926 & -0,4013 & 0,18182 & -0,4193 & 1,31222 \\ 1,507 & -0,0592 & -2,0306 & 0,21914 & -1,8571 & 0,09073 \\ -0,275 & 0,6247 & 0,0216 & 0,07718 & 0,2023 & -0,07698 \\ 0,2799 & 0,6975 & -0,4673 & 0,72999 & 0,2605 & -0,03694 \\ 0,1074 & -0,5955 & -0,4578 & -1,0841 & 0,35299 & 0,17282 \end{bmatrix}$$

(4.32)

- Matricea de transfer, rezultată din inversarea matricei coeficienților:

$$[k_{i,j}] = [\theta_{i,j}]^{-1} = \begin{bmatrix} 0,8443 & 0,8431 & -0,5308 & 0,0568 & 0,1303 & 0,1026 \\ 0,2911 & 0,3881 & -0,0798 & 1,79 & -0,3228 & -0,049 \\ 0,4767 & 0,551 & -0,5053 & 0,2358 & -0,7021 & -0,4789 \\ -0,359 & -0,3508 & 0,1056 & -1,4706 & 0,8336 & -0,4934 \\ 0,0794 & 0,0286 & -0,3929 & -0,5118 & 0,9897 & 0,5532 \\ -0,673 & 0,0146 & 0,1813 & -1,4219 & 0,1542 & 0,0603 \end{bmatrix}$$

( 4.33)

Pentru calculul matricii inverse s-a folosit programul utilitar MathCAD PLUS ver. 6.0, produs de MathSOFT Corporation din SUA.

În ceea ce privește utilizarea metodei matriceale, dacă în urma unor măsurători există valorile determinate experimental ale forțelor ce au acționat pe traductoarele ramei, se pot calcula elementele torsorului care a dat naștere acestora, folosind relația ( 4.28).

## 4.5.2 PRELUCRAREA ȘI INTERPRETAREA REZULTATELOR ÎNCERCĂRILOR EFECTUATE ÎN CÂMP

### 4.5.2.1 Determinarea vitezei de lucru

Viteza de lucru este determinată pe baza măsurării timpului de parcurs pentru o porțiune jalonată, având lungimea determinată.

Timpul  $t_i$  necesar parcurgerii spațiului  $S_i$  este cronometrat și înregistrat, iar viteza medie corespunzătoare se determină cu relația:

$$v_i = 3,6 \cdot \frac{S_i}{t_i} \quad [\text{km/h}]$$

( 4.34)

Întrucât lungimea porțiunilor jalonate este mică (15, 20 sau 30 m, în funcție de viteza de lucru cu care s-a dorit să se lucreze), această abordare globală nu introduce erori semnificative, întrucât viteza de lucru pe tronsoane atât de scurte nu se poate modifica statistic semnificativ, dacă se menține constantă poziția clapetei de accelerație, care determină turația motorului tractorului chiar dacă anumite abateri în ceea ce privește caracteristicile dinamice ale solului pot să apară din cauza neomogenității.

### 4.5.2.2 Măsurarea adâncimii de lucru

Determinările au fost efectuate cu modelul experimental fără roată de reglare a adâncimii de lucru și cu măsurarea continuă a valorii adâncimii de lucru.

Pentru realizarea măsurării continue a adâncimii de lucru, autorul a proiectat un dispozitiv compus dintr-o roată de bicicletă care rulează liber pe suprafața solului, și un mecanism prin care un traductor de poziție inductiv tip MIKI MER-50E citește continuu poziția roții (Fig. 4.35). Semnalele traductorului inductiv sunt amplificate de un amplificator Hottinger-



Baldwin Messtechnik tip KWS 3071, și prin placa de achiziții de date DASH-8 și programul ASYSTANT PLUS ajunge în memoria calculatorului. Pentru a se putea utiliza dispozitivul, s-a realizat etalonarea lui în laborator. Diagrama de etalonare este prezentată în Fig. 4.36. După cum se poate observa caracteristica este foarte apropiată de una liniară, coeficientul de regresie liniară având valoare foarte mare ( $R^2=0,995447$ ).

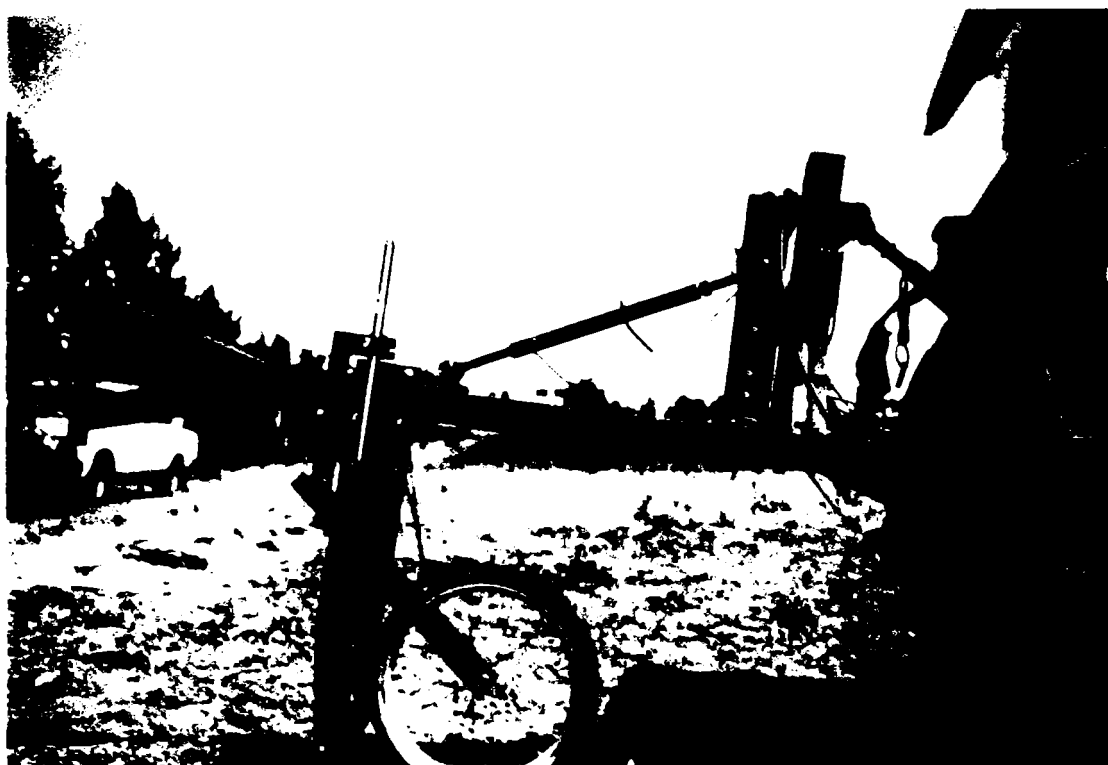


Fig. 4.35 Dispozitivul de măsurare continuă a adâncimii de lucru

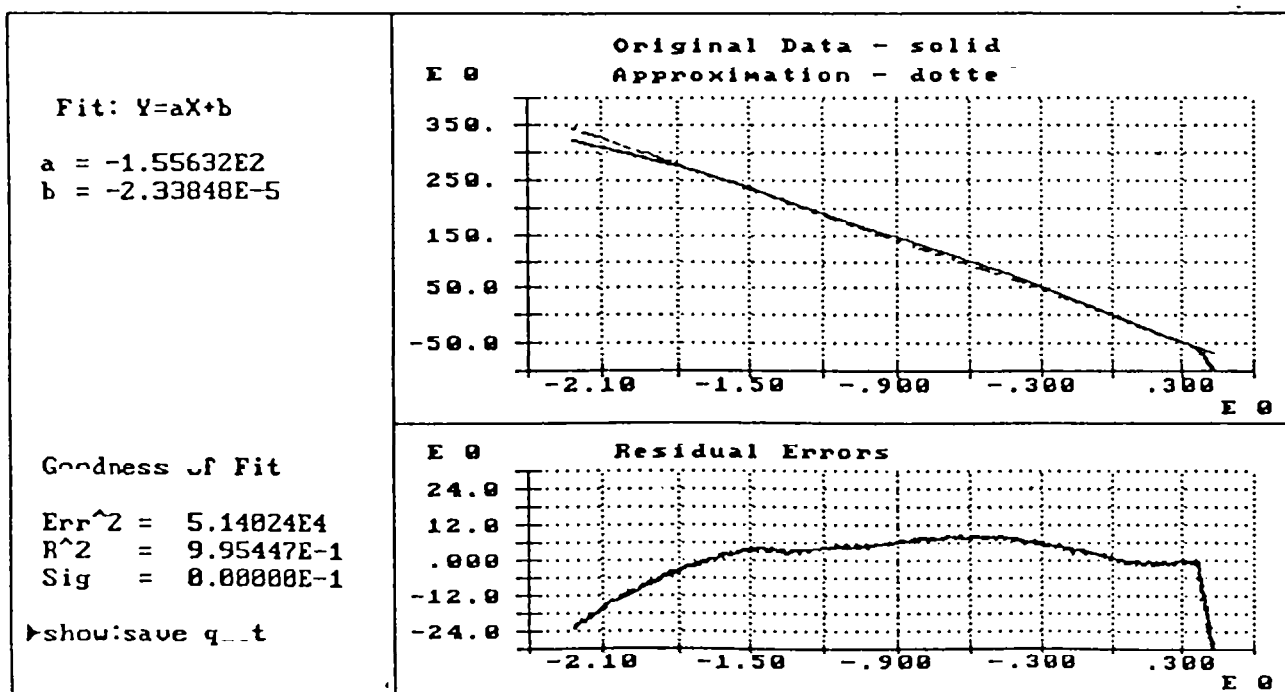


Fig. 4.36 Diagrama de etalonare a sistemului de măsurare continuă a adâncimii de lucru. (Diagrama funcției de variație a adâncimii de lucru [mm], în funcție de semnalul dat de traductorul inductiv[V]: valori măsurate și funcția de regresie optimă. Eroarea reziduală, valorile coeficienților funcției liniare de regresie (determinate cu metoda celor mai mici pătrate), a sumei pătratelor eronilor ( $Err^2$ ) și a coeficientului de regresie ( $R^2$ )).

### 4.5.2.3 Determinarea umidității solului

Întrucât în întocmirea planului de experimentări, printre scopurile urmărite nu a figurat studiul efectului umidității asupra procesului de afânare a solului, prin determinarea umidității s-a urmărit doar să se cunoască starea generală a solului pe care s-au efectuat experimentările.

Astfel, s-au prelevat probe de sol din cinci puncte diferite ale solei de experimentare, alese aleator. În fiecare punct, folosindu-se o sondă pentru prelevare de la adâncimi diferite, s-au luat probe din trei orizonturi diferite de adâncime:

1. orizontul superior (adâncimea între 0 și 100 mm);
2. orizontul mediu (adâncimea între 100 și 200 mm);
3. orizontul inferior (adâncimea între 200 și 300 mm).

Cilindrii de oțel folosiți pentru prelevare au fost introduși în câte o cutie metalică cu capac metalic și, pentru a nu compromite determinările, au fost introduse încă în câte două pungă de plastic, fiecare închisă etanș. Între momentul prelevării probelor și cântărirea lor au trecut circa cinci ore. Probele după cântărire au fost puse în etuvă și au fost uscate timp de 15 ore la temperatura de 105°C. Probele astfel uscate au fost cântărite din nou, iar umiditatea absolută a probelor a fost determinată cu ajutorul relației următoare:

$$w_a = \frac{m_2 - m_3}{m_3 - m_1} 100 [\%]$$

( 4.35)

unde:  $m_1$  este tara cutiei (masa cutiei goale);

$m_2$  - masa cutiei cu proba de sol în stare naturală;

$m_3$  - masa cutiei cu solul după uscare.

Pe baza valorilor determinate experimental s-a calculat umiditatea absolută medie a solului în care s-au realizat încercările experimentale. Distribuția valorilor rezultate din determinări este una cu varianță redusă, abaterea medie pătratică fiind de 0,842, la o valoare medie a umidității de  $w_a=20,822\%$ . Ținând cont de clasele de valori ale indicilor de umiditate propuse de Chiriță în 1962 (citată de Canarache, 1990 [52]), se poate concluziona că solul pe care s-a lucrat avea o umiditate moderat accesibilă (umiditatea relativă de 62-70%, iar indicele de umiditate  $I_u=54.79\%$ , pentru următoarele valori ale unor indici hidrofizici ai solului: capacitatea de câmp  $w_{cc}=29,75\%$  și limita de ofilire  $w_{co}=10,01\%$ ), ceea ce este starea considerată ideală pentru utilizarea organelor de afânare, ușor inferior așa-zisei stări de maturitate fizică a solului.

Centralizatorul datelor cu privire la umiditatea solului este prezentat în Tabelul 4.8.

Tabelul 4.8 Valorile parametrilor necesari determinării umidității solului

Nr. probă	Tara cutiei $m_1$ [g]	Masa cutiei cu proba de sol în stare naturală $m_2$ [g]	Masa cutiei cu proba de sol uscat $m_3$ [g]	Orizontul de sol din care s-a prelevat proba	Umiditatea absolută a probei de sol $w_a$ [%]	Umiditatea medie pe orizont $w_o$ [%] (Varianța $\sigma^2$ )	Umiditatea medie $w_s$ [%] (Varianța $\sigma^2$ )
1	10,97	72,48	62,21	Orizont superior 0-10 cm	20,01	19,767 (0,2517)	20,822 (0,842)
2	10,88	57,10	49,56		19,5		
3	11,02	63,00	54,38		19,8		
4	10,82	51,19	44,17	Orizont mediu 10-20 cm	21,1	21,167 (0,4041)	
5	10,38	53,30	45,92		20,8		
6	10,45	54,43	46,61		21,6		
7	15,28	100,87	85,6	Orizont inferior 20-30 cm	21,6	21,533 (0,0577)	
8	15,16	108,7	92,12		21,5		
9	15,80	104,42	88,75		21,5		

#### 4.5.2.4 Determinarea rezistenței solului la penetrare

Rezistența solului la penetrare a fost determinată cu un penetrometru de tip Sinóros-Szabó și Kazó. Penetrometrul este dotat cu un con conform standardului ASAE S313.2 (Anonim, 1994 [12]). Determinarea rezistenței la penetrare se face prin măsurarea forței necesare împingerii în sol a conului, printr-un traductor electro-tensometric supus la sarcină de compresiune. Realizarea forței de apăsare se realizează prin intermediul unui mecanism cu două bare excentrice.

Pentru achiziționarea datelor, sistemul are o memorie cu acces aleator (*RAM*) propriu, având capacitatea de 16 kB. Această capacitate permite memorarea rezultatelor măsurătorilor pentru 10 puncte, dacă adâncimea de măsurare maximă este de 90 cm, cu prelevare din centimetru în centimetru. După ce memoria internă a penetrometrului este epuizată, aceste date pot fi transferate într-un PC prin intermediul unui port serial al calculatorului. În acest scop, respectiv pentru prelucrarea datelor, sistemul are și un program propriu de achiziție și prelucrare de date numit 3T-SYS.

Determinările au fost efectuate în trei zone alese aleator, în fiecare dintre acestea realizându-se măsurători în câte opt puncte aflate pe o dreaptă normală la direcția de deplasare în lucru, la distanța de 150 mm între ele.

În Fig. 4.37 se prezintă o fotografie în care se vede autorul în timp ce efectuează determinarea rezistenței solului la penetrare într-un punct din sola în care s-au efectuat măsurătorile experimentale.

Efectul afânării realizate de organul de lucru apare într-un mod evident și în urma studierii variației rezistenței la penetrare în funcție de adâncime. Pentru exemplificare, în Fig. 4.38 sunt prezentate comparativ curbele acestea pentru solul în stare naturală (deci înainte de realizarea experimentărilor), și solul în stare afânată.



Fig. 4.37 Măsurarea rezistenței solului la penetrare cu penetrograf efectuată în sola experimentală

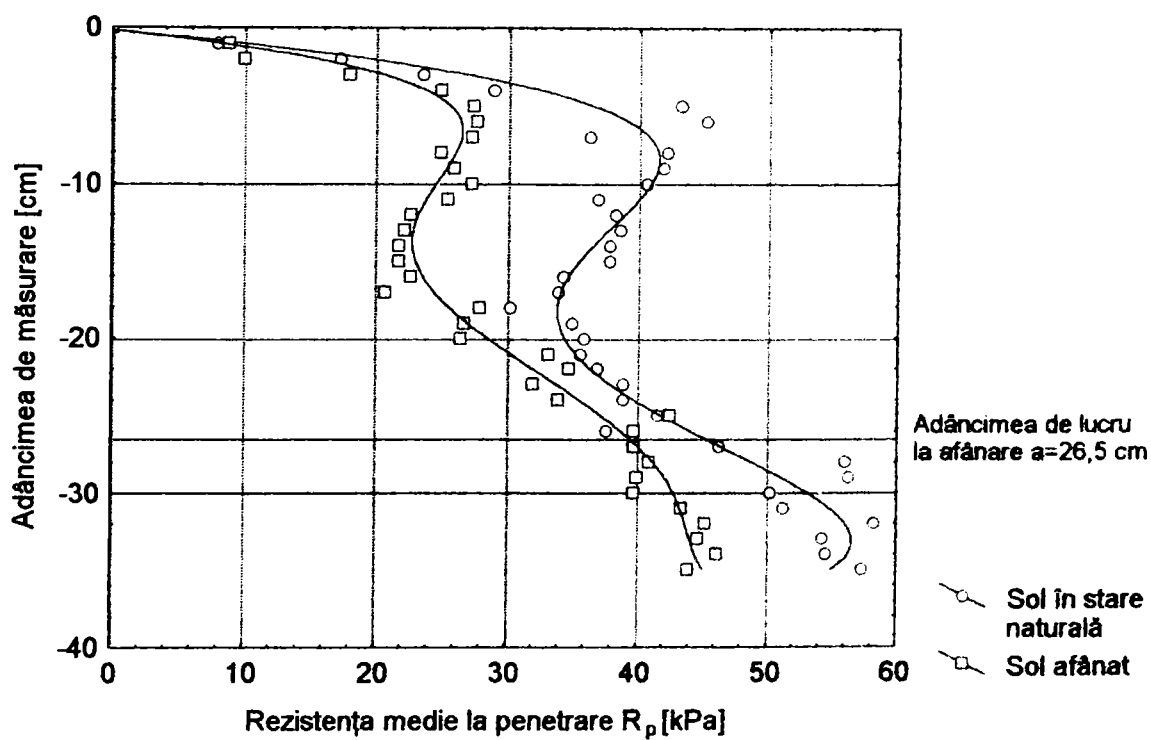


Fig. 4.38 Variația rezistenței medii la penetrare cu adâncimea de măsurare

#### 4.5.2.5 Determinarea caracteristicilor mecanice ale solului

În vederea realizării comparației dintre rezultatele experimentale ale măsurătorilor și valorile rezultate din modelul teoretic, a fost necesar să se determine cele mai importante caracteristici mecanice ale solului, în speță: coeziunea, coeficientul de frecare internă și coeficientul de frecare externă.

În vederea determinării acestor coeficienți, neavând la dispoziție aparatură care să permită măsurarea lor *in situ*, s-a luat decizia utilizării unui aparat de tip Litvinov, cu cutie de forfecare directă a unor probe în stare naturală, dar în condiții de laborator. Probele au fost prelevate din câmpul experimental, folosind o metodologie de prelevare aleatoare din șase locuri diferite, din trei orizonturi diferite, ca în cazul determinării umidității (vezi 4.5.2.3).

Metodologia fiind bine cunoscută, în prezenta lucrare se prezintă numai o fotografie realizată în timpul determinărilor într-unul din laboratoarele Catedrei de Mașini Agricole al UTB (Fig. 4.39), respectiv rezultatele determinărilor realizate, acestea fiind centralizate în diagramele din Fig. 4.40 și Fig. 4.41

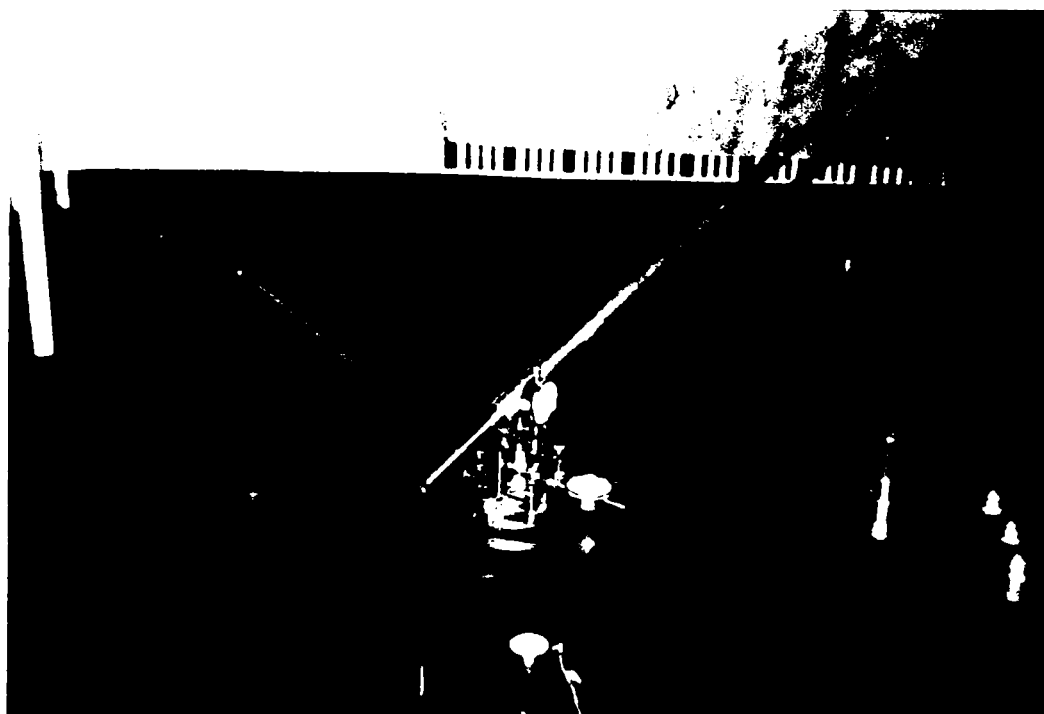


Fig. 4.39 Aparatul de determinare a caracteristicilor dinamice ale solului de tip Litvinov, cu cutie de forfecare directă, în timpul măsurătorilor.

Pentru cazul unghiului de frecare externă a solului, neavând posibilități materiale și nici aparatura necesară efectuării determinărilor experimentale, s-a acceptat valoarea propusă de Sitkei (1967 [201] și 1981 [202]), ca acest unghi, pentru cernoziomuri de tip asemănător celui din sola experimentală, să se determine conform formulei de mai jos:

$$\delta = \frac{4}{5} \cdot \varphi \quad (4.36)$$

În urma determinărilor și a calculelor de estimare neliniară și de regresie liniară, a rezultat că solul are:

- coeziunea  $c = 20,922$  kPa;
- unghiul de frecare internă  $\varphi = 34,7515^\circ$ ;
- unghiul de frecare externă  $\delta = 27,801^\circ$ .

