

INMATEH -

AGRICULTURAL ENGINEERING

Indexed in:



ULRICHS



CABI



SCPIO ROMANIAN
EDITORIAL PLATFORM



ELSEVIER /
SciVerse SCOPUS

APRIL - AUGUST

Editorial

The National Institute of Research-Development for Machines and Installations designed to Agriculture and Food Industry - INMA Bucharest has the oldest and most prestigious research activity in the field of agricultural machinery and mechanizing technologies in Romania.

Short History

- ✓ *In 1927, the first research Center for Agricultural Machinery in Agricultural Research Institute of Romania - ICAR (Establishing Law was published in O.D. no. 97/05.05.1927) was established;*
- ✓ *In 1930, was founded The Testing Department of Agricultural Machinery and Tools by transforming Agricultural Research Centre of ICAR- that founded the science of methodologies and experimental techniques in the field (Decision no. 2000/1930 of ICAR Manager - GHEORGHE IONESCU ȘIȘEȘTI);*
- ✓ *In 1952, was established the Research Institute for Mechanization and Electrification of Agriculture - ICMA Băneasa, by transforming the Department of Agricultural Machines and Tools Testing;*
- ✓ *In 1979, the Research Institute of Scientific and Technological Engineering for Agricultural Machinery and Tools - ICSITMUA was founded - subordinated to Ministry of Machine Building Industry - MICM, by unifying ICMA subordinated to MAA with ICPMA subordinated to MICM;*
- ✓ *In 1996 the National Institute of Research-Development for Machines and Installations designed to Agriculture and Food Industry - INMA was founded - according to G.D. no.1308/25.11.1996, by reorganizing ICSITMUA, G.D no. 1308/1996 coordinated by the Ministry of Education and Research G.D. no. 823/2004;*
- ✓ *In 2008 INMA has been accredited to carry out research and developing activities financed from public funds under G.D. no. 551/2007, Decision of the National Authority for Scientific Research - ANCS no. 9634/2008.*

As a result of widening the spectrum of communication, dissemination and implementation of scientific research results, in 2000 was founded the institute magazine, issued under the name of SCIENTIFIC PAPERS (INMATEH), ISSN 1583 – 1019.

*Starting with volume 30, no. 1/2010, the magazine changed its name to INMATEH - *Agricultural Engineering*, appearing both in print format (ISSN 2068 - 4215), and online (ISSN online: 2068 - 2239). The magazine is bilingual, being published in Romanian and English, with a rhythm of three issues / year: January-April, May-August, September-December and is recognized by CNCSIS - with B category. Published articles are from the field of AGRICULTURAL ENGINEERING: technologies and technical equipment for agriculture and food industry, ecological agriculture, renewable energy, machinery testing, environment, transport in agriculture etc. and are evaluated by specialists inside the country and abroad, in mentioned domains.*

*Technical level and performance processes, technology and machinery for agriculture and food industry increasing, according to national requirements and European and international regulations , as well as exploitation of renewable resources in terms of efficiency, life, health and environment protection represent referential elements for the magazine „INMATEH- *Agricultural Engineering*”.*

We are thankful to all readers, publishers and assessors.

*Editor in chief,
Ph. D. Eng. Pîrnă Don*

Managing Editorial Board - INMA Bucharest**Editor in Chief**

Pirná Ion, General Manager, Prof.Hon. Ph.D.Eng, SR I, Corresponding member of ASAS, pirna@inma.ro

Executive Editor

Voicu Emil, Scientific Director,
Ph.D.Eng, SR I; milivoicu@yahoo.com
Vlăduț Valentin, Ph.D.Eng, SR II;
valentin_vladut@yahoo.com

Assistant Editor

Drâmbei Petronela, Ph.D.Eng, SR I;
petronela_drambei@yahoo.com

Logistic support, database

Muraru Virgil, Ph. D. Eng. SR I;
vmuraru@inma.ro
ȚicuTania, techn; tanya_manu@yahoo.com

Scientific Secretary

Ganea Ioan, Ph.D.Eng, TDE II; ganea@inma.ro

Official translator

Barbu Mihaela, Prof. English, French
Nedelcu Mihail, Ph.D. Eng.