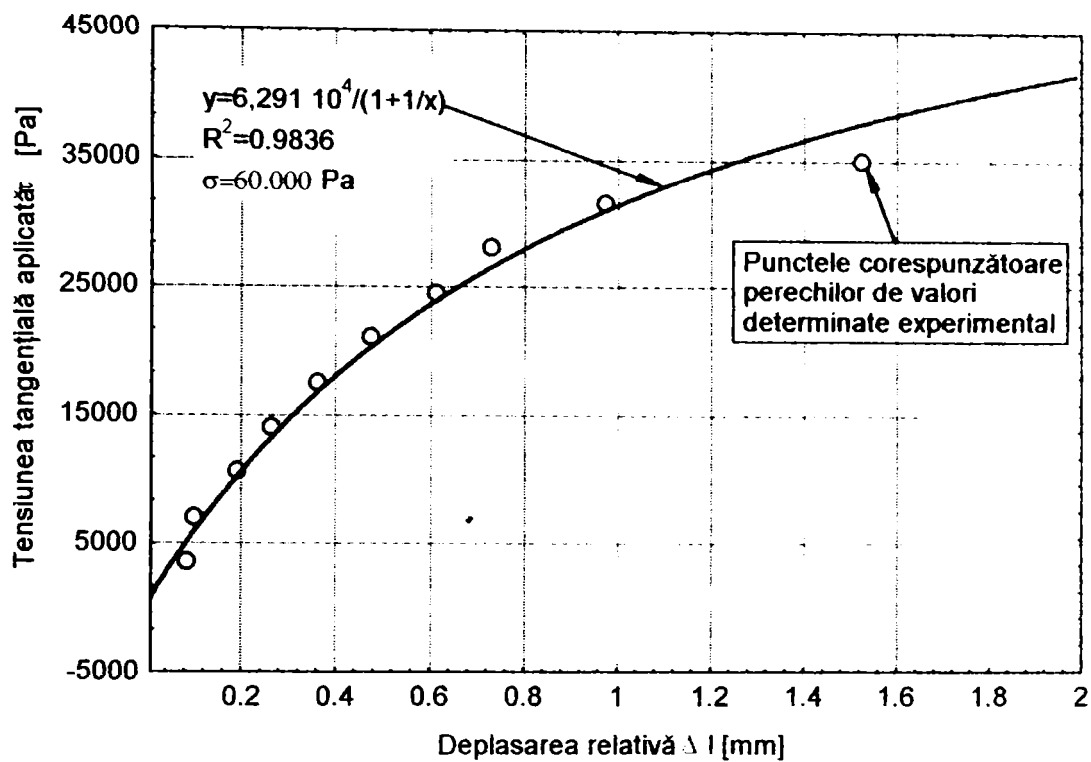


Fig. 4.40 Corelația dintre tensiunea tangențială aplicată și deplasarea relativă a cutiei de forfecare care îi corespunde, respectiv funcția de estimare neliniară

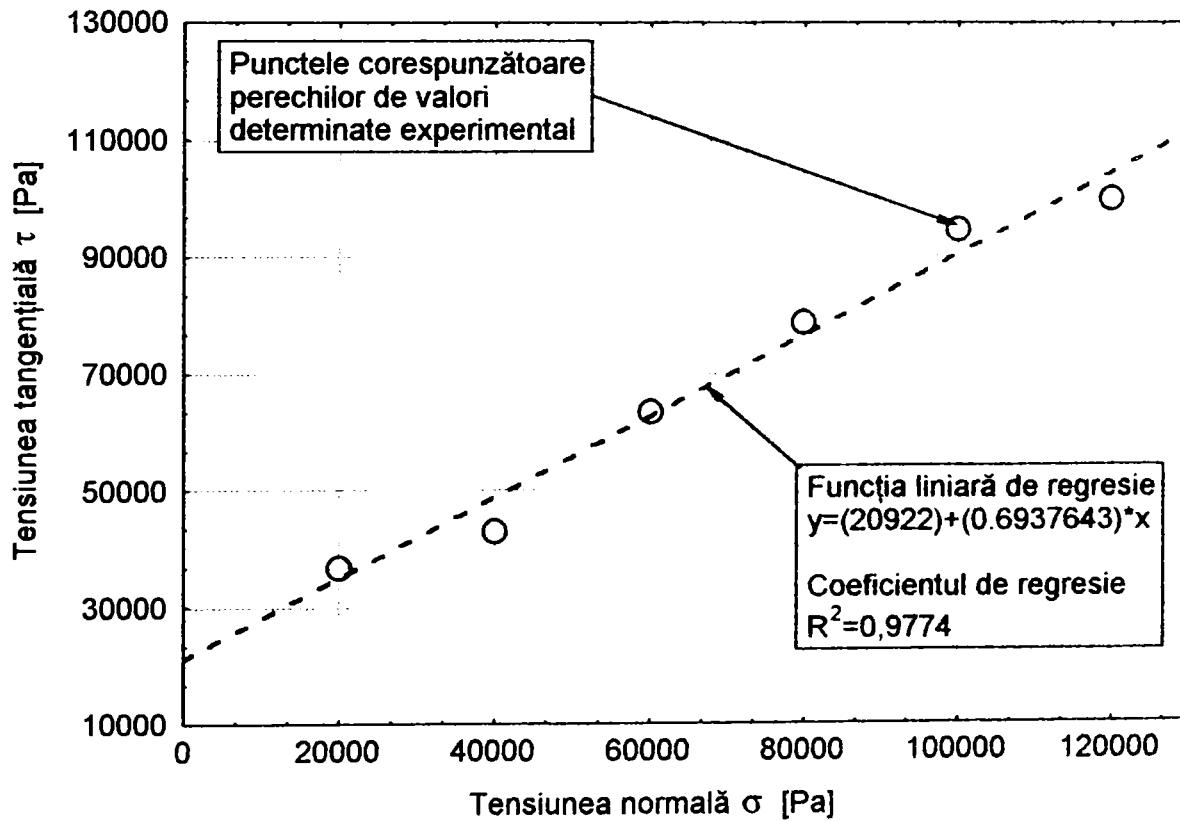


Fig. 4.41 Corelația dintre tensiunea normală și tensiunea tangențială de rupere pentru criteriul Mohr-Coulomb în cazul solului din sola experimentală

#### 4.5.2.6 Prelucrarea datelor rezultate în urma măsurătorilor de forță. Considerații generale.

Întrucât pe modelul experimental nu s-a prevăzut nici un dispozitiv care să permită reglajul exact al adâncimii de lucru, și tronsoanele corespunzătoare repetițiilor nu sunt neapărat succesive, a fost necesar ca studiul energetic să se facă, în unele cazuri, pentru forțe specifice, în locul valorii lor absolute.

Pentru calculul rezistenței specifice s-a ales varianta care corespunde unei abordări care are și sens fizic, în speță, rezistența se raportează la aria secțiunii transversale de sol afânat. În vederea calculării acestui parametru, a fost nevoie să se determine dimensiunile secțiunilor. În acest scop, folosind o cazma, s-a excavat în mai multe secțiuni alese aleator.

În urma studierii secțiunilor astfel excavate s-a putut concluziona, că unghiul de înclinare transversală a planurilor de rupere este, cu mici abateri, invariabil. Valorile întâlnite au fost în intervalul de  $43^\circ$  și  $47^\circ$ . S-a luat decizia că, în aceste condiții, calculul ariei secțiunii transversale a zonei afânate se va face astfel:

$$S = a \cdot (a + b) \quad (4.37)$$

După cum se poate vedea din relația (4.37), dar și din Fig. 4.43, se poate accepta că planul de rupere lateral este înclinat la unghiul de  $45^\circ$ .

În Fig. 4.42 este prezentată o secțiune excavată în sola experimentală.

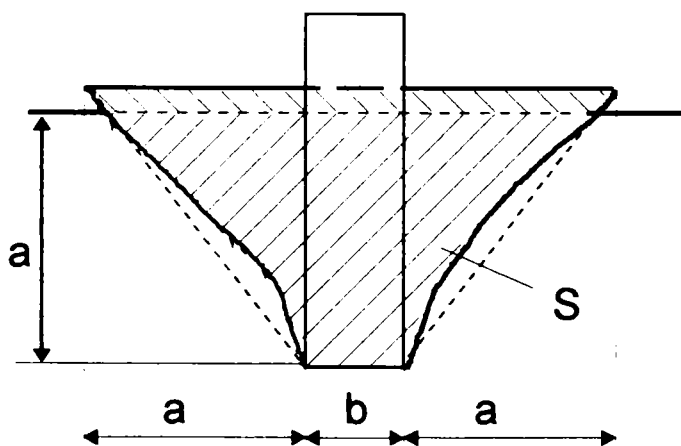


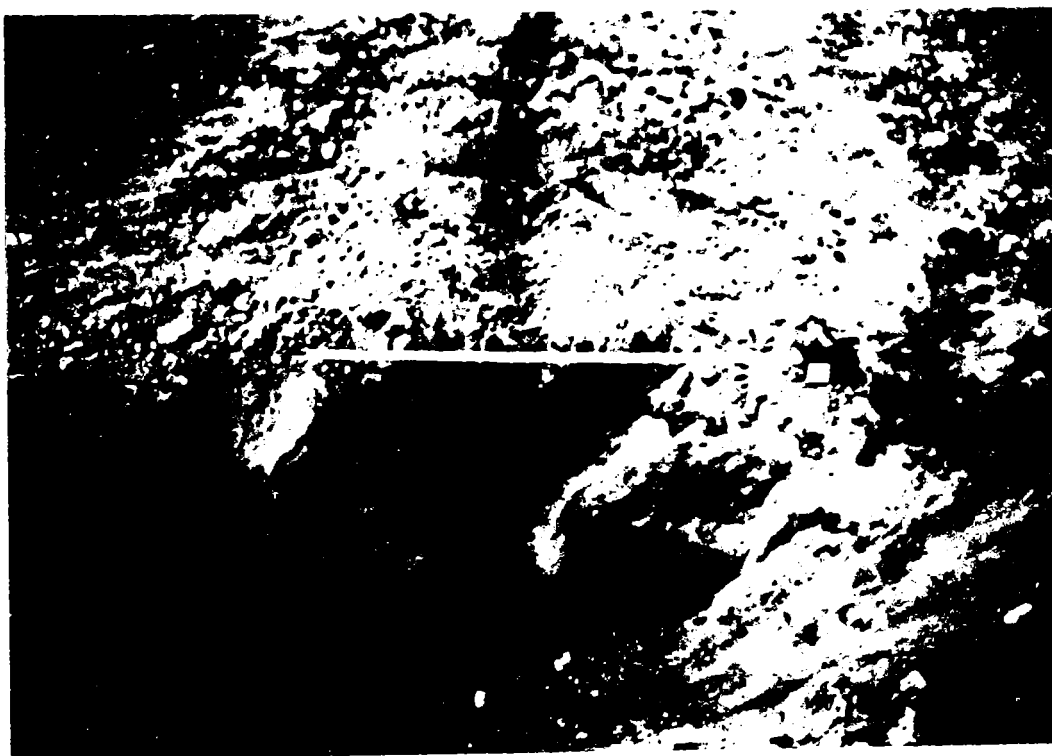
Fig. 4.42 Schema de determinare a ariei secțiunii transversale a zonei afânate

În schema din Fig. 4.42, cu linii continue s-a reprezentat forma reală a secțiunii transversale a zonei afânate, iar cu linii întrerupte forma luată în calcul prin aproximația introdusă prin folosirea relației de calcul de mai sus.

În urma acestor considerații, cu excepția studierii influenței adâncimii de lucru asupra procesului, în toate cazurile s-a calculat rezistența specifică în conformitate cu cele de mai sus.



a)



b)

*Fig. 4.43 Secțiune transversală excavată prin zona afânată de organul de lucru.  
a) măsurarea adâncimii de lucru; b) măsurarea lățimii de lucru.*



#### 4.5.2.7 Centralizatorul rezultatelor măsurătorilor experimentale ale rezistenței solului

Datele experimentale brute (valorile forțelor citite pe traductoarele ramei dinamometrice) au fost prelucrate și analizate statistic. În total s-au efectuat 44 de măsurători distincte, și cum pentru fiecare tronson de măsurare datele sunt prezentate în câte șapte diagrame, în total datele experimentale brute însumează 308 diagrame. Din cauza numărului foarte mare de diagrame, în cele ce urmează se vor prezenta spre exemplificare în Fig. 4.44 până la Fig. 4.50 diagramele de variație a valorilor forțelor citite pe traductoare, respectiv în Fig. 4.52 semnalul pe traductorul de citire *on-line* a adâncimii de lucru pentru un singur tronson de măsurare. Tronsonul pentru care se dau valorile corespunde următoarelor valori ale factorilor:

- viteza de lucru:  $v=1,035$  km/h
- adâncimea de lucru medie pe tronson:  $a=222,257$  mm
- unghiul de atac a dălții:  $\alpha=30^\circ$
- lățimea dălții:  $b=100$  mm.

Valorile parametrilor pentru acest tronson se găsesc în centralizatorul datelor experimentale în Tabelul 4.12, poziția 7.

În fiecare diagramă sunt prezentați următorii parametri:

- valoarea mediei aritmetice a șirului de valori  $I$ ;
- suma pătratelor erorilor față de media aritmetică  $Err^2$ ;
- coeficientul de corelare  $R^2$  a funcției de regresie liniară de forma  $F=I$ ;
- inversa nivelului de semnificație statistică  $Sig$ .

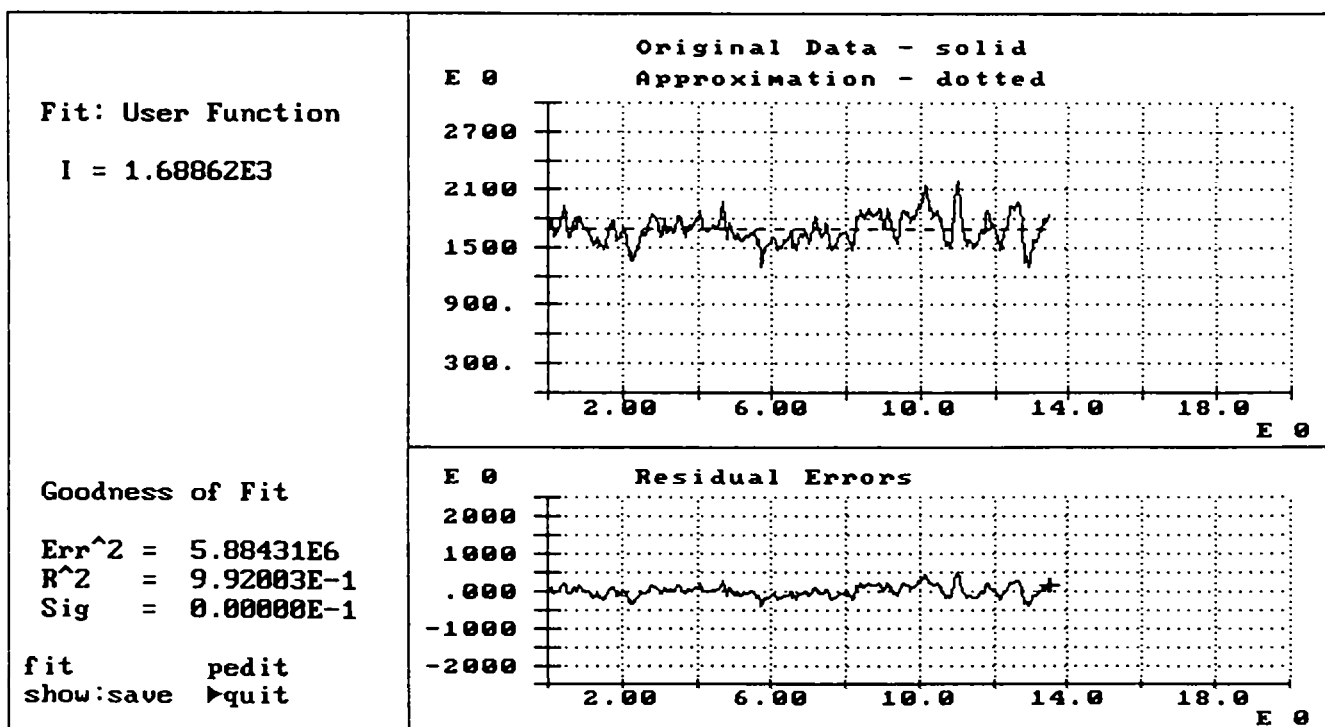


Fig. 4.44 Diagrama de variație a forței măsurate pe traductorul  $TX_1$  în funcție de spațiul parcurs de agregatul experimental

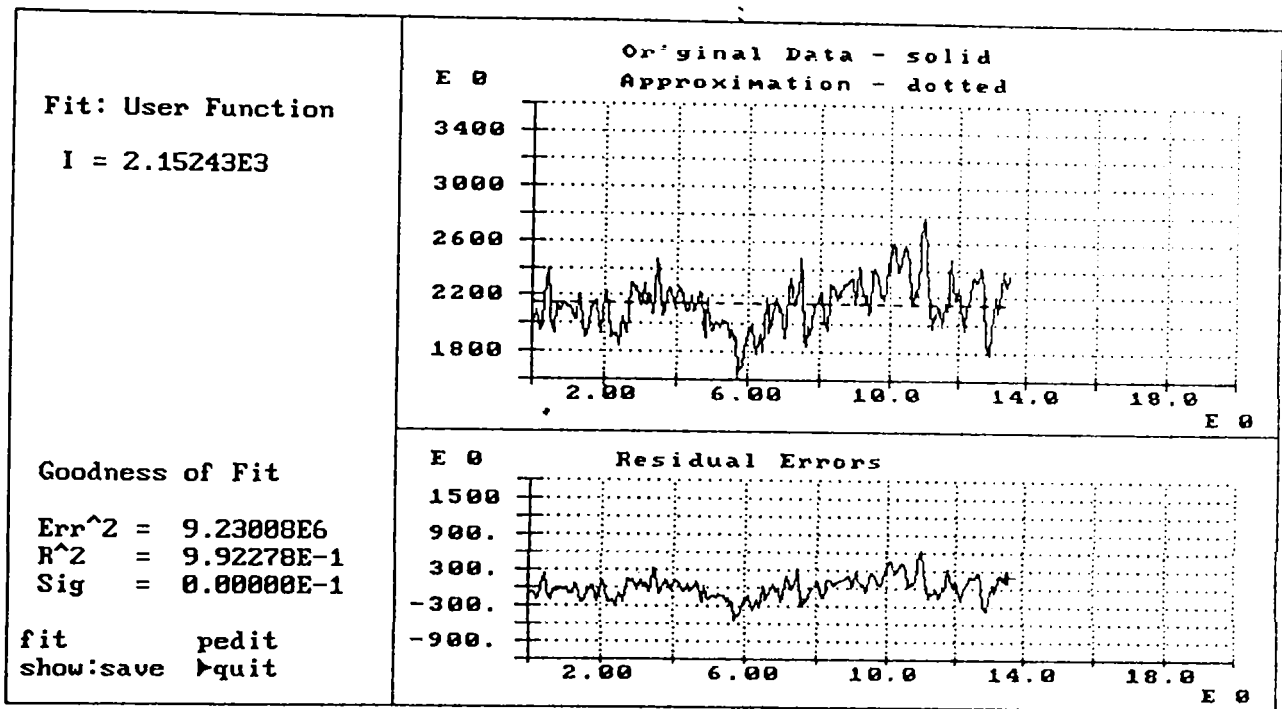


Fig. 4.45 Diagrama de variație a forței măsurate pe traductorul TX<sub>2</sub> în funcție de spațiul parcurs de agregatul experimental

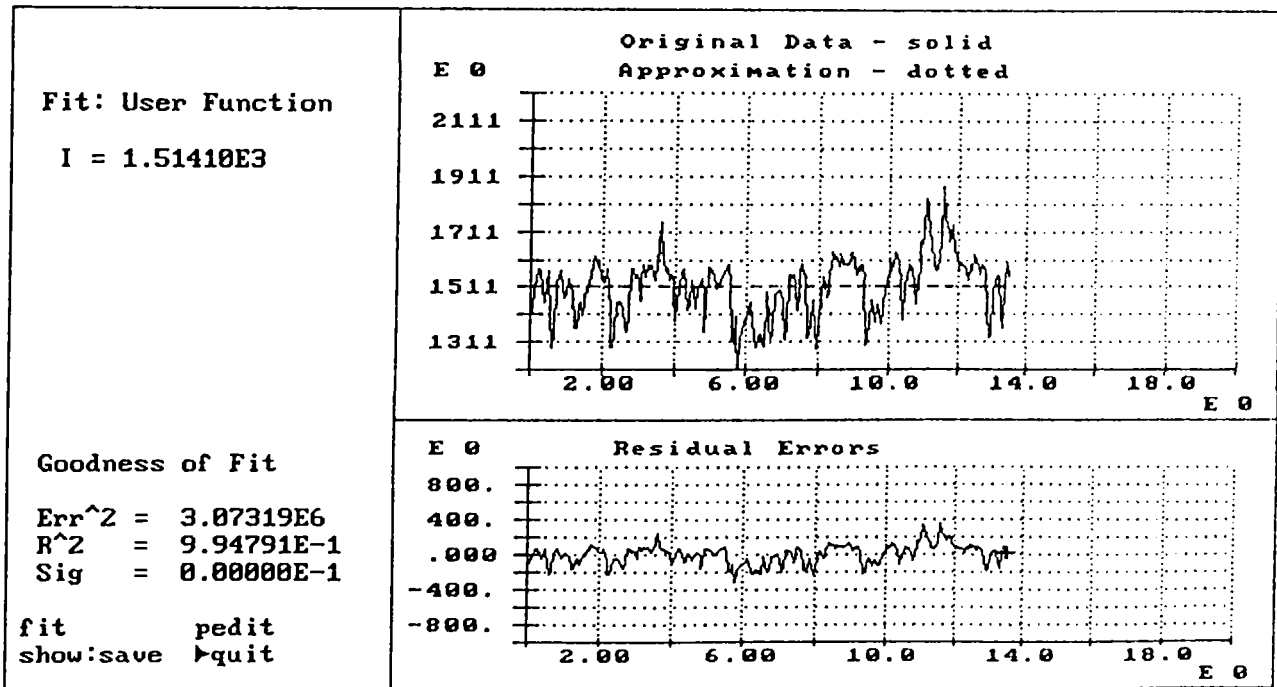


Fig. 4.46 Diagrama de variație a forței măsurate pe traductorul TX<sub>3</sub> în funcție de spațiul parcurs de agregatul experimental