Editorial Board

- Acad. HERA Cristian - Romania, Honorary President of ASAS - Academy of Agricultural and Forestry Sciences "Gheorghe Ionescu Șeșești", member of Romanian Academy;
- Acad. Prof. Ph.D. SIN Gheorghe - Romania, President of ASAS - Academy of Agricultural and Forestry Sciences "Gheorghe Ionescu Șeșești";
- Prof. Ph.D. NICOLESCU I. Mihai - Romania, Vicepresident of ASAS - Academy of Agricultural and Forestry Sciences "Gheorghe Ionescu Șeșești";
- Prof. Ph.D. IANCULESCU Marian - Romania, General Secretary of ASAS - Academy of Agricultural and Forestry Sciences "Gheorghe Ionescu Șeșești";
- Hon.Prof. Ph.D.Eng. GÂNGU Vergil - Romania, President of the Department of Agricultural Mechanization of ASAS - Academy of Agricultural and Forestry Sciences "Gheorghe Ionescu Șeșești";
- Ph.D. Eng. NICOLESCU C. Mihai - Romania, Scientific Secretary of the Department of Agricultural Mechanization of the ASAS - Academy of Agricultural and Forestry Sciences "Gheorghe Ionescu Șeșești";
- Hon.Prof. Ph.D. Eng. BRIA Nicolae - Romania, Full member of Academy of Agricultural and Forestry Sciences "Gheorghe Ionescu Șeșești";
- Assoc.Prof. Ph.D. Eng. BELC Nastasia - Romania, IBA Bucharest;
- Ph.D. Eng. BUȚU Alina - Romania, INCDSB Bucharest;
- Ph.D. Eng. DRUMEA Petrin - Romania, INOE 2000-IHP Bucharest;
- Eng. BOTU Alexandru - Romania, IPA SA Bucharest;
- Prof. Ph.D. Eng. PARASCHIV Gigel - Romania, P.U. Bucharest;
- Assoc.Prof. Ph.D.Eng. BIRIȘ Sorin - Romania, P.U. Bucharest;
- Prof. Ph.D.Eng. VASILIU Daniela - Romania, P.U. Bucharest;
- Prof. Ph.D. Eng. NICULIȚĂ Petru - Romania, USAMV Bucharest;
- Prof. Ph.D. Eng. MITROI Adrian - Romania, USAMV Bucharest;
- Prof. Ph.D. Eng. POPA Mona - Romania, USAMV Bucharest;
- Assoc. Prof. Ph.D. Eng. DUMITRU Ilie - Romania, University of Craiova;
- Prof. Ph.D. Eng. RUS Florean - Romania, "Transilvania" University Brașov;
- Prof. Ph.D. Eng. POPESCU Simion - Romania, "Transilvania" University Brașov;
- Prof. Ph.D. Eng. BRĂTUCU Gheorghe - Romania, "Transilvania" University Brașov;
- Prof. Ph.D. Eng. VLASE Sorin - Romania, "Transilvania" University Brașov;
- Prof. Ph.D. Eng. ROȘ Victor - Romania, Technical University Cluj Napoca;
- Prof. Ph.D. Eng. FILIP Nicolae - Romania, Technical University Cluj Napoca;
- Prof. Ph.D. Eng. ȚENU Ioan - Romania, USAMV Iași;
- Assoc.Prof. Ph.D.Eng. BUNGESCU Sorin - Romania, USAMVB Timișoara;
- Ph.D. Eng. QUENDLER Elisabeth - Austria, University of Natural Resources and Applied Life Sciences, Viena (BOKU);
- Prof. Ph.D.Eng. GÉCZI Gabor - Hungary, Szent István University, Institute of Environmental System;
- Prof. Ph.D.Eng. FENYVESI László - Hungary, Hungarian Institute of Agricultural Engineering Godolo;
- Prof. Ph.D.Eng. KOSUTIC Silvio - Croatia, University of Zagreb;
- Prof.Ph.D.Psih. GANATSIOS Stergios - Grecia, (TEI) Technological Educational Institution of Western Macedonia;
- Ph.D. BIOCCA Marcello - Italia, Agricultural Research Council, Agricultural Engineering Research Unit;
- Ph.D. Eng. STAHLI WALTER - Germany;
- Assoc.Prof. Eng. VEZIROV Chavdar - Bulgaria, University of Rousse;
- Prof. Ph.D.Eng. MIHAILOV Nikolay - Bulgaria, University of Rousse;
- Assoc.Prof. Ph.D. Eng. BORISOV Boris Georgiev - Bulgaria, University of Rousse;
- Prof. Ph.D. Eng. TOMOV VLADIMIROV Vladimir - University of Rousse;
- Assoc.Prof. Ph.D.Eng. Atanasov At. - Bulgaria, University of Rousse;
- Prof. Ph.D. Eng. Miladin Brkić, Serbia, University of Novi Sad;
- Assoc.Prof. Ph.D.Eng. SAVIN Lazar - Serbia, University of Novi Sad;
- Assoc.Prof. Ph.D. Eng. HERAK David - Czech Republic, Czech University of Agriculture, Prague;
- Assoc.Prof. Ph.D. ERTEKIN Can - Turkey, Akdeniz University Antalya;
- Prof. Ph.D.Eng. USENKO Mykhaylo - Ukraine, State Technical University Luts'k;
- Prof. Ph.D.Sc. Eng. VARTUKAPTEINIS Kaspars - Latvia, Latvia University of Agriculture, Institute of Agricultural Machinery;
- ir. HUYGHEBAERT Bruno - Belgium, Walloon Agricultural Research Center CRA-W;
- Prof. Ph.D. Eng. FABBRO Dal Inacio Maria - Brazil, Campinas State University.

INMATEH - Agricultural Engineering

vol. 37, no. 2 / 2012

- Acknowledged in Romania by CNCIS B+ Category (2011);
- Indexed in international databases:
 - ULRICH (May 2010);
 - CABI (3RD quarter 2011);
 - Romanian Editorial Platform "SCIPIO" (2011);
 - SCOPUS (2012).

NATIONAL INSTITUTE OF RESEARCH-DEVELOPMENT FOR MACHINES AND
INSTALLATIONS DESIGNED TO AGRICULTURE AND FOOD INDUSTRY - INMA Bucharest
6 Ion Ionescu de la Brad Blvd., sector 1, Bucharest

Three issues per year,
e: ISSN: 2068 – 2239
p: ISSN: 2068 – 4215
Edited by: INMA Bucharest

CUPRINS / CONTENTS

	Pag.
1. OPTIMIZING AGRICULTURAL EQUIPMENT CHOICE BY USING DATABASES / OPTIMIZAREA ALEGERII UTILAJULUI AGRICOLE FOLOSIND BAZE DE DATE Eng. Sfîru R. ¹⁾ , PhD. Stud. Eng. Meca A. ²⁾ , Math. Cârdei P. ¹⁾ , PhD. Eng. Muraru V. ¹⁾ , Prof. PhD. Eng. Mihailov N. ²⁾ , Assoc. Prof. PhD. Eng. Atanasov At. ²⁾ ¹⁾ INMA Bucharest / Romania; ²⁾ University from Craiova / Romania; ²⁾ University of Ruse / Bulgaria	5
2. SOIL FARM MACHINERY MODE OF OPERATION: FROM THE OPTIMIZATION TO THE BASIS (1) / REGIMURILE DE LUCRU ALE MASINILOR AGRICOLE DESTINATE LUCRARILOR SOLULUI: DE LA OPTIMIZARE LA FUNDAMENTE (1) Math. Cârdei P. ¹⁾ , PhD. Stud. Eng. Meca A. ²⁾ , Assoc. Prof. PhD. Eng. Kostadinov G. ³⁾ ¹⁾ INMA Bucharest / Romania; ²⁾ University from Craiova / Romania; ³⁾ RILRAM Sofia / Bulgaria	13
3. SOIL FARM MACHINERY OPERATING MODE: FROM THE OPTIMIZATION TO THE BASIS (2) / REGIMURILE DE LUCRU ALE MASINILOR DESTINATE LUCRARILOR SOLULUI: DE LA OPTIMIZARE LA FUNDAMENTE (2) Math. Cârdei P. ¹⁾ , Assoc. Prof. PhD. Eng. Kostadinov G. ²⁾ ¹⁾ INMA Bucharest / Romania; ²⁾ RILRAM Sofia / Bulgaria	21
4. THE DESIGN AND ARCHITECTURE OF A FIELD MANAGEMENT INSTRUMENT WITHIN PRECISION AGRICULTURE / PROIECTAREA ŞI ARHITECTURA UNUI INSTRUMENT DE MANAGEMENT AL PRODUCŢIILOR AGRICOLE APLICAT PE DOMENIUL HORTICULTURII DE PRECIZIE Ph.D. Stud. Eng. Pirnă C., Prof. Ph.D. Eng. Lache S. - Transylvania University Braşov / Romania	29
5. THEORETICAL STUDY OF PILE DISPLACEMENT ON THE STRAW WALKERS FOR THE CONVENTIONAL COMBINE HARVESTERS - part. 6 / STUDIUL TEORETIC AL DEPLASĂRII VRAFULUI PE SCUTURATORUL COMBINELOR CONVENŢIONALE DE RECOLTAT CEREALE - partea a 6-a PhD. Eng. Ivan Gheorghe; Prof. PhD. Eng. Vartukapteinis K. ²⁾ ¹⁾ INMA Bucharest / Romania; ²⁾ Latvia University of Agriculture / Latvia	35
6. STUDIES AND RESEARCHES ON OPTIMIZATION OF ENERGETICS OF TRACTOR-TOWED FORAGE HARVESTER COMBINE AGGREGATES / STUDII SI CERCETARI ASUPRA OPTIMIZĂRII ENERGETICII AGREGATELOR TRACTOR-COMBINA TRACTATA DE RECOLTAT FURAJE PhD. Stud. Ştefănoiu M.D. ¹⁾ , Math. Cârdei P. ²⁾ , PhD. Eng. Vladuţ V. ²⁾ , Assoc. Prof. PhD. Eng. Boruz S. ¹⁾ Assoc. Prof. PhD. Eng. Lazar S. ³⁾ , PhD. Stud. Fodor M. ⁴⁾ ¹⁾ University of Craiova / Romania; ²⁾ INMA Bucharest / Romania; ³⁾ University from Novi Sad / Serbia; ⁴⁾ Romanian Academy - Institute of Biology / Romania	45
7. HOW MAKING EFFICIENT THE OPERATION OF SEEDLINGS PLANTING BY USING EQUIPMENT WITH PRISM-SHAPED SHARE / EFICIENTIZAREA OPERAŢIEI DE PLANTAT PUIEŢI UTILIZAND ECHIPAMENTE CU BRĂZDAR PRISMATIC Eng. Mircea R. ¹⁾ , PhD. Eng. Ciupercă R. ¹⁾ , PhD. Stud. Eng. Matache M. ¹⁾ , PhD. Stud. Eng. Drăghia D. ²⁾ , PhD. Eng. Usenko M. ³⁾ ¹⁾ INMA Bucharest / Romania; ²⁾ Forestry Inspectorate of Vâlcea / Romania; ³⁾ Lutsk National Technical University / Ukraine	53
8. COMPARATIVE STUDY ON MECHANIZED PROCESS OF PLANTING VEGETABLE SEEDLINGS / STUDIU COMPARATIV ASUPRA PROCESULUI MECANIZAT DE PLANTAT RĂŞADURI DE LEGUME Ph.D. Eng. Ciupercă R. ¹⁾ , Ph.D. Eng. Popa L. ¹⁾ , Eng. Lazăr G. ¹⁾ , Eng. Drăgan R. ¹⁾ , Dos. Ph.D. Aliyev Ch. ²⁾ ¹⁾ INMA Bucharest / Romania; ²⁾ Azerbaijan Scientific Research Institute of Forages, Meadows and Pastures / Azerbaijan	61