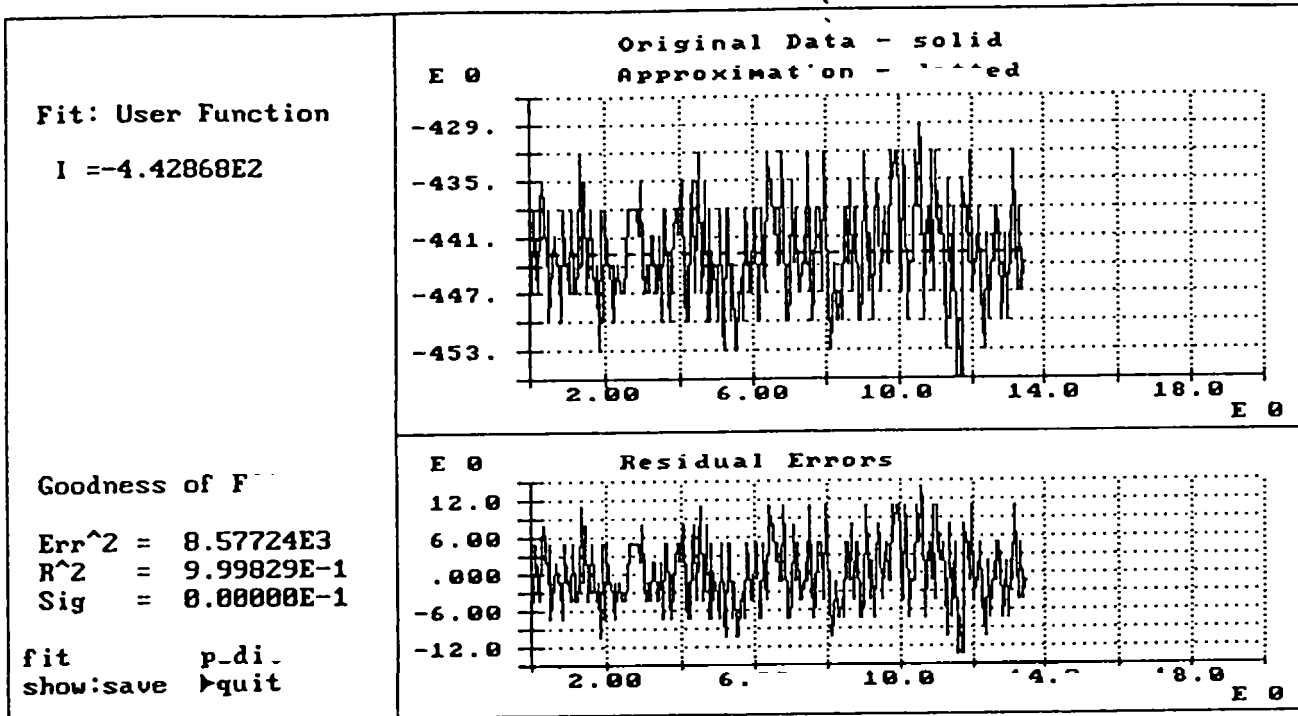


Fig. 4.47 Diagrama de variație a forței măsurate pe traductorul TY<sub>2</sub> în funcție de spațiul parcurs de agregatul experimental

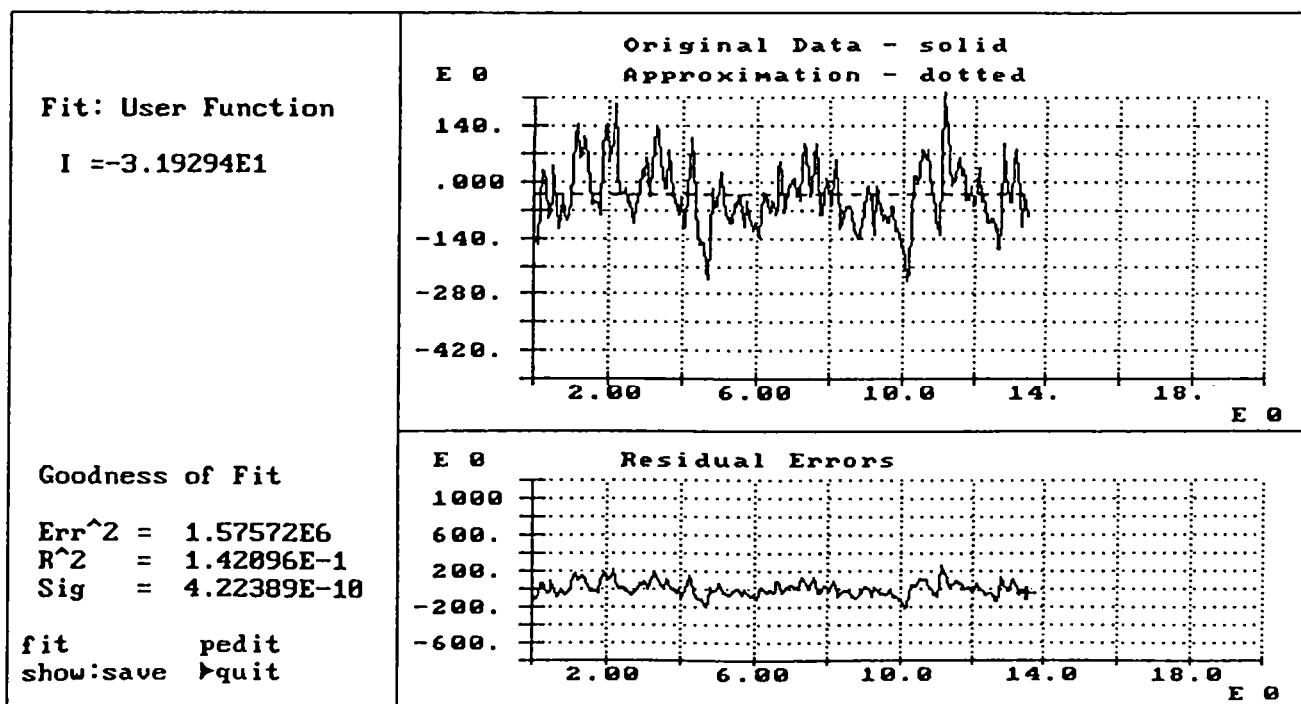


Fig. 4.48 Diagrama de variație a forței măsurate pe traductorul TZ<sub>1</sub> în funcție de spațiul parcurs de agregatul experimental

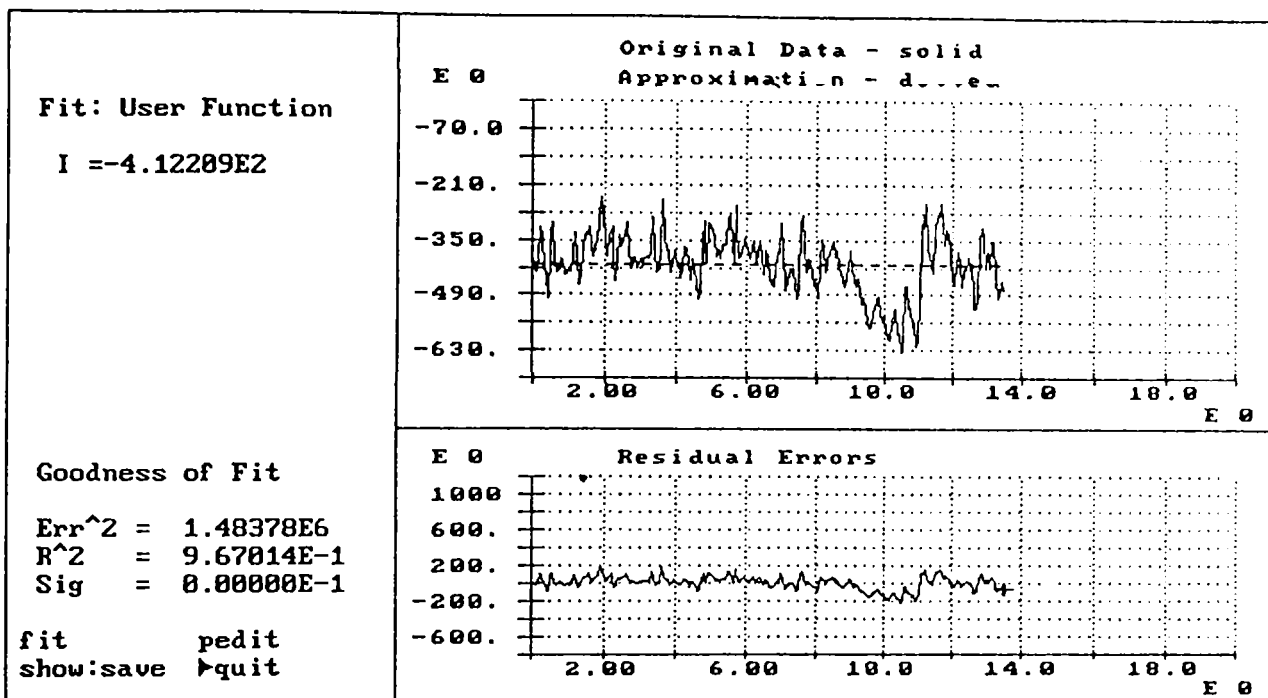


Fig. 4.49 Diagrama de variație a forței măsurate pe traductorul TZ<sub>2</sub> în funcție de spațiul parcurs de agregatul experimental

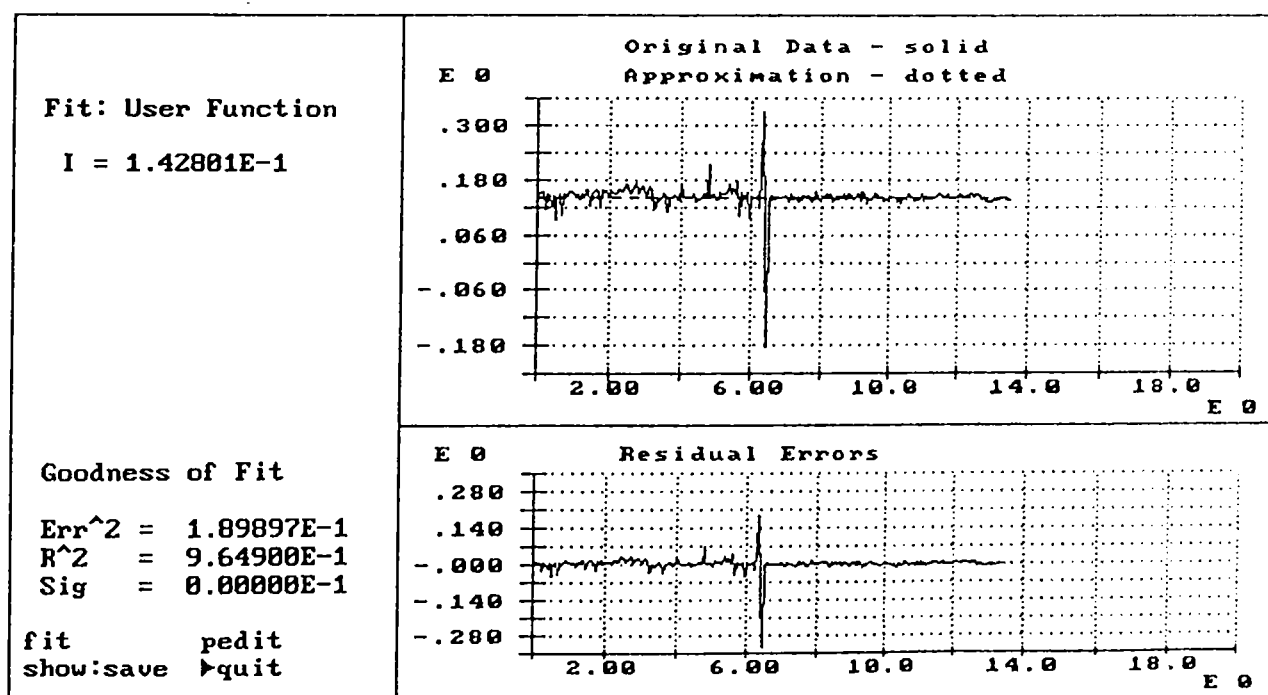


Fig. 4.50 Diagrama de variație a adâncimii de lucru în funcție de spațiul parcurs de agregatul experimental

În Tabelul 4.9 sunt prezentate rezultatele prelucrării statistice a datelor prezentate în diagramele din Fig. 4.44 la Fig. 4.50, pentru un singur tronson de măsurare.

Tabelul 4.9 Valorile principalilor parametri statistici pentru un tronson de măsurare

Parametrul statistic	TX1 [N]	TX2 [N]	TX3 [N]	TY2 [N]	TZ1 [N]	TZ2 [N]
Valoarea maximă	2187,45	2778,8	1874,77	-429,06	228,72	-239,61
Valoarea minimă	1296,4	1615,06	1210,51	-456,16	-248,6	-635,15
Valoarea medie	1688,6	2152,43	1514,1	-442,69	-31,93	-412,21
Mediana	1676,19	2152,17	1533,9	-444,12	-36,46	-406,95
Dispersia	23076,48	36195,06	12051,65	33,63	6179,53	5818,64
Varianța $\sigma^2$	151,91	190,25	109,78	5,8	78,61	76,28
Numărul de probe din eșantion	256	256	256	256	256	256
Oblicitatea distribuției	0,2322	0,2012	-0,1699	0,1353	0,3025	-0,5099
Valoarea statisticii de probă pentru testul Kolmogorov-Smirnov	0,0493	0,045	0,1022	0,1437 ( $>0,1016$ )	0,0777	0,0926
Mulțimea de valori are o distribuție normală	da	da	da	nu	da	da
Nivelul de încredere	0,01	0,01	0,005	0,01	0,01	0,01

Datele experimentale cu privire la valorile tensiunilor citite pe traductoare, rezultate din măsurători au fost utilizate la determinarea forțelor care au acționat asupra organului de lucru, folosind relația (4.28) sau (4.29). Centralizatorul datelor experimentale rezultate din măsurători se găsește în Tabelul 4.10 până la Tabelul 4.13.

Tabelul 4.10 Centralizatorul rezultatelor măsurătorilor privind influența adâncimii de lucru

Nr.crt.	Unghiul de atac $\alpha$ [°]	Lățimea dălții $b$ [mm]	Adâncimea de lucru $a$ [mm]	Viteza de lucru $v$ [km/h]	$F_x$ [N]	$F_y$ [N]	$F_z$ [N]
1	30	100	181,921	1,333	1006,761	74,184	409,93
2			206,981	1,317	1244,21	163,051	544,606
3			207,828	1,279	1270,96	140,842	487,96
4			207,011	1,281	1529,233	189,15	695,42
5			194,303	1,321	1546,12	172,809	688,494
6			219,689	1,276	1778,658	256,13	769,02
7			254,413	1,268	1710,15	376,704	1099,484
8			237,386	1,261	1866,24	303,41	910,727
9			228,518	1,276	1767,034	265,904	854,68
10			237,708	1,268	1836,26	304,508	997,585
11			230,77	1,278	1363,861	34,157	659,064
12			254,122	1,283	1730,37	237,2	852,67
13			243,186	1,280	2288,96	471,446	1225,24
14			306,271	1,243	4743,941	1200,26	2537,41
15			317,894	1,241	5113,665	1375,471	2793,685
16			330,951	1,222*	5139,558	2612,51	3147,5

\* Valoare statistic semnificativ mai mică decât media vitezelor din acest șir la nivel de semnificație de 95% (testul  $W$  Shapiro-Wilks)

Tabelul 4.11 Centralizatorul datelor experimentale cu privire la studiul efectului unghiului de așezare a dălții

Nr.crt	Unghiul de atac $\alpha$ [°]	Lățimea dălții $b$ [mm]	Adâncimea de lucru $a$ [mm]	Viteza de lucru $v$ [km/h]	$F_x$ [N]	$F_y$ [N]	$F_z$ [N]
1	10	100	226,391	1,301*	2846,22	597,712	1588,46
2			247,524	1,298	3162,384	794,51	1735,202
3			250,674	1,291	3572,57	957,719	2016,457
4	20		249,328	1,29	2554,377	525,561	1263,87
5			239,429	1,3	2438,905	475,333	1220,069
6			233,531	1,286	2290,427	414,83	1153,26
7	30		205,6	1,281	2331,005	327,97	932,982
8			213,750	1,274	2352,31	345,168	985,724
9			196,35	1,279	2140,87	285,904	873,55

\* Diferențele dintre valorile vitezelor de lucru sunt statistic nesemnificative la nivel de confidență de 95% (testul  $W$  Shapiro-Wilks).

Tabelul 4.12 Centralizatorul rezultatelor măsurătorilor privind influența vitezei de lucru asupra rezistenței solului

Nr.crt	Unghiul de atac $\alpha$ [°]	Lățimea dălții $b$ [mm]	Adâncimea de lucru $a$ [mm]	Viteza de lucru $v$ [km/h]	$F_x$ [N]	$F_y$ [N]	$F_z$ [N]
1	30	100	222,257	1,0371	2201,536	199,609	1518,68
2			205,6	1,2739	2331,005	327,97	1355,146
3			226,58	3,674	3030,14	406,93	1717,442
4			248,499	2,038	3152,488	408,75	1859,12
5			198,58	4,519	2562,828	290,932	1389,957
6			298,849	3,589	4678,235	807,18	2683,221
7			222,257	1,035	2365,084	443,987	1564,979
8			225,064	1,0367	2641,678	547,77	1562,978
9			216,34	2,286	2672,257	386,34	1494,037
10			196,35	1,271	2140,87	285,904	1265,808
11			250,457	1,034	3013,29	672,7	1907,827
12			301,357	2,036	4002,207	473,159	2685,001
13			220,61	4,511	3294,034	303,235	1729,567
14			213,75	1,268	2352,31	345,168	1449,345
15			213,394	2,279	2436,033	289,609	1471,821

Tabelul 4.13 Centralizatorul datelor experimentale cu privire la studiul efectului lăţimii dălţii organului de afânare

Nr.crt	Unghiul de atac $\alpha$ [°]	Lăţimea dălţii $b$ [mm]	Adâncimea de lucru $a$ [mm]	Viteza de lucru $v$ [km/h]	$F_x$ [N]	$F_y$ [N]	$F_z$ [N]
1	20	60	258,603	1,725*	3095,685	596,51	1646,88
2		60	281,556	1,681	3692,12	525,554	1659,93
3		100	221,837	1,687	2681,953	517,48	1416,39
4		100	256,8	1,701	3127,89	594,534	1573,41
5		100	287,511	1,656	3893,34	777,39	1972,254
6		140	301,88	1,651	5674,79	1177,46	2670,19
7		140	313,18	1,709	5874,686	1189,89	2804,118

\*Diferenţele dintre valorile vitezelor de lucru sunt nesemnificative statistic la nivel de confidenţă de 95% (testul  $W$  Shapiro-Wilks).

Calculul valorilor forţelor care acţionează asupra organului de lucru, plecând de la valorile forţelor care acţionează asupra traductoarelor ramei dinamometrice, s-a făcut utilizând programul *MathCAD PLUS* ver. 6.0.

În Fig. 4.51 se prezintă o imagine fotografiată în timpul determinărilor experimentale<sup>13</sup>. În imagine se vede modelul experimental cuplat la tractor, cu organul de lucru aflat în sol, şi cu dispozitivul de măsurare continuă a adâncimii de lucru în funcţiune.



Fig. 4.51 Modelul experimental cuplat la tractor în poziţie de lucru în timpul determinărilor experimentale

<sup>13</sup> Pentru claritatea fotografiei, în imagine modelul experimental nu se deplasează, ci este oprit.

## 4.6 ANALIZA REZULTATELOR EXPERIMENTALE

### 4.6.1 ANALIZA INFLUENȚEI INDIVIDUALE A PARAMETRILOR STUDIAȚI

#### 4.6.1.1 Analiza influenței adâncimii de lucru asupra variației rezistenței solului

În Fig. 4.52 este prezentată diagrama de variație a celor două componente ale rezistenței solului în funcție de adâncimea de lucru.

După cum se poate observa, pentru ambele componente ale rezistenței solului, în urma determinărilor experimentale au rezultat funcții monoton crescătoare de gradul doi. Ambele funcții arată o corelație bună între variabile, coeficienții de corelație având valori mari (0,9475 pentru rezistența la tracțiune respectiv 0,9742 pentru cazul componentei verticale). Această variație corespunde calitativ cazurilor care se găsesc în literatura de specialitate și arată că, în cazul organelor de afânare cu daltă, trebuie ca alegerea adâncimii de lucru să se facă la limita minimă impusă de cerințele tehnologice. O altă concluzie importantă este faptul că mașinile dotate cu astfel de organe de lucru nu își pierd stabilitatea în lucru, creșterea adâncimii de lucru ducând la creșterea monotonă a componentei verticale, care este îndreptată în jos

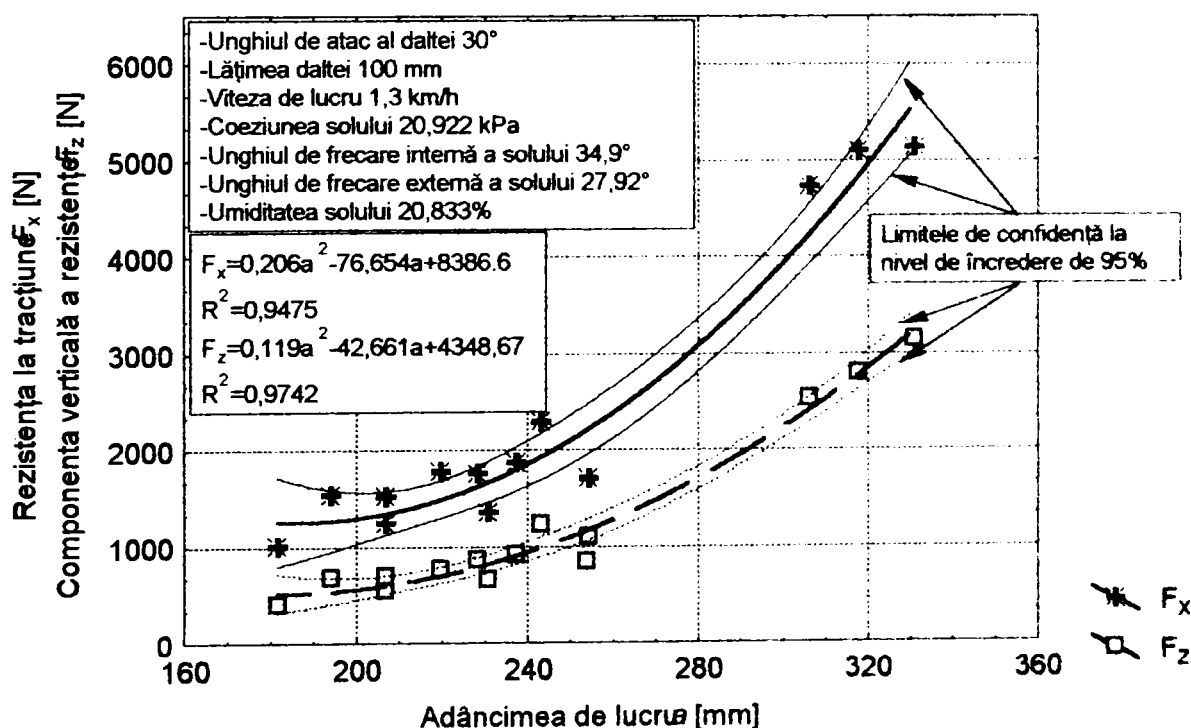


Fig. 4.52 Diagramele de variație a rezistenței solului în funcție de adâncimea de lucru (valori experimentale)

În continuare se prezintă rezultatele validării modelului teoretic, folosind relațiile (3.147) și (3.148), prin compararea valorilor experimentale cu valori calculate folosind modelul teoretic elaborat de autor. În acest scop, s-au calculat valori ale celor două componente ale rezistenței solului pentru diverse adâncimi de lucru între 150 și 350 mm. Valorile celorlalți parametri din relațiile de calcul au fost luate în considerare cu valorile pe care le-au avut la determinările experimentale. În urma acestui calcul, efectuat cu ajutorul calculatorului digital, folosind



programul de foi de calcul MathCAD PLUS 6.0, au rezultat valori pentru care s-a realizat o prelucrare statistică și s-au determinat funcții de corelare.