9. **SIZE DISTRIBUTION OF THE DEGRADED INJECTION PUMPS ELEMENTS FOR THE RESTORATION OF THEIR OPERATIONAL STATE /** 69
DISTRIBUȚIA DIMENSIUNILOR ELEMENTELOR POMPELOR DE INECȚIE DEGRADAȚI ÎN VEDEREA RESTABILIRII STĂRII DE FUNCȚIONARE
PhD. Stud. Eng. Danciu A.¹⁾, Prof. PhD. Eng. Brătucu G.²⁾, PhD. Eng. Vlăduț V.¹⁾,
Prof. PhD. Eng. Brkic M.³⁾
¹⁾ INMA Bucharest / Romania, ²⁾Transilvania" University of Brașov / Romania; ³⁾University of Novi Sad / Serbia
10. **THE INFLUENCE OF ENVIRONMENTAL TEMPERATURE ON THE EXHAUST GASES OPACITY FROM A SINGLE CYLINDER DIESEL ENGINE POWERED BY FUEL OBTAINED FROM POLYETHYLENE /** 81
INFLUENȚA TEMPERATURII MEDIULUI ASUPRA OPACITĂȚII GAZELOR DE EVACUARE DE LA UN MAC MONOCILINDRIC ALIMENTAT CU COMBUSTIBIL OBTINUT DIN POLIETILENA
PhD. Stud. Eng. Popescu G.L.
Technical University of Cluj Napoca / Romania;

OPTIMIZING AGRICULTURAL EQUIPMENT CHOICE BY USING DATABASES

OPTIMIZAREA ALEGERII UTILAJULUI AGRICOLE FOLOSIND BAZE DE DATE

Eng. Sfîru R.¹⁾, PhD. Stud. Eng Meca A.²⁾, Math. Cârdei P.¹⁾, PhD. Eng. Muraru V.¹⁾,
Prof. PhD. Eng. Mihailov N.²⁾, Assoc. Prof. PhD.Eng. Atanasov At.²⁾

¹⁾INMA Bucharest / Romania; ²⁾University from Craiova / Romania; ²⁾University of Ruse / Bulgaria
Tel: 021-2693276; E-mail: raluca_sfîru@yahoo.com

Abstract: The article presents an optimizing method of agricultural equipment selection by users, dealing with databases and different objective functions, all finally materializing in benefits of energetic nature.

Keywords: choice, agricultural, database, equipment, optimizing.

INTRODUCTION

Choosing an agricultural equipment (machine, aggregate) by a user (manager, farmer, etc.), is generally a difficult problem due to multiple aspects that must be taken into account: working capacity dictated by the size of area to be covered and the crop type, fuel consumption, machine structural qualities (weight, mass on working body, reliability, etc.), quality parameters of performed work, all of these being achievable under optimal working regimes.

Two examples of databases used to facilitate optimal choice of an agricultural equipment depending on interest and scope, are given in Tables 1 and 2. These were taken from [2]. Other sources of databases useful in such tests can be found in [13], [11], [10], [1], [15], [9], [7], [3]. Proposed method is part of a larger family of optimization methods, among which are mentioned [10], [8], [12], [12], [5]. With the help of specialty literature databases mentioned above, one can make comparisons between new designed and manufactured equipment or new optimal working solutions and existing equipment and solutions.

Rezumat: Articolul prezintă o metodă de optimizare a selecției utilajelor agricole de către utilizatori folosind baze de date și diverse funcții obiectiv, toate concretizându-se în final în efecte de natură energetică.

Cuvinte cheie: alegere, agricol, baza de dat, echipament, optimizare.

INTRODUCERE

Alegerea unui utilaj agricol (mașină, agregat) de către un utilizator (manager, fermier, etc.), este, în general o problemă dificilă datorită multiplelor aspecte de care trebuie să țină seama: capacitatea de lucru dictată de mărimea suprafeței care trebuie acoperită și de tipul de cultură, consumul de combustibil, calitățile structurale ale mașinii (greutate, masa pe organ de lucru, fiabilitate, etc.), parametri de calitate ai lucrărilor efectuate, toate acestea realizabile în condițiile unor regimuri optime de lucru.

Două exemple de baze de date folosite pentru a facilita alegerea optimă a unui utilaj agricol funcție de interes și posibilități, sunt date în tabelele 1 și 2. Acestea au fost preluate din [2]. Alte surse de baze de date utile în astfel de încercări se găsesc în [13], [11], [10], [1], [15], [9], [7], [3]. Metoda propusă face parte dintr-o familie mai mare de metode de optimizare, dintre care se menționează [10], [8], [12], [12], [5]. Cu ajutorul bazelor de date din literatura de specialitate menționată mai sus, se pot face comparații între utilajele nou proiectate și fabricate sau noile soluții optime de lucru și utilajele sau soluțiile existente.