În Fig. 4.53 se prezintă, pentru comparație, curba teoretică de variație a rezistenței la tracțiune și valorile experimentale, respectiv curba de regresie corespunzătoare acestora.

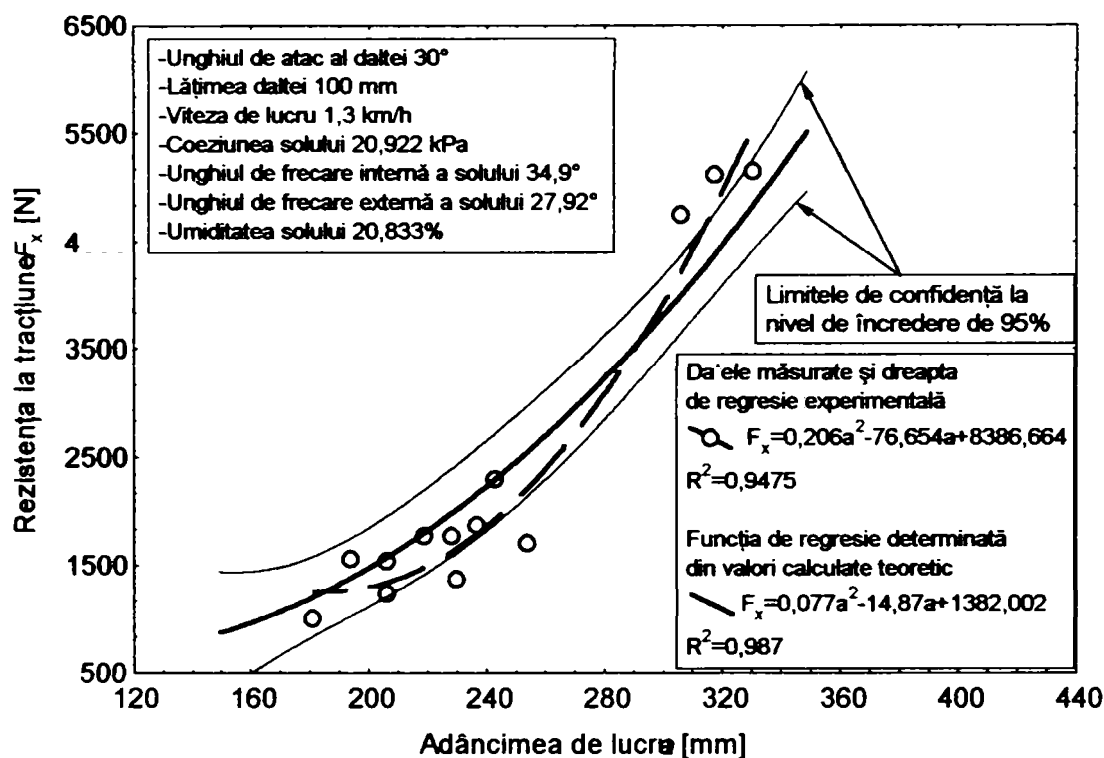


Fig. 4.53 Analiza comparativă a datelor experimentale cu valori determinate prin calcul, pe baza modelului teoretic pentru cazul rezistenței la tracțiune în funcție de adâncimea de lucru

Se poate observa cum curba de variație teoretică aproximează destul de bine variația reală, la adâncimi mai mici de 300 mm curba experimentală găsindu-se între limitele de confidență ale curbei teoretice la nivel de încredere de 95%. Totuși se poate arăta că la adâncimi mici modelul supraestimează ușor, iar la adâncimi mai mari, subestimează rezistența la tracțiune. Supraestimarea se poate datora erorilor de apreciere a formei și dimensiunilor brazdei de sol dislocate de daltă. Subestimarea se datorează faptului că, cu circa două luni înaintea perioadei efectuării încercărilor experimentale, parcela pe care s-au efectuat determinările a fost lucrată cu o freză de câmp la adâncimea de 22-25 cm. Acest lucru a dus la apariția unei zone, aflată la adâncime de 25-28 cm, în care solul are o rezistență mai mare decât în zona superficială. Deci, în realitate, valorile măsurate pentru adâncimi mai mari de 25 cm sunt supraestimate față de valorile teoretice. Acest punct de vedere este subliniat și de faptul că nu există nici un punct de măsurare în intervalul de adâncime între 25 și 30 cm. În acest orizont dalta nu putea lucra stabil, existența unui început de hardpan fiind demonstrat și de măsurătorile efectuate cu penetrograful. În cazul componentei verticale rezultatul comparației nu diferă semnificativ de cele prezentate anterior, doar că la adâncimi mici supraestimarea este mai mare, dar acest lucru este explicabil prin faptul că în cazul acestei componente greutatea brazdei dislocate are o pondere mai mare, deci o eroare în aprecierea formei și dimensiunea ei va induce erori mai mari (Fig. 4.54)

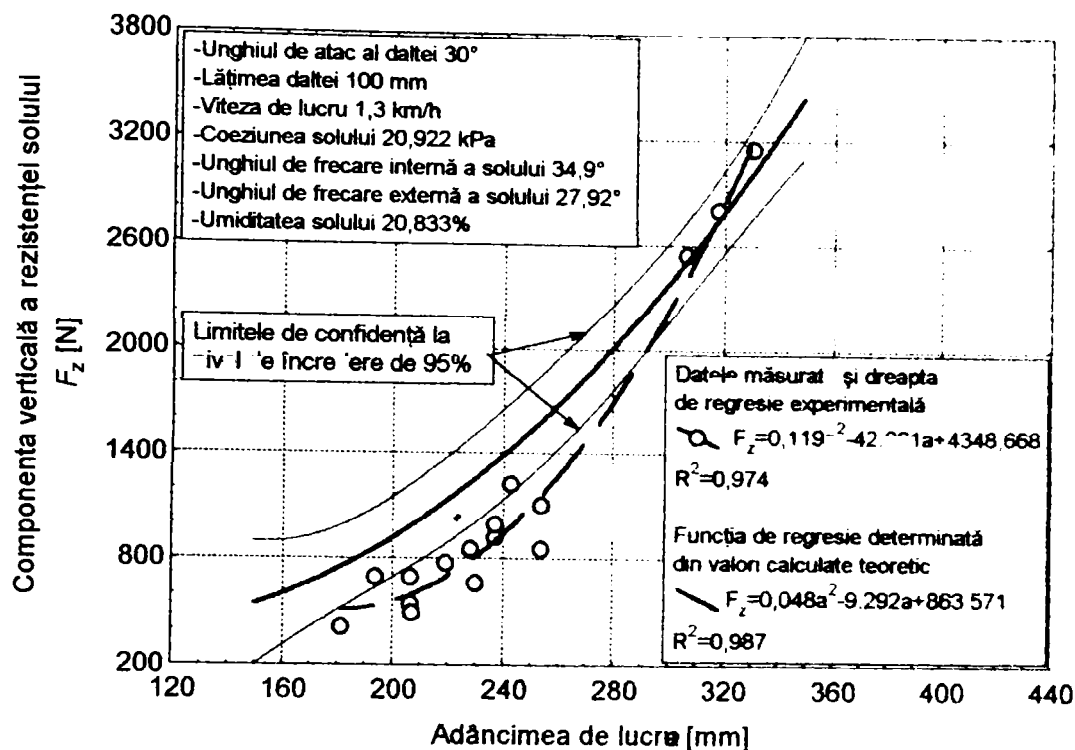


Fig. 4.54 Analiza comparativă a datelor experimentale cu valori determinate prin calcul pe baza modelului teoretic pentru cazul componentei verticale a rezistenței solului în funcție de adâncimea de lucru

#### 4.6.1.2 Analiza influenței vitezei de lucru asupra variației rezistenței solului

Pentru studierea influenței vitezei de lucru asupra rezistenței solului s-au făcut determinări la viteze între 1 și 5 km/h. Întrucât adâncimea de lucru nu se putea menține la valoare constantă, în analiză pentru variabila dependentă s-a ales rezistența specifică, considerată ca fiind raportul dintre valoarea forței de rezistență și aria suprafeței transversale a brazdei dislocate.

În Fig. 4.55 se prezintă variația rezistenței specifice la tracțiune în funcție de viteza de lucru, atât valori determinate teoretic cât și valori determinate experimental. În Fig. 4.56 sunt prezentate aceleași elemente, dar pentru componenta verticală a rezistenței solului.

Analizând cele două diagrame se poate concluziona că modelul teoretic aproximează bine valorile componentei rezistenței solului la viteze mici, însă subevaluează creșterea rezistenței specifice la creșterea vitezei de lucru. Această subestimare poate fi înțeleasă prin două posibile explicații. Pe de o parte prin erorile în aprecierea formei și dimensiunii brazdei de sol dislocate, respectiv prin faptul că, creșterea vitezei de lucru modifică semnificativ forma și dimensiunea zonei de transmitere a efectului, comparativ cu aceleași condiții, dar la viteze mai mici. Pe de altă parte, efectul de creștere a rezistenței nu se datorează numai forțelor de inerție, ci, cu mare probabilitate și modificării parametrilor dinamici ai solului. Așa cum arată Stafford (1984 [211]), atât coeziunea cât și unghiul de frecare a solului cresc cu creșterea vitezei cu care are loc deformația. Întrucât acest fenomen încă nu este bine explicat și cuantificat în acest moment, în modelul teoretic nu s-a ținut cont de el.

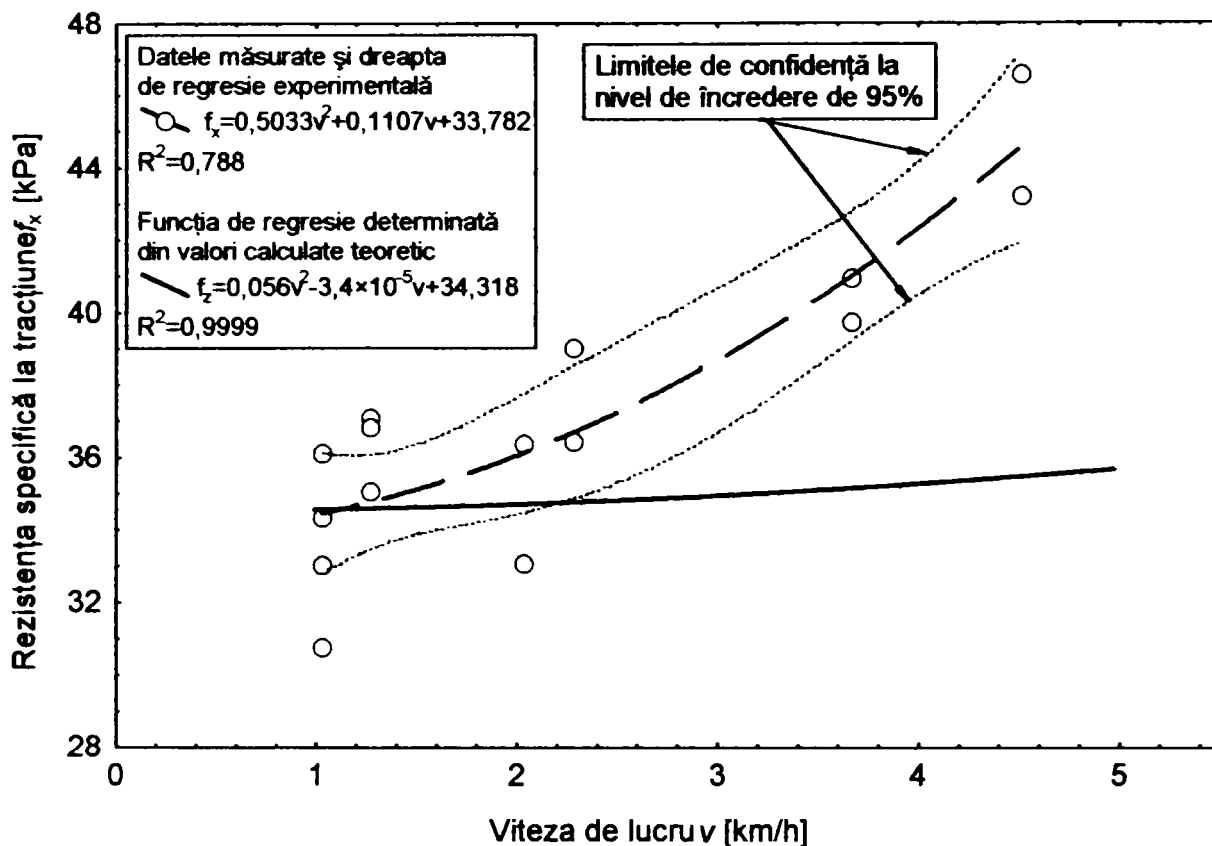


Fig. 4.55 Influența vitezei de lucru  $v$  asupra rezistenței specifice la tracțiune  $f_x$

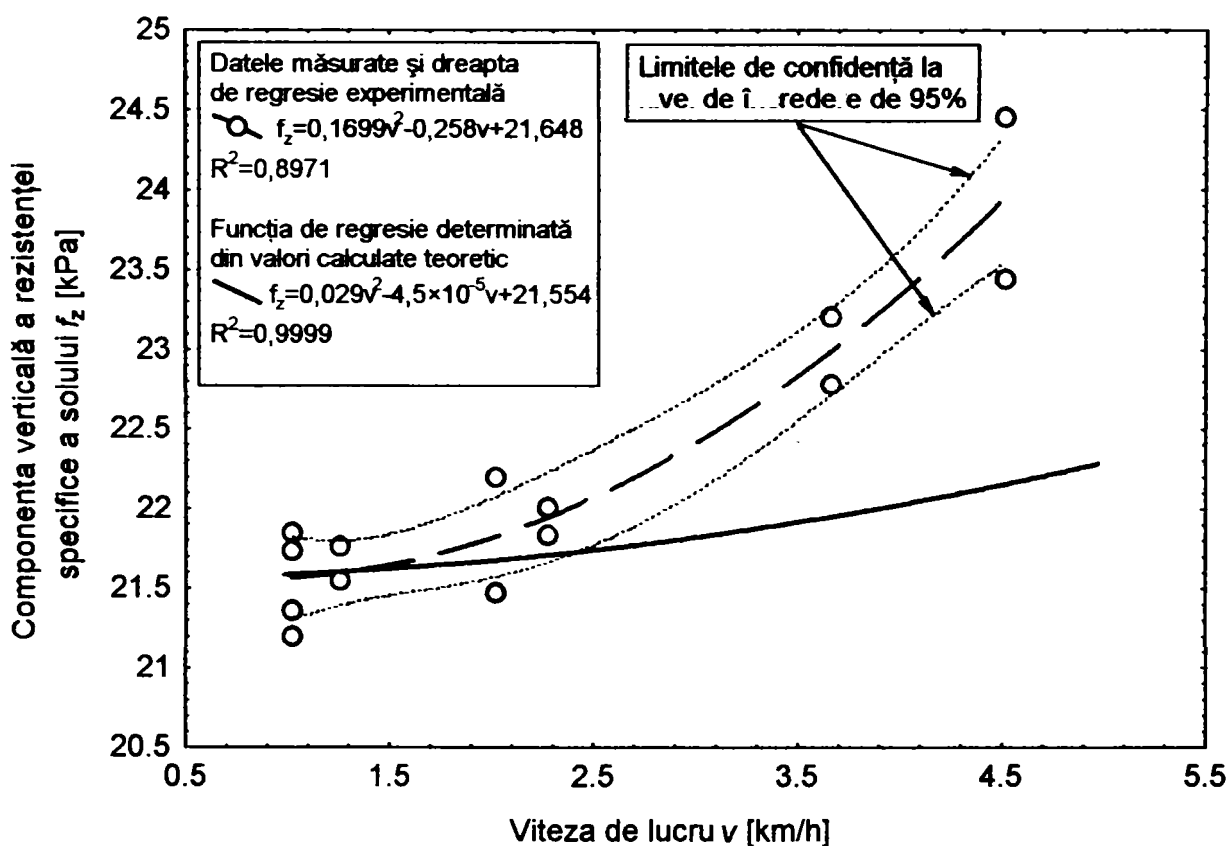


Fig. 4.56 Influența vitezei de lucru  $v$  asupra componentei verticale a rezistenței specifice a solului  $f_z$

În cazul rezistenței specifice la tracțiune modelul teoretic explică circa 10% din creșterea datorată creșterii vitezei de lucru, în schimb, în cazul componentei verticale aproximarea este mai bună, același raport fiind de 26%.

### 4.6.1.3 Analiza influenței lățimii dălții asupra variației rezistenței solului

Întrucât pentru studiul influenței lățimii dălții cât și a unghiului de așezare a dălții asupra parametrilor energetici ai procesului de afânare a solului este nevoie să se construiască piese suplimentare, și în timpul încercărilor acestea trebuie schimbate, acest lucru necesitând resurse și timp de încercări suplimentar, în acest caz s-a decis ca studiul să se rezume numai la câte trei valori ale acestor parametri.

În Fig. 4.57 se prezintă valorile experimentale, respectiv funcțiile de regresie ale rezistenței specifice la tracțiune și ale componentei verticale ale rezistenței solului în funcție de lățimea dălții.

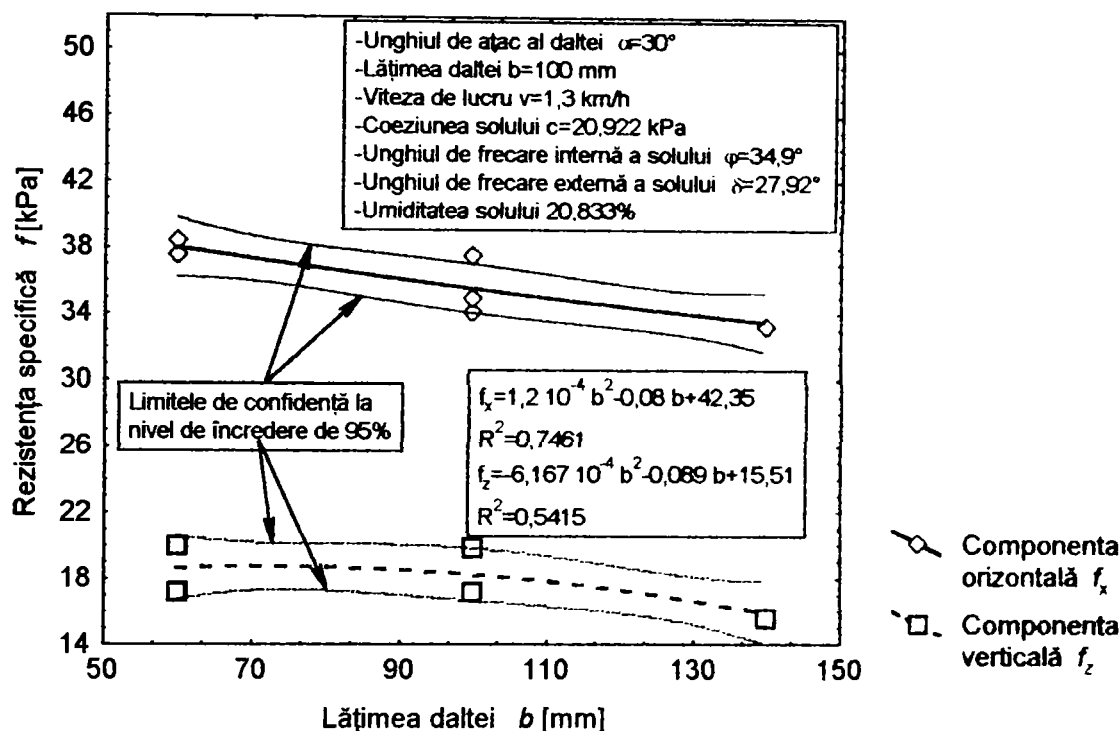


Fig. 4.57 Diagrama de variație a rezistenței specifice a solului în funcție de lățimea dălții

Din analiza de corelare reiese că, în cazul rezistenței specifice la tracțiune, corelația este semnificativă ( $R^2=0,7461$ ), dar în cazul componentei verticale corelația este ușor sub nivelul acceptabil ( $R^2=0,5415$ ). Așa cum se vede din diagramă, creșterea lățimii dălții duce la reducerea ambelor componente ale rezistenței specifice. În ambele cazuri, deși funcția de regresie optimă este una neliniară, funcțiile sunt foarte apropiate de o funcție polinomială de gradul 1 (coeficienții elementelor de gradul doi au valori foarte mici:  $1,2 \cdot 10^{-4}$  respectiv  $6,167 \cdot 10^{-4}$ ). Rezultatul este conform cu datele altor autori (Siemens *et al.* 1965[195]), conform cărora relația este liniară. Această variație aproape liniară arată că forțele elementare de rezistență a solului sunt distribuite uniform pe lățimea dălții.

În cazul influenței lățimii dălții asupra variației rezistenței solului, trebuie să se amintească de așa-zisa adâncime critică de tăiere, care este acea valoare limită a adâncimii de lucru, sub care dacă se lucrează, rezistența la tracțiune crește brusc și puternic din cauza modificărilor ce au loc în procesul de tăiere (vezi Gönczi 1996 [94]). În diagrama de mai sus (Fig. 4.57) nu apar semne că fenomenul ar avea loc: deși reducerea lățimii duce la creșterea rezistenței specifice la

tracțiune, nu apare nici o discontinuitate în sensul unei creșteri bruște. După opinia autorului prezentei lucrări acest lucru se datorează faptului că, adâncimea critică pentru cele trei lățimi ale dălții, folosite la determinări, era mai mare decât cele mai mari valori utilizate. Dar, așa cum se va vedea în paragraful 4.6.2.2., pe baza datelor rezultate din determinări, prin extrapolare, fenomenul apare ca unul intrinsec în modelul de corelare multiplă între rezistența la tracțiune, adâncimea de lucru și lățimea dălții.

Pentru a utiliza eficient datele de mai sus, pe lângă analiza energetică se impune și o atentă analiză a variației ariei suprafeței solului afănat, în criteriile de optimizare fiind nevoie să se introducă un descriptor complex, care să țină cont atât de eficiența energetică a afănării (vezi Gönczi și Ștefan, 1995 [91]), cât și de cum anume este influențat gradul de afănare realizat de lățimea organului de lucru. În acest context trebuie arătat că, rezistența specifică la tracțiune poate fi considerată ca fiind presiunea medie în secțiunea transversală a zonei afănate sau ca fiind cantitatea de energie necesară afănării unității de volum de sol.

#### **4.6.1.4 Analiza influenței unghiului de așezare a dălții asupra variației rezistenței solului**

În Fig. 4.58 este prezentată diagrama de variație a celor două componente ale rezistenței specifice a solului în funcție de unghiul de așezare a dălții. Funcția de regresie neliniară arată o corelare foarte bună între variabile, coeficienții de corelare având valori mari.