Table1 / Tabelul 1

Harrows database / Baza de date pentru grape

Equipment / Utilaj	Type / Tip	Working width / Lățimea de lucru [m]	Working depth / Adâncimea de lucru [max, cm]	Mass / Masa [kg]	Mass/ active working part / Masa/organ de lucru activ [kg]	Working capacity / Capacitatea de lucru [ha/hour]	Fuel consumption / Consumul de combustibil [l / ha]	Driving force required / Forța de tracțiune necesară [kN/m]
GDP 2.5 / GDP 2,5	carried / purtată	2.5 / 2,5	10	540	19.3 / 19,3	0.94 / 0,94	5.75 / 5,75	2.2 / 2,2
GD 3.2 / GD 3,2	towed / tractată	3.2 / 3,2	10	950	26.4 / 26,4	1.375 / 1,375	6.5 / 6,5	2.2 / 2,2
GDU 3.4 / GDU 3,4	towed / tractată	3.4 / 3,4	12	1250	28.4 / 28,4	1.44 / 1,44	6.5 / 6,5	2.25 / 2,25
GDU4	towed / tractată	4	15	2500	78.125 / 78,125	2.46 / 2,46	8	4.65 / 4,65
GDU 4.4 / GDU 4,4	towed / tractată	4.4 / 4,4	12	1650	31.7 / 31,7	1.62 / 1,62	6.5 / 6,5	2.25 / 2,25
GDM 4.7 / GDM 4,7	towed / tractată	4.7 / 4,7	15	3000	68.2 / 68,2	1.5 / 1,5	10	2.75 / 2,75
GDM 6.4 / GDM 6,4	towed / tractată	6.4 / 6,4	12	3550	59.2 / 59,2	3.44 / 3,44	6.5 / 6,5	2.75 / 2,75
GDG 2.7 / GDG 2,7	towed / tractată	2.7 / 2,7	18	1750	72.9 / 72,9	1	13	3.2 / 3,2
GDG 4.2 / GDG 4,2	towed / tractată	4.2 / 4,2	18	3350	101.5 / 101,5	2	12	3.2 / 3,2
GD-4	towed / tractată	4	14	3000	94	2.48 / 2,48	8	4.64 / 4,64

Table 2 / Tabelul 2

Combinators database / Baza de date pentru combinatoare

Equipment / Utilaj	Type / Tip	Working width / Lățimea de lucru [m]	Working depth / Adâncimea de lucru [max, cm]	Mass / Masa [kg]	Mass / active working part / Masa / organ de lucru activ [kg]	Working capacity / Capacitatea de lucru [ha/hour]	Fuel consumption / Consumul de combustibil [l / ha]	Driving force required / Forța de tracțiune necesară [kN/m]
CPGS 3	carried / purtata	3	10	432	144	1.37 / 1,37	5.5 / 5,5	2
CPGC 4	carried / purtata	4	10	744	186	1.62 / 1,62	5.75 / 5,75	2
CPGC 6.7 / CPGC 6,7	carried / purtata	6.7 / 6,7	10	1280	191	3.56 / 3,56	5.75 / 5,75	2
CCT 4	carried / purtata	4	18	908	227	1.81 / 1,81	8	2.5 / 2,5
CCT 6.7 / CCT 6,7	carried / purtata	6.7 / 6,7	12	1983	296	3.12 / 3,12	7	2.5 / 2,5
CPC 3.2 / CPC 3,2	carried / purtata	3.2 / 3,2	18	700	219	1.31 / 1,31	6.5 / 6,5	2
C 3.9 / C 3,9	carried / purtata	3.9 / 3,9	10	819	210	1.62 / 1,62	5.5 / 5,5	2
C 6.5 / C 6,5	carried / purtata	6.5 / 6,5	10	2054	316	3.56 / 3,56	5.75 / 5,75	2
Vibromixt	carried / purtata	3.2 / 3,2	12	848	265	1.44 / 1,44	6.5 / 6,5	2.5 / 2,5

MATERIAL AND METHOD

To optimize the manner of choosing an equipment, databases like those in Tables 1 and 2 are used, from which are extracted objective functions which are used for hierarchy solutions (variants of equipment).

Objective functions can be variables that appear in listed database or functions created using tabulated variables.

First two objective functions are tabulated variables: fuel consumption per ha, C and hourly working capacity, W .

First complex objective function is built using variables mentioned above:

MATERIAL ȘI METODĂ

Pentru optimizarea alegerii unui utilaj, se folosesc baze de date de tipul celor din tabelele 1 și 2, din care se extrag funcțiile obiectiv care sunt folosite pentru ierarhizarea soluțiilor (variantelor de utilaje).

Funcțiile obiectiv pot fi variabile care apar în bazele de date tabelate sau funcții construite folosind variabilele tabelate.

Primele două funcții obiectiv sunt variabilele tabelate: consumul de combustibil la ha, C și capacitatea orară de lucru, W .

O primă funcție obiectiv complexă se construiește cu ajutorul variabilelor sus menționate:

$$\psi = \sqrt{p \left(\frac{C - C_{\min}}{C_{\min}} \right)^2 + 1 - p \left(\frac{W - W_{\max}}{W_{\max}} \right)^2}. \quad (1)$$

In formula (1), p is the proportion ($0 \leq p \leq 1$) of interest according to consumption, automatically the unit difference being the proportion of interest related to working capacity.

A second complex objective function is fuel consumption specific to working capacity unit, defined as:

În formula (1), p reprezintă ponderea ($0 \leq p \leq 1$) de interes față de consum, automat diferența la unitate fiind ponderea de interes față de capacitatea de lucru.

O a doua funcție obiectiv complexă este consumul de combustibil specific unității de capacitate de lucru, definită prin:

$$C_w = \frac{C}{W}. \quad (2)$$

This function will be minimized, a solution being even better as the report (2) has less value.

Objective function C has a pure energetic character, functions ψ and C_w have a mixed character, economic and energetic, and objective function W has a clear economic character.

An objective function which reflects design and manufacturing performance of agricultural equipment is a report between the equipment mass and work area designed:

Această funcție se va minimiza, o soluție fiind cu atât mai bună cu cât raportul (2) are valoarea mai mică.

Funcția obiectiv C are caracter energetic pur, funcțiile ψ și C_w au caracter mixt, economic și energetic, iar funcția obiectiv W are caracter pur economic.

O funcție obiectiv care reflectă performanța în proiectarea și realizarea utilajului agricol este raportul dintre masa utilajului și suprafața de lucru proiectată:

$$\mu = \frac{M}{aB}, \quad (3)$$

Another objective function starting from equipment mass is the ratio between this and the working capacity of equipment:

O altă funcție obiectiv care pleacă de la masa utilajului este raportul dintre aceasta și capacitatea de lucru a utilajului:

$$\omega = \frac{M}{W} \quad (4)$$

RESULTS

Fuel consumption variations and working capacity of the set of aggregates formed with harrows in Table 1 are given in Fig. 1, a) and b). It is noted that the most economic harrow is GDP 2.5, but it has the smallest working width.

In terms of working capacity, harrow GDM 6.4 is the first, but has not the highest fuel consumption, taking into account that it has the biggest active working area, 0.768 m² among the harrows in table 1. Report (2) and standard (1) variations on a set of harrows in Table (1) appear in the graphical representations in Fig. 2 a), and b).

Same harrow GDM 6.4 is indicated as the most performant by the objective functions (1) and (2), achieving their minimum values on a set of harrows database in Table 1.

Objective function variation (3) and (4) on a set of equipment in database from Table 1, are graphically represented in Fig. 3 a) and b).

These variations, taken separately, can give partial images on equipment classification in database.

For an easier classification, each objective function can be scaled, whether it must be minimized or maximized, considering the equipment that has achieved the best performance having coefficient 1.

Other machines have coefficients calculated according to the value of the most advanced equipment, relatively to that of an objective function.

Table of coefficients thus obtained for each of the six objective functions, are given in tabular form in Table 3 and graphically in Fig. 4.

In this representation, the most advanced equipment for each objective function has 1 coefficient.

Product of coefficients in table 3, for each of the ten harrows leads to the following classification, in decreasing order of performance: GDM 6.4, GD 3.2, GDU 4.4, GD 4, GDU 4, GDP 2.5, GD-4, GDG 4.2, GDM 4.7, GDG 2.7. Arithmetic average of the same family of harrows, in terms of the same objective functions, leads to the following performance classification in decreasing order: GDM 6.4, GDP 2.5, GD 3.2, GDU 4.4, GDU 4, GD 4, GD-4, GDG 4.2, GDM 4.7 and GDG 2.7.

Similar results for agricultural equipment in database in table 2 appear in fig. 6, 7 and 8.

Using the graphical representations from fig. 6, 7 and 8, it has been found out that according to objective function of fuel consumption per hectare, combiners CPGS 3 and C 3.9. are the first.

According to objective functions given by working capacity and those given by formulae (1) and (2) combiners CPGC 6.7 and C 6.5 take the first place. Objective function (3) selects on the first place combinator CPC 3.2, and objective function (4) places on the top combinator CPGS 3.

The objective function behaviour (1) relatively to interest coefficient p , can be better understood by means of the valoric map of harrows in database from table 1.

First of all, let us precise that the objective function (1) is created as to control the minimization of function value, namely, a consumption as closed as possible to the minimum consumption and a maximum working capacity per harrows amount listed in database from table 1.

It has been noticed that for $p=0$ (interest only in maximum working capacity), harrow GDM 6.4 should be used, which is also given by elementary objective function

REZULTATE

Variațiile consumului de combustibil și capacității de lucru pe mulțimea agregatelor formate cu grapele din tabelul 1, sunt date în fig. 1, a), respectiv b). Se observă că cea mai economică grapă este GDP 2,5; dar aceasta are și cea mai mică lățime de lucru.

La obiectivul capacitate de lucru, grapa GDM 6,4 este pe primul loc, fără să aibă însă cel mai mare consum de combustibil, în condițiile în care dintre toate grapele din baza de date din tabelul 1, are cea mai mare suprafață activă de lucru, 0,768 m². Variațiile normei (1) și raportului (2) pe mulțimea grapelor din tabelul (1) apare în reprezentările grafice din fig. 2 a), respectiv b).

Aceeași grapă GDM 6,4 este indicată ca fiind cea mai performantă și de către funcțiile obiectiv (1) și (2), realizând valorile minime ale acestora pe mulțimea grapelor bazei de date din tabelul 1.

Variația funcțiilor obiectiv (3) și (4) pe mulțimea utilajelor din baza de date din tabelul 1, este reprezentată grafic în fig. 3 a), respectiv b).

Aceste variații, separate, pot da imagini parțiale asupra ierarhiei utilajelor din baza de date.

Pentru o clasificare mai ușor de folosit, fiecare funcție obiectiv poate fi scalată, indiferent că aceasta trebuie minimizată sau maximizată, considerând utilajul care realizează cea mai bună performanță având coeficientul 1.

Celelalte utilaje au coeficienți calculați în raport cu valoarea celui mai performant utilaj relativ la funcția obiectiv respectivă.

Tabelul coeficienților astfel obținuți pentru fiecare dintre cele șase funcții obiectiv, sunt date tabelar în tabelul 3 și grafic în fig. 4.

În această reprezentare, utilajul cel mai performant pentru fiecare funcție obiectiv are coeficientul 1.

Produsul coeficienților din tabelul 3, pentru fiecare dintre cele zece grape, conduce la următorul clasament, în ordine descrescătoare a performanței: GDM 6,4; GD 3,2; GDU 4,4; GD 4; GDU 4; GDP 2,5; GD-4; GDG 4,2; GDM 4,7; GDG 2,7. Media aritmetică peste aceași mulțime de grape, relativ la aceleași funcții obiectiv, conduce la următorul clasament de performanță în ordine descrescătoare: GDM 6,4; GDP 2,5; GD 3,2; GDU 4,4; GDU 4, GD 4, GD-4, GDG 4,2; GDM 4,7 și GDG 2,7.