Alura ambelor curbe corespunde datelor care se găsesc în literatura de specialitate. Așa cum arată și Jóri în teza sa de doctorat (1990 [126]), rezistența specifică la tracțiune are un minim pentru o valoare optimă a unghiului de așezare. Calitativ aceleași rezultate reies și din încercări realizate de Söhne și Kawamura, ambii citați de Gill și VandenBerg (1968 [80]). Autorii care se ocupă de fenomen sunt în cvasi-totalitate de acord cu părerea că, valoarea optimă a unghiului depinde de tipul și starea solului precum și de adâncimea de lucru. În urma prezentelor determinări reiese că, și din punctul de vedere a componentei verticale a rezistenței specifice a solului există un unghi optim. Cum se poate observa din Fig. 4.58 minimul celor două componente nu are loc pentru același unghi. Pentru rezistența specifică la tracțiune este de  $20,734^\circ$ , iar pentru componenta verticală are o valoare mai mare:  $25,015^\circ$ . Valoarea optimă a unghiului de așezare pentru rezistența specifică la tracțiune se găsește în intervalul în care cvasi-totalitatea autorilor consideră că se găsește (între  $18^\circ$  și  $30^\circ$ ).

Așa cum se va vedea mai târziu (vezi paragraful 4.6.2.2), valoarea optimă a unghiului este influențată și de adâncimea de lucru. Deci, la proiectarea unui organ de lucru trebuie ca la alegerea unghiului optim de așezare să se țină cont și de intervalul de adâncime de lucru pentru care se proiectează organul respectiv de lucru. Un aspect care ar trebui studiat mai detaliat în viitor, este dacă și cum influențează acest unghi aria secțiunii transversale a solului, respectiv gradul de afănare realizat.

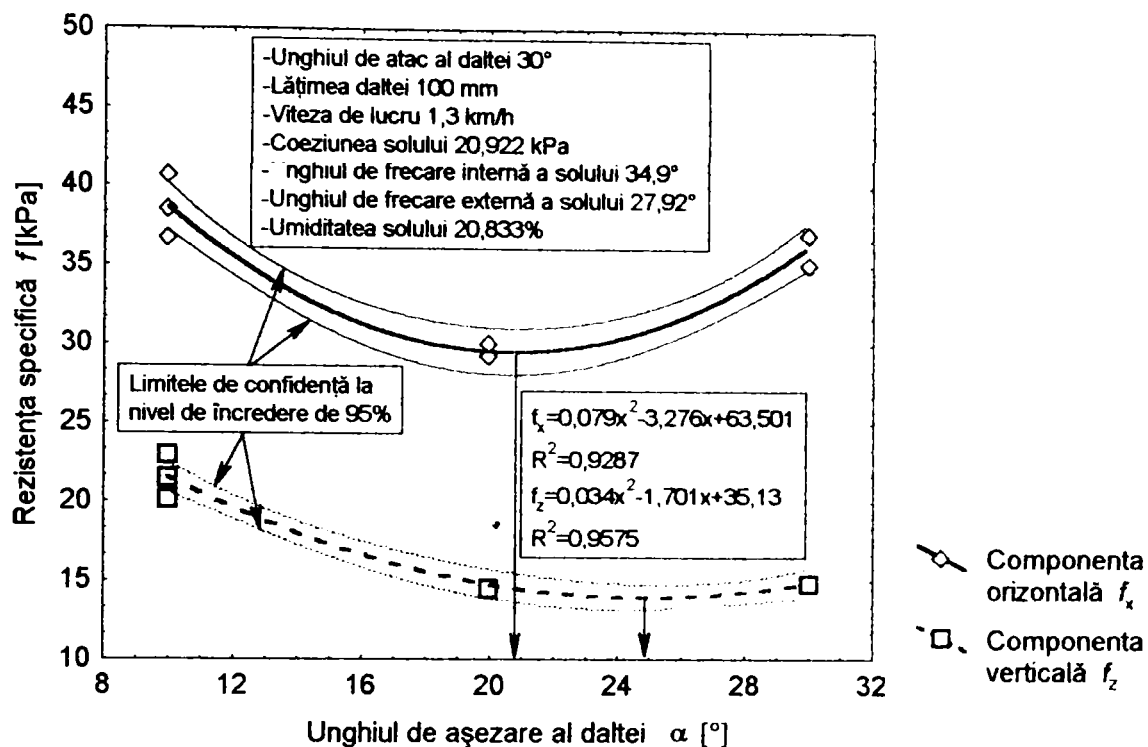


Fig. 4.58 Diagrama de variație a rezistenței specifice a solului în funcție de unghiul de așezare a dălții

#### 4.6.2 ANALIZA INFLUENȚEI CUMULATE A MAI MULTOR PARAMETRI

Dat fiind faptul că, în determinările experimentale, factorul adâncime de lucru poate fi considerat ca o variabilă aleatoare, a fost posibil ca să se efectueze un studiu cu privire la influența adâncimii de lucru și, pe rând, a celorlalți trei parametri asupra procesului de afânare a solului.

Studiul care se prezintă în cele ce urmează, are o importanță deosebită din cel puțin două puncte de vedere:

1. ținând cont de efectul adâncimii de lucru și de efectul unui al doilea parametru scoate în evidență caracteristici calitative și cantitative noi ale fenomenelor, ceea ce este de o însemnătate remarcabilă pentru proiectanți și cercetători
2. dat fiind faptul că una dintre variabilele independente este adâncimea de lucru, nu mai este nevoie să se țină cont de rezistența specifică, ceea ce elimină eventualele concluzii deformate de erorile în aprecierea ariei secțiunii transversale de sol afânat de organul de lucru.

Cele două avantaje amintite mai sus au o importanță deosebită chiar dacă, în mod inerent, o analiză de regresie multiplă ridică anumite probleme suplimentare în ceea ce privește valabilitatea evaluărilor **cantitative** pe acele spații, formate prin compunerea mulțimilor de definiție ale variabilelor independente, în care nu s-au făcut determinări.

#### 4.6.2.1 Analiza influenței cumulate a adâncimii și a vitezei de lucru

În Fig. 4.59 se prezintă suprafața de regresie care descrie modul în care variază rezistența la tracțiune în funcție de adâncimea de lucru și de viteza la care se efectuează lucrarea.

După cum se poate observa din diagramă, suprafața optimă de corelație este o suprafață cvadratică, gradul de corelație fiind remarcabil de înalt ( $R^2=0,952$ ).

Funcția de regresie optimă:

$$F_x = 18,613v^2 + 1,597va + 0,016a^2 - 320,953v + 9,202a - 453,016$$

Coeficientul de corelare  $R^2=0,952$

○ Rezultate experimentale

$F_x$ [N]	
■	2217.340
■	2422.355
■	2627.370
■	2832.385
■	3037.400
■	3242.415
□	3447.430
□	3652.445
□	3857.460
□	4062.476
▨	4267.490
▨	4472.506
▨	4677.520
▨	4882.536
▨	5087.550
▨	5292.566

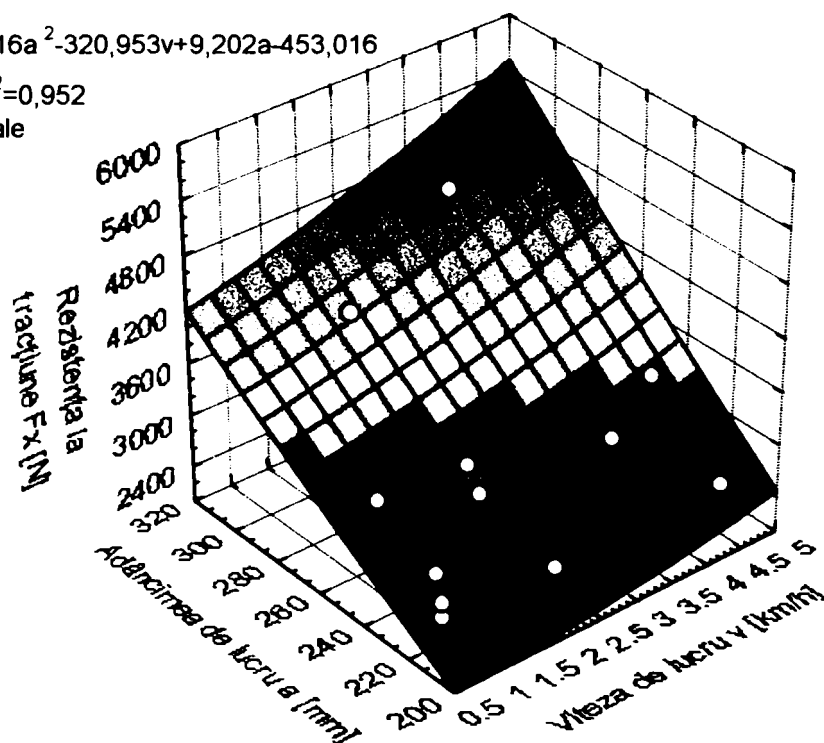


Fig. 4.59 Corelația dintre rezistența la tracțiune respectiv adâncimea și viteza de lucru

Cea mai importantă concluzie ce se poate trage din diagrama de mai sus este faptul că, în cazul organelor de afânare cu daltă, creșterea adâncimii de lucru are o influență relativă mult mai mare asupra rezistenței la tracțiune decât creșterea vitezei de lucru. Această concluzie este în concordanță atât cu rezultatele cercetărilor experimentale (Barta *et al.*, 1980[34], Bánházi *et al.*, 1984[33], Grisso *et al.*, 1996[100]), cât și cu cele empirice prezentate în literatură (Bánházi și Fülöp, 1980[31]). Această particularitate a procesului arată că:

1. este bine să se aleagă adâncimi de lucru cât mai mici în intervalul de variație optim din punct de vedere agrotehnic;
2. viteza de lucru poate fi mărită până la limita superioară a intervalului, alegerea în acest caz făcându-se după criterii de optimizare a exploatării agregatului tractor - mașină de lucrat solul, dat fiind că acest lucru nu crește foarte mult consumul energetic.

O altă observație importantă este că nu numai energetic este avantajos să se lucreze la viteze relativ mari, ci și din punctul de vedere al gradului de mărunțire realizat, așa cum arată

cercetările sistematice ale lui Kafighin (citată de Sitkei 1967[201]). În aceeași ordine de idei este de notat faptul, că prima tehnologie de lucrări ale solului fără răsturnarea brazdei, elaborată empiric de Jean de Bru, prevedea ca solul să se lucreze în mai multe treceri, cu cultivatoare având organe de afânare, la adâncimi de lucru crescând de la valori mici până la adâncimea finală (Ionescu-Șișești 1947[119], Anonim 1981[6]). Se poate observa că pe baza rezultatelor prezentelor cercetări, cele de mai sus se confirmă și se poate considera că au un fundament științific.

#### 4.6.2.2 Analiza influenței cumulate a adâncimii de lucru și a unghiului de așezare a dălții

În Fig. 4.60 este prezentată suprafața care reprezintă diagrama funcției de variație a rezistenței la tracțiune în funcție de adâncimea de lucru și de unghiul de așezare a dălții.

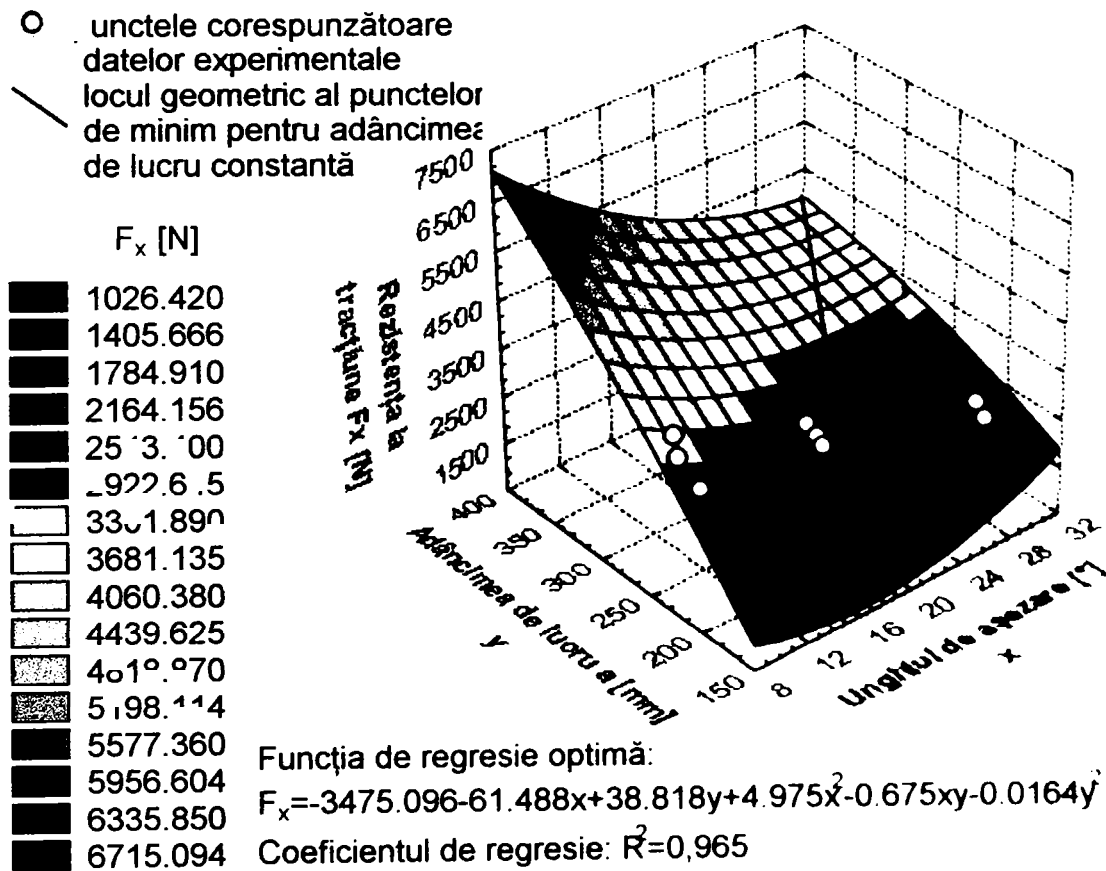


Fig. 4.60 Diagrama de variație a rezistenței la tracțiune în funcție de unghiul de așezare a dălții și de adâncimea de lucru

Este de remarcat nivelul foarte ridicat al corelației celor trei variabile, coeficientul de corelare având valoarea  $R^2 = 0,965$ .

Se poate vedea clar din diagramă faptul că, valoarea optimă a unghiului de așezare a variază în funcție de adâncimea de lucru  $a$ . În speță, pentru valori mici ale adâncimii de lucru, valoarea optimă este mai mică, și crește cu creșterea adâncimii de lucru. Acest fenomen este calitativ și cantitativ în concordanță cu părerile mai multor autori (Koolen și Kuipers, 1983[138], Jóri, 1990[126]). În același timp, trebuie amintite și rezultatele lui Kawamura, citat de Gill și VandenBerg (1968[80]), care arată că, atunci când crește adâncimea de lucru, scade valoarea



optimă a unghiului de așezare. Motivul acestei contradicții poate fi legat de faptul că autorul japonez a lucrat în sol artificial într-un canal de sol, la viteze de lucru foarte mici, iar organele lui de lucru aveau lungimea constantă, deci se modifica înălțimea lor de ridicare. În cazul prezentelor încercări s-a menținut constantă înălțimea de ridicare a dălților, indiferent de unghiul lor de așezare, adică aceste dălți au lungimi diferite.

#### 4.6.2.3 Analiza influenței cumulate a adâncimii de lucru și a lățimii dălții

Diagrama de variație a rezistenței la tracțiune în funcție de adâncimii de lucru și de lățimea dălții este prezentată în Fig. 4.61.

Corelația dintre cele trei variabile este foarte bună, coeficientul de corelație fiind foarte aproape de unitate ( $R^2=0,99924$ ).

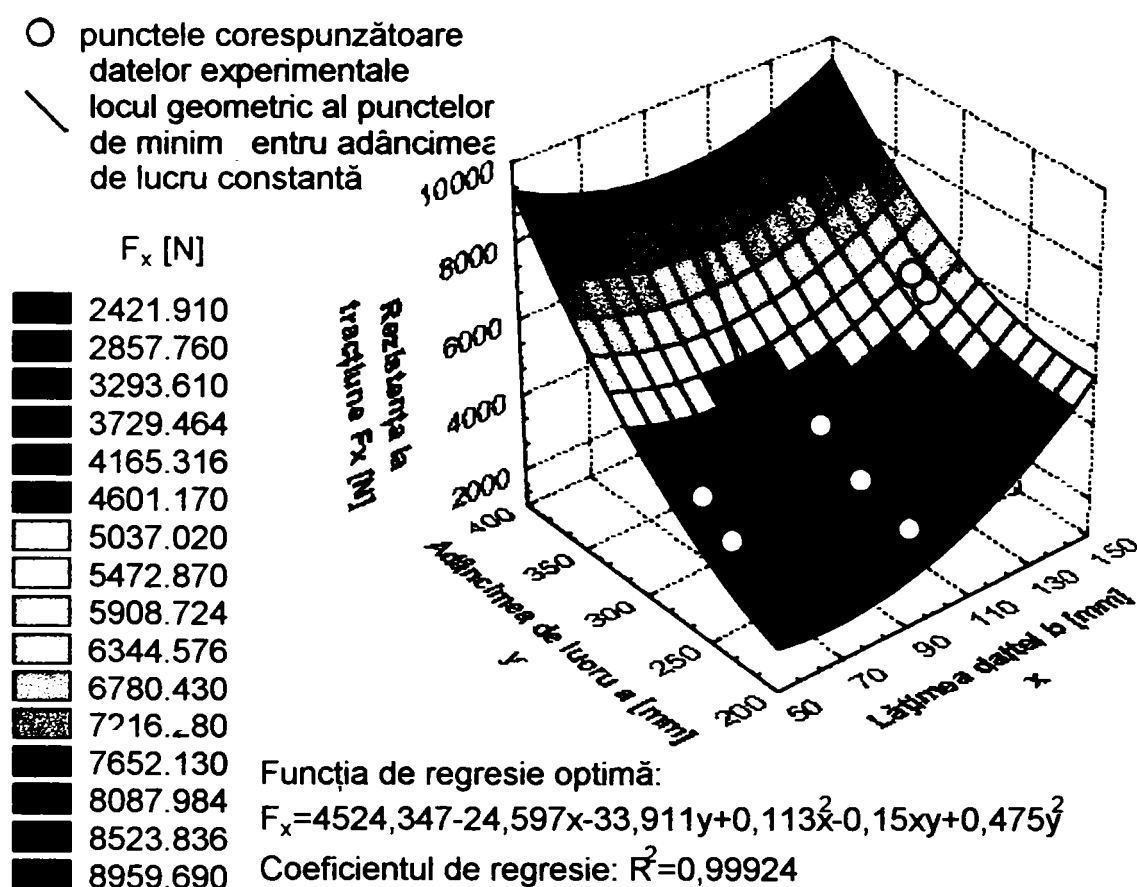


Fig. 4.61 Diagrama de variație a rezistenței la tracțiune în funcție de lățimea dălții și de adâncimea de lucru

Cea mai importantă concluzie ce poate fi trasă din diagramă este legată de apariția formală a fenomenului adâncimii critice de tăiere, prin extrapolarea datelor în afara intervalelor de variație ale celor două variabile independente, pentru care s-au făcut determinări. Se poate observa că, la adâncimi de lucru mici, curba corespunzătoare intersecției suprafeței cu un plan vertical corespunzător unei adâncimi constante este o curbă monoton crescătoare. Adică unei creșteri a lățimii dălții îi corespunde o creștere a rezistenței la tracțiune. În schimb la adâncimi mai

mari (de la aproximativ 300-320 mm), la valori mici ale lăţimii, curba este descrescătoare, creşterea rezistenţei apărând doar de la o valoare critică a lăţimii.

Concluzia la care se poate ajunge în aceste condiţii este că, la o adâncime dată, reducerea lăţimii de lucru va duce la diminuarea rezistenţei doar în anumite limite. De aici se poate susţine ipoteza, de altfel lansată de mai mulţi autori (McKyes 1985[149], Balaton 1988[22] şi 1990[24]), că, adâncimea critică de tăiere este legată indisolubil de factorul de formă (adâncimea de lucru raportată la lăţimea organului de lucru). Acesta este şi motivul pentru care nu se poate face o determinare experimentală a rezistenţei la tracţiune a suportului: demontarea organului de lucru de pe suport modifică radical procesul datorită faptului că în acest caz suportul va lucra cu mare probabilitate sub adâncimea ei critică de tăiere, ca atare va avea rezistenţă mai mare decât cu altă.

### 4.6.3 CONCLUZII

În urma analizei rezultatelor experimentale pot fi scoase în evidenţă câteva concluzii importante din punctul de vedere al optimizării parametrilor studiaţi, anume:

1. În alegerea adâncimii de lucru criteriul de bază trebuie să fie sistemul de cerinţe a plantei, dar, aşa cum se vede din Fig. 4.52, Fig. 4.53 şi Fig. 4.54 este de dorit ca în intervalul agrotehnic corespunzător plantei să se aleagă valoarea cea mai mică acceptabilă pentru a evita creşterea sensibilă a rezistenţei solului la lucrare, cu precădere a componentei de tracţiune.
2. Atunci când se alege viteza de lucru cu care să lucreze agregatul de afânare a solului, trebuie să se aleagă o viteză cât mai mare, dar să se ţină cont de următoarele:
  - viteza să fie cât de mare permite starea terenului astfel ca persoana care conduce tractorul să poată lucra în condiţii acceptabile ţinând cont de vibraţiile cabinei;
  - viteza să fie cât mai mare, dar astfel încât plusul de energie consumată datorită creşterii rezistenţei la tracţiune şi a componentei verticale a rezistenţei solului (vezi Fig. 4.55 şi Fig. 4.56) să se regăsească într-o mărunţire mai bună, adică să nu scadă eficienţa mărunţirii;
  - rezistenţa la tracţiune corespunzătoare vitezei cu care se va lucra să permită funcţionarea motorului tractorului într-un regim care se găseşte în intervalul de funcţionare optimă (în primul rând din punctul de vedere al consumului specific de carburant).

**Observaţie:** în cazul celor doi parametri amintiţi mai sus, nu se poate da o valoare optimă explicită, dat fiind faptul că ar trebui să se ţină cont de foarte mulţi factori, între care se amintesc doar câţiva dintre cei mai importanţi:

- plantele premergătoare pe o perioadă de câţiva ani;
- tipul şi starea solului;
- gradul de expunere a solului la degradare (compactare, eroziune, cantitate mică de humus);
- planul de cultivare pentru perioada următorilor câţiva ani;
- neuniformitatea solului la momentul realizării lucrării;
- dotarea tehnică (tractor, maşina de afânare medie a solului, maşinile pentru lucrarea secundară, maşina de semănat care se va utiliza, etc.).

3. În ceea ce privește valoarea optimă a unghiului de așezare a dălții, așa cum se vede din Fig. 4.58, din punctul de vedere al rezistenței la tracțiune (care are rolul hotărâtor), optimul ar fi de  $20,734^\circ$ . Aproximativ aceeași valoare optimă reiese și din analiza diagramei din Fig. 4.60.
4. Pentru a alege valoarea optimă a lățimii dălții, trebuie arătat că în conformitate cu cele prezentate în Fig. 4.57 și Fig. 4.61, valoarea optimă ar trebui să fie de 100 mm, cu condiția ca adâncimea de lucru să nu fie mai mare de 350 mm (evident valorile corespund solului și condițiilor în care s-au realizat determinările).

## 5. CONTRIBUȚII PERSONALE. CONCLUZII FINALE. PROPUNERI ȘI RECOMANDĂRI

### 5.1 CONTRIBUȚII PERSONALE

#### 5.1.1 CONTRIBUȚII PERSONALE ÎN DOMENIUL TEORETIC

1. În urma unui studiu bibliografic au fost puse în evidență problemele legate de aspectele energetice aferente tehnologiilor de lucrări ale solului (vezi subcapitolele 2.1 până la 2.3) cu atenție deosebită pentru tehnologiile de conservare a fertilității solului și a organelor de lucru cele mai adecvate acestor cerințe (vezi subcapitolul 2.11).
2. A fost pusă în evidență o structură a bilanțului energetic a agriculturii cât și caracteristicile specifice ale acestuia (vezi subcapitolul 2.1.1).
3. S-a realizat o sinteză a câtorva tendințe în modificarea tehnologiilor de cultivare și a agrotehnicii în vederea creionării unei agriculturii având o dezvoltare durabilă (vezi subcapitolul 2.1.2).
4. A fost elaborat un studiu amplu al tendințelor și realizărilor în ceea ce privește reducerea consumurilor energetice în cazul lucrărilor solului, reliefându-se corelațiile dintre diversele căi de reducere a consumurilor energetice și, în anumite cazuri, efectul acestora asupra aspectelor legate de fertilitatea solului (vezi subcapitolele 2.4 la 2.11).
5. A fost reliefată corelația dintre metodele de influențare a efectului unui organ de lucru asupra solului și câteva tendințe conceptuale recente, circumscrise unor noțiuni cum ar fi lucrările de precizie ale solului, care ar permite controlul în timp real al proceselor (vezi subcapitolele 2.2 și 2.5).
6. A fost realizat un studiu critic al principalelor modele teoretice pentru calculul forțelor de rezistență la tăiere a solului. S-au evidențiat condițiile de aplicare ale acestor modele și s-au subliniat limitele conceptuale și de aplicare al acestora (vezi subcapitolul 3.2).
7. S-a realizat o sistematizare a presupuzițiilor pe care se bazează cvasi-totalitatea modelelor teoretice care descriu interacțiunea dintre un organ de afânare și sol (vezi subcapitolul 3.3.1).
8. S-a elaborat un model teoretic pentru organe de afânare reale de tip cu daltă, model care se bazează pe teoria presiunii pasive a solului și pe metoda prismelor de încercare (vezi subcapitolul 3.3).
9. S-a găsit un procedeu de modelare a efectului forțelor de inerție asupra rezistenței opuse de sol la un organ de afânare elementar. Modelul a fost extrapolat pentru un organ de tip daltă și s-a aplicat în modelul non-cvasi-static elaborat pentru un organ de afânare cu daltă. Astfel, în structura modelului teoretic elaborat au fost introduse aspecte care țin cont și de caracterul dinamic al proceselor, luând în considerare efectul forțelor de inerție care apar la accelerarea particulelor de sol din brazda afânată. (vezi subcapitolul 3.3.3.1).
10. A fost elaborat și s-a aplicat o metodă matricială de determinare analitică a forțelor de rezistență care acționează asupra organului de lucru, folosind funcția de transfer a sistemului de măsurare (vezi subcapitolul 4.5.1.4).

11. Cu ajutorul modelului teoretic elaborat au fost evidențiate corelațiile dintre rezistența solului și adâncimea, respectiv viteza de lucru (vezi subcapitolele 4.6.1.1 și 4.6.1.2).

### **5.1.2 CONTRIBUȚII PERSONALE ÎN DOMENIUL EXPERIMENTAL**

#### **A. Contribuții aferente metodicilor experimentale**

1. A fost pus la punct un sistem de măsurare complet, utilizabil atât în condiții de laborator, cât și în câmp pentru utilaje staționare sau mobile. Sistemul este fiabil, eficient și precis chiar și în condiții de câmp, având întreaga aparatură de măsurare instalabilă în cabina tractorului (vezi subcapitolele 4.3 și 4.4.5 respectiv 4.5.2.1 la 4.5.2.5).
2. A fost elaborată o metodică experimentală sistematică pentru etalonarea și calibrarea unui sistem complet de măsurare a forțelor spațiale care acționează asupra organelor lucru ale mașinilor agricole purtate (vezi subcapitolul 4.5.1).
3. S-a conceput o metodologie experimentală pentru determinarea nivelului erorilor de măsurare sistematice cauzate de rama dinamometrică, numite de autor "diafonii" (vezi subcapitolul (vezi subcapitolul 4.5.1.3).
4. A fost dezvoltată o metodologie experimentală pentru determinarea elementelor matricei coeficienților, necesare determinării funcției de transfer (vezi subcapitolul 4.5.1.4).
5. S-a proiectat, construit și calibrat un sistem pentru măsurarea continuă a adâncimii de lucru a organelor mașinilor agricole pentru lucrat solul, ca parte componentă a sistemului integrat de măsurare (vezi subcapitolul 4.5.2.2).

#### **B. Contribuții aferente studiului experimental al procesului de afânare a solului cu un organ cu daltă**

1. S-a evidențiat pe baza datelor experimentale tipul de corelație dintre componentele rezistenței solului la afânarea cu un organ cu daltă de afânare, și adâncimea de lucru. Gradul de corelare este deosebit de bun. Funcțiile de corelare sunt de tip polinom de gradul II, curba de regresie fiind parabolă având un pronunțat caracter crescător. Punctul de minim nu se află în intervalul de adâncimi de lucru utilizat (vezi subcapitolul 4.6.1.1).
2. S-a studiat influența vitezei de lucru asupra rezistenței solului, demonstrând o creștere semnificativă dar relativ mai mică decât în cazul adâncimii de lucru (vezi subcapitolul 4.6.1.2).
3. A fost realizată validarea modelului teoretic în ceea ce privește influența adâncimii de lucru și a vitezei de lucru. În primul caz modelul matematic descrie foarte bine procesul, subevaluările datorându-se structurii puternic eterogene pe verticală a solului, cauzată de o lucrare anterioară experimentelor realizate. Creșterea rezistențelor cauzate de creșterea vitezelor de lucru este modelată corect doar la viteze mici, la valori mai mari ale vitezei modelul subevaluând creșterea (vezi subcapitolele 4.6.1.1 și 4.6.1.2).
4. A fost analizată influența lățimii dălții asupra rezistențelor specifice ale solului. S-a evidențiat un caracter ușor descrescător pentru funcții de regresie având coeficienții de corelare cei mai mici din experimentările descrise în prezenta lucrare (vezi subcapitolul 4.6.1.3).

5. A fost evidențiat caracterul parabolic al funcțiilor de corelare dintre rezistența specifică (raportată la aria secțiunii transversale a brazdei dislocate) și unghiul de înclinare a dălții, respectiv faptul că aceste funcții au punctul de minim în intervale de valori ale unghiului de așezare folosite în mod curent (vezi subcapitolul 4.6.1.4).
6. Au fost construite suprafețele care descriu corelații de tip funcție cu două variabile între rezistența la tracțiune respectiv adâncimea de lucru și unul din ceilalți trei factori experimentali luați în considerare. În toate trei cazurile nivelul de corelare are valori foarte mari (vezi subcapitolul 4.6.2).
7. Pe baza analizei diagramelor mai sus amintite s-a evidențiat prin extrapolare fenomenul apariției adâncimii critice de tăiere, caracteristică proceselor care nu apar în domeniul de variație a factorilor experimentali, dar care este bine-cunoscută în literatura de specialitate (vezi subcapitolul 4.6.2.3).

## 5.2 CONCLUZII FINALE

1. Agricultura este a doua cea mai importantă ramură a economiei naționale a României, și, deși ponderea ei în crearea PIB crește, producțiile realizate sunt într-un relativ declin, printre altele și datorită unor tehnologii inadecvate de lucrări ale solului utilizate în mod curent.
2. Unele fenomene negative care influențează fertilitatea solurilor noastre agricole, în sensul reducerii ei, au un efect tot mai puternic datorită utilizării unor tehnologii care nu țin cont de cerințele conservării solurilor agricole. Aceste fenomene au efecte negative și pe termen scurt, dar mult mai periculoase sunt cele pe termen mediu și lung.
3. În ultimele două decenii, în țările cu agricultură dezvoltată dar și în cele unde agricultura are o pondere importantă în economia națională, cu toate că s-au făcut investiții mari atât în cercetare-dezvoltare cât și în tehnologii și echipamente, creșterea producțiilor la hectar s-a făcut în general printr-o înrăutățire a bilanțului energetic, rare fiind cazurile de stagnare, iar cele de îmbunătățire, cvasi-inexistente. Excepție fiind ultimul deceniu, când tehnologiile cu consumuri energetice reduse au căpătat o tot mai mare răspândire în țările dezvoltate.
4. În procesele de producție aferente producției vegetale, o pondere importantă o are energia consumată pentru realizarea lucrărilor solului, fiind circa 11% din totalul consumului agricol, respectiv 20 până la 40% din motorina utilizată în producția vegetală, acest lucru subliniind importanța studierii consumurilor energetice care revin lucrărilor solului.
5. În ultimele decenii tot mai acut se pune problema creării unor condiții pentru o dezvoltare durabilă a agriculturii. În acest context tehnologiile bazate pe filozofia *LISA* (Low Input Sustainable Agriculture) pot avea un rol special.
6. În cadrul acestei noi abordări, utilizarea sistemelor de lucrări ale solului în care organele de afânare a solului să aibă un rol mult mai însemnat, trebuie să devină tot mai mult un fenomen cotidian. În acest sens, studierea organelor de afânare a solului cât și a proceselor realizate cu acestea poate fi un ajutor relevant, cu atât mai mult cu cât, în cazul tuturor tehnologiilor care au

printre scopurile urmărite explicit și conservarea fertilității solului, importanța lucrărilor solului crește.

7. Marea majoritate a tehnologiilor de lucrări ale solului au și efecte negative asupra solului: fie tasează, fie distrug structura solului, fie amândouă. În special aratul cu plugul cu cormane și utilizarea grapelor cu discuri au astfel de efecte. Cercetarea acestor fenomene poate duce la diminuarea efectelor acestora, dar, probabil, nu le vor putea elimina în totalitate.

8. Ținând cont de cele amintite la punctul anterior, este extrem de important să se pună accent pe cercetarea-dezvoltarea organelor de afânare a solului, cu ajutorul cărora fie se pot preveni, fie se pot elimina efectele mai sus amintite.

9. În cazul organelor de afânare înguste apare fenomenul de creștere a rezistenței la tracțiune și a reducerii ariei secțiunii afânate atunci când se depășește adâncimea critică de tăiere. Pentru evitarea acestui fenomen nedorit sunt avantajoase organele de afânare cu aripi.

10. Organele de afânare care sunt înclinate și în plan transversal pot fi avantajoase prin faptul că provoacă o minimă amestecare a solului la suprafață, deci, în cazul tehnologiilor care lasă resturile vegetale să acopere solul lucrat, deranjează puțin stratul de resturi vegetale.

11. Dintre diversele tipuri de organe de afânare a solului, organele de tip cu daltă sunt cele mai eficiente, atât energetic, cât și din punctul de vedere al deformațiilor realizate. Acest lucru este subliniat și de faptul că prin uzură aceste organe sunt singurele care nu suferă modificări calitative.

12. În cazul adâncimii de lucru a mașinilor de afânare, este bine să se aleagă valorile cele mai mici din intervalul optim din punct de vedere agrotehnic.

13. Pentru organele de afânare a solului cu daltă este important să se țină cont de relația dintre raportul de formă (raportul  $a/b$ ) și adâncimea critică de tăiere.

14. Este importantă eficiența energetică a afânării: minimizarea rezistenței la tracțiune raportată la aria secțiunii transversale a zonei de sol afânate, dar ținând cont de cerințele de mărunțire a solului. Este importantă optimizarea valorii rezistenței specifice și nu minimizarea ei, dat fiind faptul că mărirea lățimii dălții reduce rezistența specifică dar înrăutățește gradul de afânare realizat.

15. Modelele teoretice elaborate pentru organe de lucru elementare pot fi utilizate și în cazul unor organe reale, dar este mai adecvat să se elaboreze modele speciale pentru acest caz.

16. Modelele matematice cvasi-stactice, neținând cont de efectele dinamice aferente proceselor, nu pot fi utilizate în cazul mașinilor pentru afânarea solului care realizează lucrări culturale, din cauza faptului că acestea este de dorit să lucreze la viteze relativ mari.

17. Modelul matematic non-cvasi-static elaborat se bazează pe următoarele principii de bază:

- suprafața de rupere a zonei afânate este un plan, înclinat față de orizontală cu unghiul  $\beta$ , valoarea căruia se determină din minimizarea factorului adimensional  $N_\gamma$ ;
- efectul dinamic apare prin luarea în considerare a forțelor de inerție.

18. În cazul mașinilor agricole purtate ramele dinamometrice sunt cele mai adecvate pentru a realiza determinarea experimentală a forțelor care acționează asupra organelor de lucru și prin ele asupra mașinii și a tractorului.
19. În cazul utilizării ramelor dinamometrice, folosirea ecuațiilor de echilibru în vederea determinării forțelor externe pe baza valorilor măsurate pe traductoare nu poate oferi o soluție fezabilă din cauza erorilor de măsurare care sunt inevitabile în cazul oricărei rame dinamometrice. Cea mai eficientă metodă pentru a elimina în cea mai mare parte erorile sistematice de măsurare este utilizarea funcției de transfer a ramei.
20. Prin etalonarea și calibrarea ramei s-a evaluat și nivelul erorilor, concluzia fiind că acestea rămân în limite acceptabile fiind sub 10%.
21. Influența factorilor studiați (adâncimea și viteza de lucru, unghiul de atac și lățimea dălții) poate fi studiată pe baza datelor experimentale determinate, întrucât nivelul de corelare este suficient de mare.
22. Creșterea adâncimii de lucru produce o creștere puternică a rezistenței solului, atât a componentei orizontale cât și a celei verticale. Funcțiile de regresie sunt de gradul II, corelațiile fiind bune, coeficienții de corelare având valori mari.
23. Modelul teoretic descrie suficient de bine efectul adâncimii de lucru aproape pe tot intervalul studiat. Cea mai mare parte a punctelor corespunzătoare datelor experimentale se găsesc între limita inferioară și cea superioară de confidență la nivel de încredere de 95%. Erorile sunt mai mari în cazul componentei verticale datorită faptului că erorile provin în primul rând din erorile de aproximare a formei și a dimensiunilor zonei afânate.
24. Creșterea vitezei de lucru duce la creșterea rezistenței solului, dar această creștere poate fi descrisă de funcții de gradul II ale căror nivel de corelare este mult mai slab decât în cazul adâncimii, deși încă are o valoare mai mare decât limita acceptabilă. Această corelare mai slabă este legată probabil și de modificarea caracterului ruperii solului în cazul modificării vitezei de lucru.
25. Modelul teoretic modelează corect fenomenele la viteze mici, dar cu creșterea vitezei subestimează rezistențele. Acest fapt se datorează în cea mai mare măsură faptului că în model se ține cont numai de efectul forțelor de inerție, nu și de influența vitezei asupra caracteristicilor dinamice ale solului.
26. Creșterea lățimii dălții produce o ușoară scădere a ambelor componente ale rezistenței specifice a solului. Funcțiile de corelare optime sunt de gradul II, dar ele sunt foarte apropiate de funcțiile liniare. Pentru componenta verticală a rezistenței specifice, coeficientul de corelare este sub valoarea limită (0,5415), acesta fiind singurul caz dintre toate întâlnite în cercetarea experimentală întâlnită în această lucrare.
27. Funcțiile de corelare dintre unghiul de așezare a dălții și cele două componente ale rezistenței specifice, sunt de gradul II, având punctul de minim în intervalul de interes practic. Valorile minime nu sunt atinse pentru același unghi: unghiul critic pentru rezistența specifică la tracțiune este mai mic.
28. Din analiza comparativă a efectului adâncimii de lucru și a vitezei de lucru reiese că primul are o influență mult mai mare, acest lucru indicând să se aleagă adâncimi de lucru mai mici și



viteze de lucru mai mari. În alegerea vitezelor de lucru pentru organele de afânare este bine să se lucreze la viteze mai mari, fără să se depășească valorile de la care creșterea vitezei nu se regăsește într-un plus de mărunțire care să echilibreze consumul energetic suplimentar.

29. Studiind efectul cumulat al adâncimii de lucru și a unghiului de așezare, se observă că, unghiul critic, pentru care rezistența la tracțiune are valoare minimă, variază cu adâncimea: la adâncimi mai mari, valoarea unghiului crește. Unghiul critic variază între  $17^\circ$  și  $32^\circ$ .

30. În cazul corelației dintre rezistența la tracțiune respectiv adâncimea de lucru și lățimea dălții, se poate concluziona că, la adâncimi de lucru mici, curba care reprezintă intersecția suprafeței cu un plan vertical corespunzător unei adâncimi constante este o curbă monoton crescătoare. Adică unei creșteri a lățimii dălții îi corespunde o creștere a rezistenței la tracțiune. În schimb la adâncimi mai mari (de la aproximativ 300-320 mm), la valori mici ale lățimii, curba este descrescătoare, creșterea rezistenței apărând doar de la o valoare critică a lățimii. Acest fenomen se datorează existenței adâncimii critice de tăiere.

31. Folosind modelul teoretic împreună cu rezultatele determinărilor experimentale, care în bună parte pot fi generalizate și extrapolate, se poate optimiza atât construcția organelor de lucru, cât și alegerea valorilor optime ale factorilor de exploatare.

### 5.3 PROPUNERI ȘI RECOMANDĂRI

1. Continuarea cercetărilor corelând aspectele energetice cu cele legate de efectul de afânare și mărunțire a solului realizat prin lucrările respective.
2. Elaborarea / îmbunătățirea unor indici bazați pe analiză multi-criterială, prin care să se poată caracteriza starea inițială a solului, respectiv starea finală a ei urmărită prin lucrări. Este de dorit să se poată alege într-un mod ușor, accesibil și, pe cât posibil univoc, alegerea tehnologiei, a mașinilor și/sau a organelor de lucru necesare.
3. Studii în ceea ce privește procesul de lucru realizat de organele de afânare cu aripi.
4. Studiul posibilităților de modificare a procesului realizat de un organ de lucru în timp real, folosind o evaluare în timp real a modului în care manipularea solului de către organul de lucru realizează trecerea solului din starea inițială variabilă în timp și spațiu, și starea finală, care este funcție de parametrii aflați în afara sistemului sol-mașină de lucrat solul, relativ invariabilă.
5. Conceperea unor organe de afânare cu daltă cu unghiul de așezare a dălții reglabil, în vederea optimizării corelate a criteriilor energetice și a eficienței afânării și a mărunțirii.
6. Cercetarea modului în care caracteristicile dinamice ale solului sunt influențate de viteza de deformație. Studiarea Influenței acestor fenomene asupra modului în care are loc ruperea solului.

## BIBLIOGRAFIE

1. Adam, K.M., D.C. Ehrbach. 1992. Secondary tillage tool effect on soil aggregation. *Trans. of the ASAE* 35(6):1771-1775
2. Adams, B.A., D. Wulfsohn, D.G. Fredlund. 1994. Unsaturated soil mechanics for agricultural conditions. *ASAE Papers* No. 94-1037. St. Joseph, MI. ASAE.
3. Adler, P., V. Markova, V. Granovski. 1977. *Kísérletek tervezése optimális feltételek meghatározására*. (Proiectarea experimentelor pentru determinarea condițiilor optime - în lb. magh.). Műszaki Könyvkiadó. Budapest.
4. Al-Jalil, H.F., S.J. Marley, W.F. Buchele. 1979. Spring-damper control of lateral cutting angle for a variable-speed moldboard plow. *Trans. of the ASAE* 22(3):494-497
5. Anonim. 1980. Bilanțul energetic în agricultură și silvicultură. în *Buletinul informativ agricol pentru cadrele de conducere*. Academia de Științe Agricole și Silvice. OIDAIA. 8-9/1980: 53-63.
6. Anonim. 1981. *Szántás nélküli talajművelés* (Lucrările solului fără răsturnarea brazdei - în lb. maghiară). MÉM Műszaki Intézet. 1981. Gödöllő. 51
7. Anonim. 1988. *DASH-8 and DASH-8PGA User's Manual*. Keithley MetraByte Corp. Taunton, MA
8. Anonim. 1988. *ASYSTANT™ PLUS The Scientific Number Cruncher for Data Acquisition and Analysis*. ASYST Software Technologies.
9. Anonim. 1990. *Agricultural Engineering in Development: Guidelines for Mechanization Systems and Machinery Rehabilitation programs*. FAO Agricultural Services Bulletin. No. 85/1990. Rome.
10. Anonim. 1993. *STATISTICA for WINDOWS User's Manual*. StatSoft Inc.
11. Anonim. 1994. *ASAE Standard. Terminology and Definitions for Soil Tillage and Soil-Tool Relationships. ASAE EP 291.2 DEC 93*. ASAE Standards 41th edition 1994. St. Joseph, MI. 47
12. Anonim. 1994. *ASAE Standard: ASAE S313.2. Soil Cone Penetrometer*. ASAE Standards 41th edition 1994. St. Joseph, MI. 48
13. Anonim. 1997. *Anuarul statistic al României 1997*. Comisia Națională de Statistică. București.
14. Araya, K., K. Kawanishi. 1984. Soil failure by introducing air under pressure. *Trans. of the ASAE* 27(5):1292-1297
15. Araya, K., R. Gao. 1995. A non-linear three-dimensional finite element analysis of subsoiler cutting with pressurized air injection. *J. agric. Engng. Res.* 61:115-128
16. Araya, K., M. Kudoh, D. Zhao, F. Lin, H. Jia. 1996. Improvement of Planosol Solum: Part 6, Field experiments with a three-stage subsoil mixing plough. *J. agric. Engng. Res.* 65:151-158
17. Baba, I., I. Măneran. 1987. Subsolierul purtat SP-3(5). *Cultura vegetală - Mecanizarea agriculturii* 11: 6-9
18. Babiciu, P. 1986. Pluguri cu degajare mare și lățime de lucru pe trupiță variabilă, pentru efectuarea unor arături de calitate superioară. *Producția vegetală - Mecanizarea agriculturii*. 2: 8-15
19. Bailey, A.C. C.E. Johnson. 1994. NSDL-AU model, soil stress-strain behavior. *ASAE Papers* No. 94-1074. St. Joseph, MI. ASAE.
20. Balaci, C., V. Moroșanu. 1988. Reglarea agregatului format din tractorul A-1800A și plugul cu lățimea de lucru variabilă P5V. *Cultura vegetală - Mecanizarea agriculturii*. Nr.1/1988: 8-17.