Rezultate similare pentru utilajele agricole din baza de date din tabelul 2 apar în fig. 6, 7 și 8.

Folosind reprezentările grafice din fig. 6, 7 și 8 se arată că funcția obiectiv a consumului de combustibil la hectar plasează pe primul loc combinatoarele CPGS 3 și C 3.9.

Funcțiile obiectiv date de capacitatea de lucru, și cele date de formulele (1) și (2) dau pe primul loc combinatoarele CPGC 6,7 și C 6,5. Funcția obiectiv (3) selectează pe primul loc combinatorul CPC 3,2, iar funcția obiectiv (4) plasează pe locul cel mai bun combinatorul CPGS 3.

Comportamentul funcției obiectiv (1) relativ la coeficientul de interes p , se poate înțelege mai bine cu ajutorul hărții valorilor acesteia pe mulțimea grapelor bazei de date din tabelul 1.

Mai întâi să precizăm că funcția obiectiv (1) este construită astfel încât să se urmărească minimizarea valorii acesteia, adică realizarea unui consum cât mai aproape de consumul minim și unei capacități de lucru cât mai apropiată de capacitatea de lucru maximă pe mulțimea grapelor din baza de date din tabelul 1.

Se observă că pentru $p=0$ (interes numai pentru capacitate de lucru maximă), se recomandă folosirea grapei GDM 6,4, rezultat dat și de funcția obiectiv

of working capacity (fig.1 b).

For $p=1$ (interest exclusively in minimizing the fuel consumption), using the objective function (1), harrow GDP 2.5 is selected, result similar to that of variant using elementary objective function of fuel consumption.

As you can notice from fig. 5, in most cases when interest coefficient is chosen p , the harrow GDM 6.4 represents the best variant.

When p is situated close to value 1, so the interest is almost exclusively focused on minimizing the fuel consumption, this is an exception.

This result can be also noticed on graphic from fig. 4, and in table 3.

The harrow GDM 6.4 is the most performant among all harrows in current classification with the help of objective function (2). Consumption of fuel specific to unit of working capacity is highly minimized in comparison with harrow GDM 6.4, as one can notice from fig. 2, b.

From the point of view of harrows constructive performances from database in table 1, the objective functions (3) and (4) (which evaluate the consumption of material appropriate to real working surface, respectively the working capacity), place the harrow GDP 2.5 on top in both cases.

elementară capacitate de lucru (fig. 1 b).

Pentru $p=1$ (interes exclusiv pentru minimizarea consumului de combustibil), se selectează, folosind funcția obiectiv (1), grapa GDP 2,5, rezultat ce coincide cu cel al variantei în care se folosește funcția obiectiv elementară consum de combustibil.

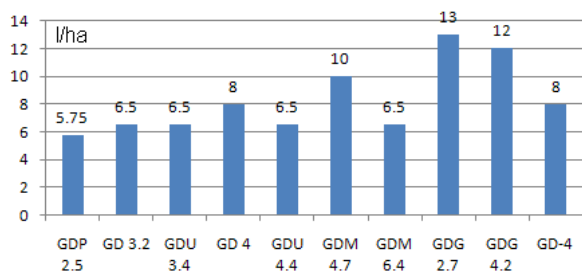
După cum se observă din fig. 5, în majoritatea cazurilor de alegere a coeficientului de interes p , grapa GDM 6.4 este cea mai bună variantă.

Excepție face numai cazul în care p se situează în vecinătatea valorii 1, adică interesul este aproape exclusiv pentru minimizarea consumului de combustibil.

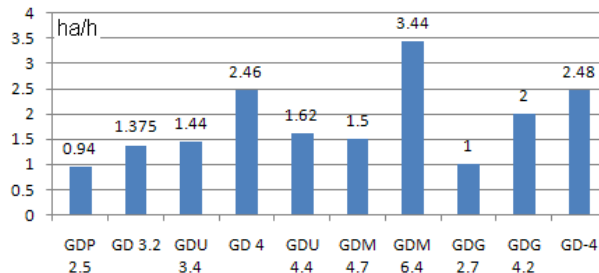
Acest rezultat se observă și pe graficul din fig. 4, ca și în tabelul 3.

Grapa GDM 6,4 este cea mai performantă și în ierarhizarea efectuată cu ajutorul funcției obiectiv (2). Consumul de combustibil specific unității de capacitate de lucru este minimizat detașat de grapa GDM 6,4, așa cum se poate observa în fig. 2, b.

În ceea ce privește performanțele constructive ale grapelor din baza de date din tabelul 1, funcțiile obiectiv (3) și (4) (care evaluează consumul de material specific unității de suprafață efectivă de lucru, respectiv capacitate de lucru), grapa GDP 2,5 este cel mai bine clasată în ambele cazuri.