21. Balaton, J. 1972. A mélylazító szerszámok vonóerősükségletének vizsgálata (Studiul forței de rezistență la tracțiune a organelor de afânare adâncă - în lb. magh.) *Járművek. Mezőgazdasági Gépek* 19(4):133-140
22. Balaton, J. 1988. A mélylazító gépek vonóerő-csökkentési lehetőségei. *Járművek. Mezőgazdasági Gépek. Vol.35(11):* 407-413.
23. Balaton, J., P. Gresiczky, I. Mészáros. 1989. *Erő- és munkagépek kapcsolatának mérés technikája*. Raport de cercetare al Catedrei de Mașini Agricole, Universitatea Tehnică din Budapesta.
24. Balaton, J. 1990. Dimensioning and draft force requirement for subsoilers. *Periodica Polytechnica, Mech. Engineering* 34(3-4):161-170
25. Balaton, J. 1994. Mérőberendezés a függesztett mezőgazdasági gépek művelőelemeire ható térbeli erők mérésére. In *Mezőgazdasági és élelmiszeripari géptervezők országos konferenciája*. Gödöllő: 11-15.
26. Balaton, J., A. Gönczi, V. Sin. 1996. Măsurarea forțelor de rezistență în cazul mașinilor agricole purtate. In *Proceedings of the Scientific Communications Meeting of "Aurel Vlaicu" University of Arad. Third edition. Vol.4.:* 20-25.
27. Balaton, J., A. Gönczi, V. Sin. 1996. Metodă matricială pentru determinarea sistemului de forțe spațiale ce acționează asupra organelor de lucru ale mașinilor agricole purtate. In *Proceedings of the Scientific Communications Meeting of "Aurel Vlaicu" University of Arad. Third edition. Vol.4.:* 26-31.
28. Balaton, J.; A. Gönczi. 1998. Cu privire la calculul rezistenței la tracțiune și dimensionarea organelor de afânare a solului. *TransAgraTech Conference. Cluj. Vol.I.:* 111-116.
29. Bánházi, J.; Fülöp, G. 1975. *A minimális talajművelés gépei* (Mașinile tehnologiilor cu lucrări minime ale solului - lb. magh.). Mezőgazdasági Kiadó. Budapest.
30. Bánházi, J. 1980. *Mérés technika - Szántóföldi mérések* (Tehnici de măsurare în câmp). GATE Mezőgazdasági Gépészmérnöki Kar. Gödöllő.
31. Bánházi, J.; Fülöp, G. 1980. *Energiatakarékos talajművelési módszerek* (Metode de lucrări ale solului cu consum redus de energie - lb. magh.). Mezőgazdasági Kiadó. Budapest.
32. Bánházi, J. 1981. *Növénytermesztési gépek I.* (Mașini pentru cultura vegetală Vol. I - lb. magh.) Agrártudományi Egyetem Gödöllő.
33. Bánházi, J.; Jóri, J.I.; Soós, P. 1984. *Középmélylazító szerszámok összehasonlító vizsgálata* (Studiul comparativ al unor organe de afânare medie - lb. magh.). Akadémiai Kiadó. Budapest.
34. Barta, L.; Fülöp, G.; Jóri, J.I. 1980. *A nagyteljesítményű traktorok talajművelő gépei* (Mașinile de lucrat solul pentru tractoare de putere mare - lb. maghiară). Mezőgazdasági Kiadó. Budapest.
35. Bicki, T.J. 1989. Successful No-Till management in Illinois. In *Tillage Systems and the Agricultural Environment - Proceedings of Illinois Tillage Conferences*. 83-87. University of Illinois in Urbana-Champaign
36. Billot, J.F., D. Méchineau. 1988. *Le pénétromètre automatique - un appareil de mesure de relation sol/climat/machine*. CEMAGREF, BTMEA No.32, septembre 1988:24-32
37. Birkás, M., A. Szemők, A. Seruga. 1985. A LATAR 3510 helye az őszi gabonák talajművelési rendszerében (Locul subsolierului combinat LATAR 3510 în sistemul de lucrări ale solului pentru cereale de toamnă - în lb. magh.) *Járművek. Mezőgazdasági Gépek* 32(6):216-221.
38. Birkás, M., L. Vései. 1985. A Rába IH-10-14 7/5 tárcsás csoroszlós szárnyas középmély lazító alkalmazása. (Utilizarea subsolierului Rába IH-10-14 7/5 cu aripi de afânare și cuțite disc - în lb. magh.) In *Járművek. Mezőgazdasági Gépek*. 32(12): 457-462.

39. Birkás, M. 1988. A talajművelés minőségének javítása és a gépfejlesztés (Creșterea calității lucrărilor solului și dezvoltarea mașinilor agricole - în lb. magh.). *Járművek. Mezőgazdasági Gépek* 35(7):249-255
40. Birkás, M., J. Ángyán, T. Szalai, L. Szabó. 1992. A talajok fizikai-biológiai kondícióromlása Magyarországon - talajművelési megközelítéssel. (Înrăutățirea condiției fizico-biologice a solurilor din Ungaria - o abordare din punct de vedere al lucrărilor solului - în lb. magh.). *Prezentat la Conferința Științifică Anuală a Academiei de Științe a Ungariei, Secția Tehnică Agricolă* 14-15 ian. 1992. Gödöllő.
41. Birkás, M. 1992. A tömődött talajállapot hatása a művelés minőségére és energiaigényére (Efectul gradului de tasare a solului asupra calității și a consumului energetic al lucrărilor solului - în limba maghiară). *Prezentat la Conferința Științifică Anuală a Academiei de Științe a Ungariei, Secția Tehnică Agricolă*. 14-15 ianuarie. Gödöllő.
42. Birkás, M. 1992. Talajtömődöttség és lazítózás. (Tasarea solului și subsolajul - în limba maghiară). *Prezentat la Conferința Științifică Anuală a Academiei de Științe a Ungariei, Secția Tehnică Agricolă*. 14-15 ianuarie. Gödöllő.
43. Birkás, M. 1994. Az alkalmazkodó talajművelés időszerűsége. (Oportunitatea lucrărilor solului adaptabile - în lb. magh.) *Mezőgazdasági Technika*. Vol.35(9): 5-7.
44. Birkás, M. 1994. A nehézkultivátorok alkalmazásáról (Despre utilizarea cultivatoarelor cizel - în lb. maghiară). *Mezőgazdasági Technika* 35(8):2-5
45. Birkás, M. 1994. A talajlazítás fontosságáról (Despre importanța afânării solului - în lb. maghiară). *Agrofórum* 5(8):18-20
46. Bode, L.E. 1989. Incorporation techniques for reduced tillage. In *Tillage Systems and the Agricultural Environment - Proceedings of Illinois Tillage Conferences*. 83-87. University of Illinois in Urbana-Champaign.
47. Borsa B. 1981. *Az extrém értékek vizsgálata a mezőgazdasági gépészet néhány véletlen folyamatában* (Studiul valorilor extreme în cazul unor procese stohastice în mecanizarea agriculturii - lb. magh.). Akadémiai Kiadó. Budapest.5
48. Borsa, B. 1991. Statistical properties of plough resistance. In *Research in Agricultural Engineering* (Bulletin of the Hungarian Institute of Agricultural Engineering)
49. Búvár, G. editor. 1988. *Művelőutas termelési mód a kalászosokban* (Tehnologia de cultivare a cerealelor păioase cu trafic controlat - în lb. magh.). Mezőgazdasági Kiadó. Budapest.
50. Campbell, H.W. 1909. *Okszerű talajművelés* (traducerea în lb. magh. a volumului *Soil Culture Manual*, F.F. Matenaers, Milwaukee, WI, 1907). Pátria Rt. Budapest
51. Campos-Magaña, S.G., D. Moreno-Rico, B.M. Wills. 1994. Kinematics of notched disc coulters. *ASAE Papers* No.94-1009. St. Joseph, MI. ASAE
52. Canarache, A. 1990. *Fizica solurilor agricole*. Editura Ceres. București.
53. Căproiu, Ș. editor. 1972. *Dicționar de mecanică agricolă*. Editura Ceres. București.
54. Căproiu, Ș., V. Roș, V. Scripnic, C. Ciubotaru, P. Babiciu. 1982. *Mașini agricole pentru lucrul solului, semănat și întreținere a culturilor*. Editura Didactică și Pedagogică. București.
55. Chan, C.-W., R.K. Wood, R.G. Holmes. 1993. Powered harrow operating parameters: effects on soil physical properties. *Trans. of the ASAE* 36(5): 1279-1285
56. Chancellor, W.J. 1994. Friction between soil and equipment materials. A review. *ASAE Papers* No. 94-1034. St. Joseph, MI. ASAE.
57. Cheng-wu, W., C. Xiao-guang, Z. De-jun. 1985. A rational design of high-speed plow bodies and its computer implementation. In *Proceedings of the International Conference on Soil Dynamics, Volume Three*. Pp.592-604. Auburn, AL

58. Ciulu, G., G. Bîrcă, T. Alexandru. 1986. Influența lucrării solului fără răsturnarea brazdei asupra productivității muncii, cosumului de combustibil și a productivității agricole. *Cultura vegetală - Mecanizarea agriculturii*. Nr.6/1986.
59. Clark, R.L., G.W. Langdale, D.E. Radcliffe, R.R. Bruce. 1994. Soil strength and water infiltration as affected by paratillage frequency. *ASAE Papers* No. 94-1047. St. Joseph, MI. ASAE.
60. Clyma, H.E., D.L. Larson. 1991. Evaluating the effectiveness of electro-osmosis in reducing tillage draft force. *ASAE Papers* No. 91-3533. St. Joseph, MI.
61. Collins, E.R.; W.F. Lallor. 1973. Soil bin investigation of a deep-working tillage tool. *Trans. of the ASAE* Vol. 16(1): 29-33
62. Collins, N.E., L.J. Kemble, T.H. Williams. 1978. Energy requirements for tillage for tillage on coastal plain soil. *ASAE Papers* No. 78-1517. St. Joseph, MI. ASAE
63. Collins, T.S. 1991. Loads in Tractor Linkages when transporting rear-mounted implements: development of modelling and measurement techniques. In *J. agric. Engng. Res.* 49: 353-371.
64. Colvin, T.S., D.C. Erbach, W.F. Buchele, R.M. Cruse. 1984. Tillage index based on created soil conditions. *Trans. of the ASAE* 27(2):370-371
65. Cooper, A.W., W.F. McCreery. 1961. Plastic surfaces for tillage tools. *ASAE Papers* No. 61-649. St. Joseph, MI. ASAE
66. Dexter, A.R., J.V. Stafford, D.W. Tanner. 1978. Edge effects on soil engaging tools. *J. agric. Engng. Res.* 23(1):59-66
67. Dincu, I. 1974. *Tehnologia producției agricole*. Editura Didactică și Pedagogică. București.
68. Dransfield, P., J.Y. Harrison, A.H. Willis. 1962. A mobile force recording dynamometer for tillage research. *J. agric. Engng. Res.* 17(3): 260-268.
69. Du Plessis, J.B. 1985. The development of a test facility to evaluate chisel plough tines under field conditions. In *Proceedings of the International Conference on Soil Dynamics, Volume Three*. Pp.508-523. Auburn, AL
70. Elijah, D.L., J.A. Weber. 1971. Soil failure and pressure patterns for flat cutting blades. *Trans. of the ASAE* Vol. 14(4):781-785
71. Elkins, C.B., J.G. Hendrick. 1983. A slit-plant tillage system. *Trans. of the ASAE* 26(3):710-712
72. Erbach, D.C., J.G. Benjamin, R.M. Cruse, M.A. Elamin, S. Mukhtar, C.-H. Choi. 1992. Soil and corn response to tillage with Paraplow. *Trans. of the ASAE* 35(5): 1347-1354
73. Evans, D.E., C.E. Johnson, R.L. Schafer. 1985. Draft interactions and similitude aspects of multiple chisel systems. In *Proceedings of the International Conference on Soil Dynamics, Volume Three*. Pp.524-535. Auburn, AL
74. Fock, K., Gy. Laczházi, Gy. Antos. 1980. Többkomponenses digitális erő- és nyomatékmérő intelligens robotokhoz (Aparat digital de măsurare a forțelor și a momentelor pentru roboți inteligenți - în limba maghiară). In *Finommechanika - Mikrotechnika*. 19(10): 289-295.
75. Fox, W.R., C.W. Bockhop. 1965. Characteristics of a Teflon-covered simple tillage tool. *Trans. of the ASAE* 8(2): 227- 229.
76. Frazee, R.W. 1989. Challenge for the farmer of the future: Residue Management. In *Tillage Systems and the Agricultural Environment - Proceedings of Illinois Tillage Conferences*. 83-87. University of Illinois in Urbana-Champaign.
77. Garner, T.H., W.R. Reynolds, H.L. Musen, G.E. Miles, J.W. Davis, D. Wolf, U.M. Peiper. 1987. Energy requirement for subsoiling coastal plain soils. *Trans. of the ASAE* 30(2):343-349

78. Garner, T.H.; R.B. Dodd; Dan Wolf; U.M. Peiper. 1988. Force analysis and application of a three-point hitch dynamometer. In *Trans. of the ASAE*. Vol. 31(4): 1047-1053.
79. Gelencsér, E. 1986. Description of stress and strain condition on the basis of rheological models. *Bull. Of the Univ. of Agric. Sciences*. Gödöllő. No.1: 149-160.
80. Gill, W.R.; G.E. VandenBerg. 1968. *Soil Dynamics In Tillage And Traction*. Agricultural Research Services of U.S. Dept.of Agriculture. Washington D.C.
81. Gill, W.R. 1969. Soil deformation by simple tools. *Trans. of the ASAE* Vol.12(2):234-239.
82. Gill, W.R. 1972. Evaluation of a furrow modifying device. *Trans. of the ASAE* 15(3): 401-403.
83. Glancey, J.L., S.K.Upadhyaya, J.W.Rumsey. 1991. Prediction of implement draft using an instrumented analog tillage tool. *ASAE Papers* No.91-1065. St.Joseph, MI.ASAE
84. Godwin, R.J.; G. Spoor. 1977. Soil failure with narrow tines. *J.agric.Engng.Res.* 22(4): 213-228.
85. Godwin, R.J., G.Spoor, M.S.Soomro. 1984. The effect of tine arrangement on soil forces and disturbance. *J.agric.Engng.Res.* 30:47-56.
86. Godwin, R.J.; A.J. Reynolds; M.J. O'Dogherty; A.A. Al-Ghazal. 1993. A triaxial dynamometer for force and moment measurements on tillage implements. In *J.agric.Engng.Res.* 55: 189-205.
87. Gönçzi, A. 1990. Aspecte privind mecanizarea lucrărilor solului în agricultura "biologică". In *Lucrările Conferinței de comunicări științifice ale cadrelor didactice din Catedra de Mașini Agricole al Facultății de Mecanică Agricolă din IPTVT*. Timișoara, 18-19 dec.53
88. Gönçzi, A. 1991. Considerațiuni cu privire la reducerea consumului energetic al lucrărilor solului în cazul folosirii tehnologiilor fără răsturnarea brazdei, bazate pe cultivatoare grele și subsoliere. In *Lucrările Simpozionului "Probleme actuale de Mecanică Agricolă"*. Timișoara, 23-25 mai 1991.
89. Gönçzi, A., C.Ștefan. 1992. Tendințe și realizări în evoluția construcției și a echipamentelor mașinilor pentru lucrat solul vizând tehnologia cu lucrări reduse ale solului. In *Lucrările Simpozionului Național "Probleme actuale de Mecanică Agricolă"*. Timișoara, 23-25 mai 1991.
90. Gönçzi, A. 1994. Dynamic effects in soil-tool interaction: a brief review of some specific aspects. *Buletinul Științific și Tehnic al Universității Tehnice din Timișoara. Seria Mecanică Agricolă. Metalurgie*. Tomul 40(54):13-18
91. Gönçzi, A., C. Ștefan. 1995. Câteva aspecte fundamentale privind deformațiile solului datorate unor organe de lucru elementare înguste. In *Lucrările prezentate în cadrul Sesiunii de comunicări științifice internaționale "Cercetarea științifică și tehnică în sprijinul dezvoltării și restructurării agriculturii"* 8-9 decembrie. pp.135-140. Editura Mirton Timișoara.
92. Gönçzi, A. 1995. Considerații cu privire la deformațiile solului datorate organelor de lucru elementare late. In *Lucrările prezentate în cadrul Sesiunii de comunicări științifice internaționale "Cercetarea științifică și tehnică în sprijinul dezvoltării și restructurării agriculturii"* 8-9 decembrie. Pp. 141-146 Editura Mirton Timișoara.
93. Gönçzi, A., D.Iancului. 1995. Modele matematice pentru calculul forței de tracțiune în cazul organelor de lucrat solul elementare late, dispuse înclinat. In *Lucrările prezentate în cadrul Sesiunii de comunicări științifice internaționale "Cercetarea științifică și tehnică în sprijinul dezvoltării și restructurării agriculturii"* 8-9 decembrie. Pp. 147-152 Editura Mirton Timișoara.

94. Gönçzi, A. 1996. Considerații cu privire la adâncimea critică de tăiere a solului. *Buletinul Științific și Tehnic al Universității Tehnice din Timișoara. Seria Mecanică Agricolă. Metalurgie*. Tomul 40(54):53-58
95. Gönçzi, A.; C. Ștefan; J. Balaton. 1998. Metodă pentru determinarea experimentală a rezistenței solului în interacțiunea cu organele de lucru ale unor mașini agricole pentru lucrat solul purtate. *TransAgraTech Conference*. Cluj. Vol.I.: 103-110.
96. Gönçzi, A.; C. Ștefan. 1998. Aspecte energetice ale afânării solului cu un organ de afânare medie cu daltă - un model teoretic. În *Lucrările Conferinței "Sisteme integrate de producție agricolă"*. Timișoara (sub tipar).
97. Gönçzi, A.; C. Ștefan. 1998. Aspecte energetice ale afânării solului cu un organ de afânare medie cu daltă - încercări experimentale. În *Lucrările Conferinței "Sisteme integrate de producție agricolă"*. Timișoara (sub tipar).
98. Goswami, D.Y. 1986. *Alternative Energy in Agriculture*. CRC Press, Inc. Boca Raton, FLA.33
99. Grisso,R.D. and J.V.Perumpral. 1985. Review of Models for Predicting Performance of Narrow Tillage Tool. *Trans.of the ASAE*. Vol.28(4):1062-1067
100. Grisso,R.D., M.Yasin, M.F.Kocher. 1996. Tillage implement forces operating in silty clay loam. *Trans. of the ASAE* 39(6):1977-1982
101. Gruber, P. 1980. Energiebilanz in der Land- und Forstwirtschaft. *Forderungdienst* nr.7/1980: 181-187.
102. Gupta,C.P., R.Visvanathan. 1993. Dynamic behavior of saturated soil under impact loading. *Trans. of the ASAE* 36(4):1001-1007
103. Gupta,C.P., R.Visvanathan. 1993. Power requirement of a rotary tiller in saturated soil. *Trans.of the ASAE* 36(4):1009-1012
104. Hanna,H.M., D.C.Erbach, S.J.Marley, S.W.Melvin. 1993. Comparison of the Goreachkin theory of soil flow on a sweep. *Trans. of the ASAE* 36(2):293-299
105. Hanna,H.M., S.J.Marley D.C.Erbach,, S.W.Melvin. 1993. Change in soil microtopography by tillage with a sweep. *Trans. of the ASAE* 36(2):301-307
106. Harmath,S. 1985. Új szerszámok kombinációja a talaj energiatakarékos megmunkálására. (Organe de lucru noi și combinarea acestora pentru lucrările solului cu consum energetic redus - în lb.magh.). *Járművek. Mezőgazdasági Gépek* 32(6):221-224
107. Harrison, H.P. 1982. Soil Reactions from Laboratory Studies with an Inclined Blade. *Trans. of the ASAE*, Vol.25(1):7-12,17
108. Harrison, H.P. 1988. Soil reacting forces for a bentleg plow. *Trans. of the ASAE* 31(1):47-51
109. Harrison, H.P., Z.J. Licsko. 1989. Soil reacting wrenches and dynamics for three models of bentleg plows. *Trans. of the ASAE* 32(1):50-53
110. Harrison, H.P. 1990. Soil reacting forces for two, tapered bentleg plows. *Trans. of the ASAE* 33(5):1473-1476
111. Harrison, H.P., X.Bai. 1990. Rod weeder soil reacting forces for different rod shapes and speeds. *Trans. of the ASAE* 33(5):1445-1448
112. Hendrick, J.G. 1980. A powered rotary chisel. *Trans. of the ASAE* 23(6):1349-1352
113. Hendrick, J.G., A.C. Bailey. 1982. Determining components of soil-metal sliding resistance. *Trans. of the ASAE* 25(4):845-849
114. Henkes, R. 1969. Reduced tillage. *World Farming* Vol II(6): 11-16, 29-30.
115. Hirschi, M.C. 1989. Effect of Conservation Compliance on tillage system options. In *Tillage Systems and the Agricultural Environment - Proceedings of Illinois Tillage Conferences*. 83-87. University of Illinois in Urbana-Champaign.
116. Hirschi,M.C., J.C.Siemens. 1989. Ridging: The pros and cons of ridge till. In *Tillage Systems and the Agricultural Environment - Proceedings of Illinois Tillage Conferences*. 87-91. University of Illinois in Urbana-Champaign

117. Husti, I. 1993. *A mezőgazdasági műszaki fejlesztés néhány társadalmi-gazdasági összefüggése.* (Corelații social-economice ale dezvoltării tehnice ale agriculturii - în limba maghiară). Akadémiai Kiadó. Budapest.
118. Husti, I. 1995. Possibilities and problems of technology development in the mirror of sustainability. In *Lucrările prezentate în cadrul Sesiunii de comunicări științifice internaționale "Cercetarea științifică și tehnică în sprijinul dezvoltării și restructurării agriculturii"* 8-9 decembrie. pp.61-65. Editura Mirton Timișoara.
119. Ionescu-Șișești, G. 1947. *Agrotehnica.* Ediția a II-a. Editura Cartea Românească. București.
120. Jeffery, J.C. 1984. The development of the McConnel "Tillaerator". *J.agric.Engng.Res.* 29:257-263
121. Johnson, C.E.; W.B. Voorhees. 1979. A force dynamometer for three-point hitches. In *Trans. of the ASAE.* Vol. 22(2): 226-232.
122. Johnson, M.D., B. Lowery, T.Ç. Daniel. 1984. Soil moisture regimes of three conservation tillage systems. *Trans. of the ASAE* 27(5):1385-1390,1395
123. Jóri, J.I., P. Soós. 1984. Az ekefejlesztés új eredményei. (Noi rezultate ale dezvoltării plugurilor- în limba maghiară). *Mezőgazdasági Technika.* Vol.24(8): 2-3.
124. Jóri, J.I., P. Soós. 1984. Változtatható fogásszélességű ekék. (Pluguri cu lățime de lucru variabilă - în limba maghiară). *Járművek, Mezőgazdasági Gépek* vol.31(11): 373-378.
125. Jóri, J.I.; P. Soós 1985. *Új ekemegoldások* (Noi soluții tehnice ale plugurilor - lb.magh.) Akadémiai Kiadó. Budapest.
126. Jóri, J.I. 1990. *Középmély lazítók műszaki, munkaminőségi és energetikai összefüggései* (Aspecte tehnice, calitative și energetice ale subsolierelor - în lb.magh.). Teza de doctorat. Gödöllő (Nepublicată)
127. Jóri, J.I., S. Soós. 1990. Káros talajtömörítés megszüntetése változtatható munkaszélességű középmély lazítóval. *Járművek, Mezőgazdasági Gépek* 37(7):261-264
128. Kahnt, G. 1996. Menținerea și îmbunătățirea fertilității solului și a productivității sale printr-un sistem de lucrări bine dirijată. *Prezentat la Simpozionul DUTZI,* 10 mai, Timișoara.
129. Kawamura, N. 1985. Soil dynamics and its application to tillage machinery. In *Proceedings of the International Conference on Soil Dynamics, Volume Two.* Pp.179-191. Auburn, AL
130. Kemény, S., A. Deák. 1993. *Mérések tervezése és eredményeik értékelése* (Planificarea experiențelor și prelucrarea datelor rezultate din ele - în lb.magh.). Műszaki Könyvkiadó. Budapest.
131. Kerényi, G. 1994. *Modelisation et simulation numérique du système sol-outil.* CEMAGREF - Groupement d'Aix-en-Provence - Le Tholonet.
132. Khalilian, A., T.H.Garner, H.L.Musen, R.B.Dodd, S.A. Hale. 1988. Energy for conservation tillage in coastal plain soils. *Trans. of the ASAE* 31(5): 1333-1337
133. Kinter, J. 1983. *Dinamométer tervezése hárompont-felfüggesztésű mezőgazdasági gépek mérésére* (Proiectarea unui dinamograf pentru mașini agricole purtate - în lb.magh.). Universitatea Tehnică din Budapesta. Proiect de diplomă - nepublicat.
134. Kitani, O., 1978. Einige grundlagen für eine "pneumatische" bodenbearbeitung. *Grundlagen der Landtechnik.* 28(5):204-207
135. Kitani, O., T. Okamoto, S.Yonekawa. 1985. Double blade tillage system and soil dynamics in tensile stress zone. In *Proceedings of the International Conference on Soil Dynamics, Volume Three.* Pp.282-297. Auburn, AL
136. Kocher, M.F.; J.D. Summers. 1988. Wave propagation theory for evaluating dynamic soil stress-strain models. *Trans. of the ASAE* Vol.31(3): 683-691, 694



137. Koo, M.Y., R.T. Hurban, M.E. Singley. 1985. Soil fracture profiles as related to tillage and traction. In *Proceedings of the International Conference on Soil Dynamics, Volume Two*. Pp.298-306. Auburn, AL
138. Koolen, A.J., H. Kuipers. 1983. *Agricultural Soil Mechanics*. Berlin. Springer Verlag.
139. Koolen, A.J.; P. Vandrager. 1984. Relationship between soil mechanical properties. *J.agric.Engng.Res.* 29: 313-319
140. Kovács, B. 1959. *Korszerű földművelés (Agricultură modernă - în lb.magh)*. Editura de Stat pentru Agricultură și Silvicultură. București.
141. Kuipers, H. 1985 Tillage machinery systems as related to cropping systems. In *Proceedings of the International Conference on Soil Dynamics, Volume Three*. Pp.443-454. Auburn, AL.
142. Kushwaha, R.L., Shen, J. 1994. The application of plasticity in soil constitutive modeling. *ASAE Papers* No. 94-1072. St. Joseph, MI. ASAE.
143. Larson, D.L.; H.E. Clyma. 1995. Electro-osmosis effectiveness in reducing tillage draft force and energy requirements. *Trans. of the ASAE*. Vol.38(5): 1281-1288.
144. Leu, C. 1994. *Analiza critică a stadiului actual al mecanizării agriculturii din România, comparativ cu alte țări*. Referatul 1 din planul de lucru pentru doctorat - nepublicat. Universitatea "Politehnica" din Timișoara.
145. Licsko, Z.J.; H. P. Harrison. 1988. Acquisition and processing of soil reaction forces on tillage tools. In *Trans. of the ASAE*. Vol.31(2): 315-318.
146. Liederwald, K. 1988. Rechnergestütztes Meßfahrzeug in der Mechanisierungsforschung. In *Agrartechnik* 1988/11: 497-500.
147. Luth, H.J.; R.D. Wismer. 1971. Performance of plane soil cutting blades in sand. *Trans. of the ASAE* Vol. 14(2): 255-259, 262
148. McKyes, E. 1978. The calculation of draft forces and soil failure boundaries of narrow cutting blades. *Trans. of the ASAE*. Vol.21(1):20-24
149. McKyes, E. 1985. *Soil Cutting and Tillage*. Elsevier Science Publisher. Amsterdam.
150. McLaughlin, N.B., L.C. Heslop, G.R. St. Amour, B.A. Compton, A.M. Jones, P. Van Bodegom. 1993. *A general purpose tractor instrumentation and data logging system*. *Trans. of the ASAE*. 36(2): 265-273.
151. Mezei, T., J. Nacsa. 1992. A talajművelés elméleti energiaigényéről (Cu privire la energia teoretică necesară lucrării solului - în lb.magh). *Prezentat la Conferința Științifică Anuală a Academiei de Științe a Ungariei, Secția Tehnică Agricolă*. 14-15 ianuarie. Gödöllő.
152. Mewes, E. 1959. Zusammensetzung der Kräfte an Schlepperpflügen. In *Landtechnische Forschung* 1959/1: 74-79.
153. Mocanu, D.R., M. Buga, C. Georgescu. 1966. *Determinarea experimentală a forțelor unitare*. Ed. Transporturilor și Telecomunicațiilor. București.
154. Nafziger, E.D. 1989 Effects of tillage on plant growth. In *Tillage Systems and the Agricultural Environment - Proceedings of Illinois Tillage Conferences*. 83-87. University of Illinois in Urbana-Champaign.
155. Negi, S.C., E. McKyes, F. Taylor, E. Douglas, G.S.V. Raghavan. 1980. Crop performance as affected by traffic and tillage in a clay soil. *Trans. of the ASAE* 23(6):1364-1368
156. O'Dogherty, M.J. 1996. The design of octagonal ring dynamometers. In *J.agric.Engng.Res.* 63: 9-18.
157. Ojeniyi, S.D., A.R. Dexter. 1979. Soil structural changes during multiple pass tillage. *Trans. of the ASAE* 22(5):1068-1072
158. Ojeniyi, S.O., A.R. Dexter. 1979. Soil factors affecting the macro-structures produced by tillage. *Trans. of the ASAE* 22("):339-343

159. Orlandea, N.; S.H. Chen; T. Berenyi. 1983. A study of soil-tool interactions. In *Trans. of the ASAE*. Vol. 26(6): 1619-1625.
160. Rogers, W. 1955. *Soil loads on plough bodies*. NIAE Technical Memorandum. No.105. Silsoe
161. Pálincás, I. 1989. Gondolatok a mezőgazdasági gépek és járművek tömegének csökkentéséről (Cu privire la reducerea masei mașinilor și vehiculelor agricole - în lb. magh.) *Járművek. Mezőgazdasági Gépek* 36(11):409-412
162. Pálincás, I. 1995. A mezőgazdasági gépek hasznos tömege, tömeghasznosítási tényezője. (Masa utilă și coeficientul de utilizare al masei mașinilor agricole - în lb. magh.). In *Lucrările prezentate în cadrul Sesiunii de comunicări științifice internaționale "Cercetarea științifică și tehnică în sprijinul dezvoltării și restructurării agriculturii"* 8-9 decembrie. pp.227-232. Editura Mirton Timișoara.
163. Palmer, A.L. 1992. Development of a three-point-linkage dynamometer for tillage research. In *J. agric. Engng. Res.* 52: 157-167.
164. Panov, I.M.; V.A. Iuzbașev; G.V. Pluscev, P.M. Ghilștain. 1982. Obosnovanie parametrî cizelnih plugov. În *Traktorî i selihozmașinî* 9/1982
165. Panov, I.M., N.M. Orlov. 1987. Ocnobnîe putîi snijenîia energozatrat pri obrabotki pocivî. *Traktorî i selihozmainî*. 8/1987
166. Panov, I.M. 1990. Vîbor energosberegaiușcih sposobov obrabotki pocivî. *Traktorî i selihozmainî*. 8/1990.
167. Papp, Z. 1975. Függesztett munkagépek vonóerőigényének meghatározására szolgáló mérőkeret. In *MGI (Raport intern nepublicat)* Gödöllő.
168. Payne, P.C.J., D.W. Tanner. 1959. Tine relationship between rake angle and the performance of simple cultivation implements. *J. agric. Engng. Res.* 4(4):312-325
169. Perger, B., L. Bánki. 1989. Magágykészítés aktív művelőelemes kombinátorral (Pregătirea patului germinativ utilizând cultivator cu organe de lucru active - în lb. magh.) *Járművek. Mezőgazdasági Gépek* 36(7):257-258
170. Perumpral, J.V.; L.C. Chance, F.E. Woeste; C.S. Desai. 1980. A matrix method for force and moment analysis on a tillage tool. In *Trans. of the ASAE*. Vol.23(5):1072-1075.
171. Perumpral, J.V.; Grisso, R.D.; C.S. Desai. 1983. A soil-tool model based on limit equilibrium analysis. *Trans. of the ASAE*. Vol.26(4):991-995
172. Pimentel, D. Editor. 1980. *Handbook of Energy Utilization in Agriculture*. CRC Press, Inc. Boca Raton, FLA.
173. Pintilie, C., G. Budai, Ș. Romoșan, L. Pop, G. Timariu, B. Kovács. 1980. *Agrotehnică și tehnică experimentală*. Editura Didactică și Pedagogică București.
174. Plasse, R.; G.S.V. Raghavan; E. McKyes. 1985. Simulation of narrow blade performance in different soils. *Trans. of the ASAE* Vol.28(4): 1007-1012.
175. Plouffe, C.; S. Tessier; N.B. McLaughlin; C. Lague. 1995. Plowing performance with two helical plow bottoms at shallow operating depths. *Trans. of the ASAE*. Vol.38(6): 1677-1683.
176. Reece, A.R. 1965. *The Fundamental Equation of Earthmoving Mechanics*. Symposium on Earthmoving Machinery. Institute of Mechanical Engineers. Part 3F. London
177. Reeder, R.C., R.K. Wood, C.L. Finck. 1993. Five subsoiler design and their effects on soil properties and crop yields. *Trans. of the ASAE* 36(6):1525-1531
178. Reid, J.T.; L.M. Carter; R.L. Clark. 1985. Draft measurements with a three-point hitch dynamometer. In *Trans. of the ASAE*. Vol. 28(1): 89-93.
179. Römken, M.J.M., J.Y. Wang. 1986. Effect of tillage on surface roughness. *Trans. of the ASAE* 25(2):429-433

180. Roş, V; S.J. Marley; R.J. Smith; D.C. Erbach. 1993. Analysis of tillage tool geometry. *ASAE Papers* No. 93-1091. Presented at the 1993 International Summer Meeting. ASAE. St. Joseph, MI.
181. Roş, V; R.J. Smith; S.J. Marley; D.C. Erbach. 1995. Mathematical modeling and computer-aided design of passive tillage tools. In *Trans. of the ASAE*. Vol.38(5):675-683
182. Rus, F. 1987. *Maşini agricole pentru lucrat solul, semănat și întreținere a culturilor*. Universitatea din Braşov
183. Sakai, K., S.I. Hata, M. Takai, S. Nambu. 1993. Design parameters of four-shank vibrating subsoiler. *Trans. of the ASAE* 36(1):23-26
184. Sakai, J., K. Iwasaki, Y. Myabe, N. Umeda. 1994. Basic characteristics and design theory of disk plow. *ASAE Papers* No. 94-1049. St. Joseph, MI. ASAE.
185. Sarker, R.I.; D.R.P. Hettiaratchi; J.R. O'Callaghan. 1985. The kinematics of sub-surface soil cutting blades in Soil Dynamics as Related to Tillage-Machinery Systems. Proceedings of the International Conf. on Soil Dynamics. Volume Two. Auburn AL. Pp.: 348-363
186. Schafer, R.L., W.R. Gill, C.A. Reaves. 1975. Lubrication of soil-metal interfaces. *Trans. of the ASAE* Vol. 18(5): 848-851
187. Schafer, R.L., W.R. Gill, C.A. Reaves. 1979. Experiences with lubricated plow. *Trans. of the ASAE* Vol. 22(1):7-12
188. Schafer, R.L., C.E. Johnson, C.B. Elkins, J.G. Hendrick. 1985. Prescription tillage: the concept and examples. *J. agric. Engng. Res.* 32,123-129.
189. Schödder, F. 1984. Kraftmessungen an Bodenbearbeitungsgeräten. In *Grundlagen der Landtechnik* 1984/3: 117-124.
190. Scripnic, V., P. Babiciu. 1982. *Maşini agricole*. Editura Ceres. Bucureşti.
191. Sharifat, K., R.L. Kushwaha, B. Reed. 1994. Soil translocation by tillage tools. *ASAE Papers* No. 94-1047. St. Joseph, MI. ASAE.
192. Shen, J., R.L. Kushwaha. 1994. Numerical simulation of large soil deformation and strain during tillage and traction operations. *ASAE Papers* No. 94-1048. St. Joseph, MI. ASAE.
193. Shinnars, K.J., R. Alcock, J.M. Wilkes. 1990. Combining active and passive tillage elements to reduce draft requirements. *Trans. of the ASAE* 33(2):400-404
194. Sial, J.K., H.P. Harrison. 1978. Soil reacting forces from field measurements with sweeps. *Trans. of the ASAE* 21(5): 825-829
195. Siemens, J.C.; J.A. Weber; T.H. Thornburn. 1965. Mechanics of Soil as Influenced by Model Tillage Tools. *Transactions of the ASAE* Vol.8(1):1-7
196. Siemens, J.C. 1989. To till or not to till. In *Tillage Systems and the Agricultural Environment - Proceedings of Illinois Tillage Conferences*. 83-87. University of Illinois in Urbana-Champaign
197. Siemens, J.C. 1989. Soil compaction and tillage. In *Tillage Systems and the Agricultural Environment - Proceedings of Illinois Tillage Conferences*. 83-87. University of Illinois in Urbana-Champaign.
198. Sin, V. 1994. *A mezőgazdasági talajművelőgépekre ható térbeli erők mérés technikája* (Tehnică măsurării forţelor spaţiale ce acţionează asupra maşinilor agricole pentru lucrat solul) Teză de doctorat nepublicată. Budapesti Műszaki Egyetem.
199. Sineokov, G.N. 1965. *Proiektirovanie pocivoobrabotii vaiuşcih maşin*. Maşinostroenie. Moskva
200. Singh, K.K., T.S. Colvin, D.C. Erbach, A.Q. Mughal. 1992. Tilt index: An approach to quantifying soil tilt. *Trans. of the ASAE* 35(6):1777-1785

201. Sitkei, Gy. 1967. *A mezőgazdasági gépek talajmechanikai problémái.* (Problemele de mecanica solului aferente mașinilor agricole pentru lucrat solul - în limba maghiară). Akadémiai Kiadó. Budapest.
202. Sitkei, Gy. 1981. *Mezőgazdasági anyagok mechanikája* (Mecanica materialelor agricole - în lb. magh.). Akadémiai Kiadó. Budapest.
203. Sitkei, Gy. 1985. Basic regularities of soil and clod breakup at the seedbed preparation In *Proceedings of the International Conference on Soil Dynamics, Volume Three.* Pp.364-376. Auburn, AL
204. Smith, B.E., R.L. Schafer, C.E. Johnson. 1994. Using coulters to quantify the soil physical condition. *ASAE Papers* No. 94-1047. St. Joseph, MI. ASAE.
205. Smith, L.A., J.R. Williford. 1988. Power requirements of conventional, triplex and parabolic subsoilers. *Trans. of the ASAE* 31(6):1685-1688
206. Son, N.N. 1988. *A tárcsáseke vizsgálata, a tervezéséhez szükséges összefüggések kidolgozása* (Studiul plugului cu discuri, elaborarea relațiilor necesare proiectării lor - în lb. magh.) Teză de doctorat nepublicată. Budapest.
207. Spoor, G. and R.K. Fry. 1983. Soil Disturbance Generated by Deep-working Low Rake Angle Narrow Tines. *J. agric. Engng. Res.* 28, 217-234.
208. Srivastava, A.K., L.O. Drew, K.F. Graff. 1982. Effect of sonic power on performance of soil tillage tools. *Trans. of the ASAE* 19(5):840-843
209. Stafford, J.V. 1979. The performance of a rigid tine in relation to soil properties and speed. *J. agric. Engn. Res.*, 24(1):41-55.
210. Stafford, J.V. 1981. An application of critical state soil mechanics: The performance of Rigid Tines. *J. agric. Engng. Res.* vol. 26(3): 387-401
211. Stafford, J.V. 1984. Force Prediction Models for Brittle and Flow Failure of Soil by Draught Tillage Tools. *J. agric. Engng. Res.*, 29(2):51-60.
212. Stafford, J.V., J.G. Hendrick. 1988. Dynamic sensing of soil pans. *Trans. of the ASAE* 31(1):9-13
213. Ștefan, C. 1966. *Îndrumător pentru lucrări la Tehnologia exploataării parcului de mașini agricole și tractoare.* IPT-FMA. Timișoara.
214. Ștefan, C., A. Göncki. 1990. Considerațiuni cu privire la unele posibilități tehnice de reducere a efectului de tasare a solului la arat. In *Lucrările Conferinței de comunicări științifice ale cadrelor didactice din Catedra de Mașini Agricole al Facultății de Mecanică Agricolă din IPTVT.* Timișoara, 18-19 dec. 52
215. Ștefan, C., A. Göncki. 1992. Cu privire la unele direcții de perspectivă privind alegerea procedeelelor de lucrare a solului. In *Lucrările Simpozionului Național "Probleme actuale de mecanică agricolă"* Timișoara. Pp.:121-126
216. Ștefan, C., A. Göncki. 1993. *Curs de Mașini agricole pentru lucrat solul; semănat și întreținere a culturilor.* Vol. 1. Universitatea Tehnică din Timișoara.
217. Ștefan, C., G. Proștean, I. Jichița. 1995. Unele progrese tehnice ale firmei Lemken aplicate în construcția plugurilor. In *Lucrările prezentate în cadrul Sesiunii de comunicări științifice internaționale "Cercetarea științifică și tehnică în sprijinul dezvoltării și restructurării agriculturii"* 8-9 decembrie. pp.199-206. Editura Mirton Timișoara. 24
218. Ștefan, C., A. Göncki, D. Iancului, L. Gaga. 1996. *Progres tehnic în domeniul agregatelor agricole pentru lucrat solul.* Editura Felix. Arad.
219. Stone, J.A., L.C. Heslop. 1987. Blade cultivator, ridge and moldboard plow tillage comparison on a poorly drained soil. *Trans. of the ASAE* 30(1):61-64
220. Swick, W.C., J.V. Perumpral. 1985. A Model for Predicting Dynamic Soil Tool Interaction in Soil Dynamics as Related to Tillage-Machinery Systems. *Proceedings of the Intl. Conf. on Soil Dynamics. Part Two.* Auburn, AL, USA
221. Tice, E.M., J.G. Hendrick. 1992. Disc coulters operating characteristics. *Trans. of the ASAE* 35(1):3-10

222. Tupper, G.R. 1994. Low-till parabolic subsoiler. *ASAE Papers* No. 94-1008. St. Joseph, MI. ASAE.
223. Upadhyaya, S.K., T.H. Williams, L.J. Kemble, N.E. Collins. 1984. Energy requirements for chiselling in coastal plain soils. *Trans. of the ASAE* 27(6):1643-1649
224. Upadhyaya, S.K.; L.J. Kemble; N.E. Collins; F.A. Camargo, Jr. 1985. Accuracy of mounted implement draft prediction using strain gages mounted directly on three-point linkage system. In *Trans. of the ASAE*. Vol.28(1): 40-46.
225. Upadhyaya, S. 1994., Soil constitutive modeling - linear and non-linear elasticity: a tutorial presentation. *ASAE Papers* No. 94-1071. St. Joseph, MI. ASAE.
226. Upadhyaya, S.K., W.J. Chancellor, J.V. Perumpral, R.L. Schafer, W.R. Gill, G.E. Vanden Berg. 1994. *Advances in Soil Dynamics Vol. 1*. ASAE Monograph Number 12. St. Joseph, MI. ASAE
227. Vajdai, I. 1985. A talajművelés helyzete, várható fejlődési irányai (Starea actuală a lucrărilor solului și dezvoltarea lor - în lb. magh.). *Mezőgazdasági Technika* 26(1):16-18
228. Wainwright, R.P., W.F. Buchele, S.J. Marley, W.I. Baldwin. 1983. A variable approach-angle moldboard plow. *Trans. of the ASAE* 26(2): 392-396, 400.
229. Wang, J-K.; K. Lo; T. Liang. 1972. Predicting tillage tool draft using four soil parameters. *Trans. of the ASAE* Vol.15(1): 19-23
230. Watts, C.W., D.E. Patterson. 1984. The development and assessment of high speed shallow cultivation equipment for autumn cereals. *J. agric. Engng. Res.* 29:115-122
231. Wells, L.G., E.M. Smith, D.E. Hammett, H.J. Thompson, Jr. 1980. Ground driven powered tillage. *Trans. of the ASAE* 23(6):1383-1387
232. Wells, L.G., E.M. Smith, D.E. Hammett. 1980. Analysis and testing of powered tillage blades. *Trans. of the ASAE* 23(6):1379-1382
233. Wiedemann, H.T., B.T. Cross. 1994. Chain diker draft and power requirements. *Trans. of the ASAE* 37(2):389-393
234. Wismer, R.D. and H.J. Luth. 1972. Performance of plane soil cutting blades in clay. In *Trans. of the ASAE*. Vol. 15(2):211-216.
235. Wolf, D., H.J. Luth. 1979. Tillage equipment for clod forming soils. *Trans. of the ASAE* 22(5):1029-1032
236. Wolf, D., T.H. Garner, J.W. Davis. 1981. Tillage mechanical energy input and soil-crop response. *Trans. of the ASAE* 24(6):1412-1419, 1426
237. Wulfsohn, D. 1994. Critical state soil mechanics. *ASAE Papers* No. 94-1073. St. Joseph, MI. ASAE.
238. Young, G.J., M.P. Burton. 1992. *Agricultural Sustainability: Definition and Implications for Agricultural and Trade Policies*. FAO Economic and Social Development Paper. No. 110. Rome. 41
239. Young, S.C., C.E. Johnson, R.L. Schafer. 1988. Quantifying soil physical condition for tillage control applications. *Trans. of the ASAE* 31(3):662-667