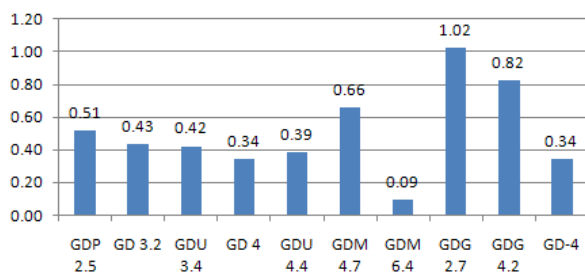


a) Fuel consumption / Consumul de combustibil [l/ha]

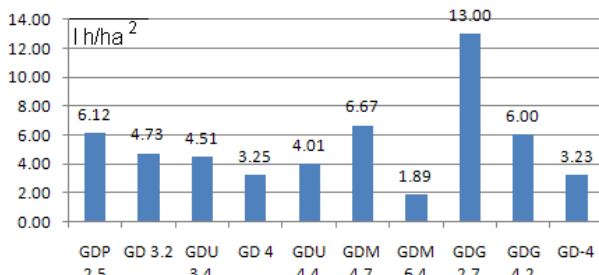


b) Working capacity / Capacitatea de lucru [ha/h]

Fig. 1 – Graphical comparison of equipment in table 1 in terms of fuel consumption and working capacity /
Comparație grafică a performanțelor utilajelor din tabelul 1 în termenii consumului de combustibil și capacității de lucru

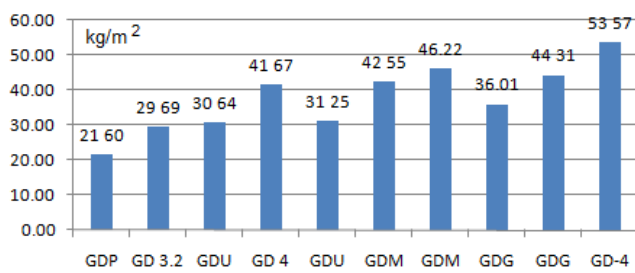


a) Objective function (1) / Funcția obiectiv (1)

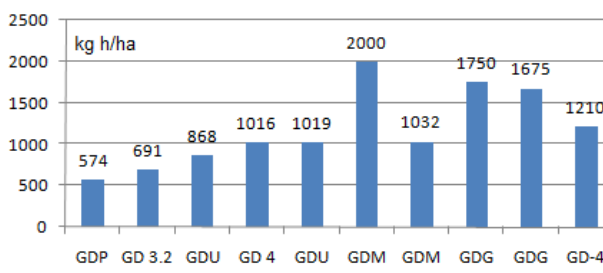


b) Objective function (2) / Funcția obiectiv (2), l/ha².

Fig. 2 - Graphical comparison of equipment in table 1 in terms of rate (1) and report (2) /
Comparație grafică a performanțelor utilajelor din tabelul 1 în termenii normei (1) și raportului (2)



a) Variation of objective function (3) according to equipment amount in database from table 1 / variația funcției obiectiv (3), pe multimea utilajelor bazei de date din tabelul 1



b) Variation of objective function (4) according to equipment amount in database from table 1 / variația funcției obiectiv (4), pe multimea utilajelor bazei de date din tabelul 1

Fig. 3 - Graphical comparison of equipment in table 1 in terms of objective functions (3) and (4) /
Comparație grafică a performanțelor utilajelor din tabelul 1 în termenii funcțiilor obiectiv (3) și (4)

Table 3 / Tabelul 3

Coefficients scaled according to the six objective functions /
Coeficienții scalați corespunzători pentru cele șase funcții obiectiv

	C	W	ψ	C_w	μ	ω	produs
GDP 2.5 / GDP 2,5	1.000000 / 1,000000	0.273256 / 0,273256	0.299435 / 0,299435	0.308824 / 0,308824	1.000000 / 1,000000	1.000000 / 1,000000	0.02526872 / 0,02526872
GD 3.2 / GD 3,2	0.884615 / 0,884615	0.399709 / 0,399709	0.341935 / 0,341935	0.399577 / 0,399577	0.727518 / 0,727518	0.830680 / 0,830680	0.02919576 / 0,02919576
GDU 4	0.884615 / 0,884615	0.418605 / 0,418605	0.350993 / 0,350993	0.419069 / 0,419069	0.704961 / 0,704961	0.661290 / 0,661290	0.02539217 / 0,02539217
GD 4	0.718750 / 0,718750	0.715116 / 0,715116	0.304598 / 0,304598	0.581538 / 0,581538	0.518359 / 0,518359	0.564961 / 0,564961	0.02666298 / 0,02666298
GDU 4.4 / GDU 4,4	0.884615 / 0,884615	0.470930 / 0,470930	0.381295 / 0,381295	0.471322 / 0,471322	0.691200 / 0,691200	0.563297 / 0,563297	0.02914947 / 0,02914947
GDM 4.7 / GDM 4,7	0.575000 / 0,575000	0.436047 / 0,436047	0.160606 / 0,160606	0.283358 / 0,283358	0.507638 / 0,507638	0.287000 / 0,287000	0.00166240 / 0,00166240
GDM 6.4 / GDM 6,4	0.884615 / 0,884615	1.000000 / 1,000000	1.000000 / 1,000000	1.000000 / 1,000000	0.467330 / 0,467330	0.556202 / 0,556202	0.22993787 / 0,22993787
GDG 2.7 / GDG 2,7	0.442308 / 0,442308	0.290698 / 0,290698	0.097967 / 0,097967	0.145385 / 0,145385	0.599833 / 0,599833	0.328000 / 0,328000	0.00036031 / 0,00036031
GDG 4.2 / GDG 4,2	0.479167 / 0,479167	0.581395 / 0,581395	0.116740 / 0,116740	0.315000 / 0,315000	0.487475 / 0,487475	0.342687 / 0,342687	0.00171135 / 0,00171135
GD-4	0.718750 / 0,718750	0.720930 / 0,720930	0.306358 / 0,306358	0.585139 / 0,585139	0.403211 / 0,403211	0.474380 / 0,474380	0.01776716 / 0,01776716

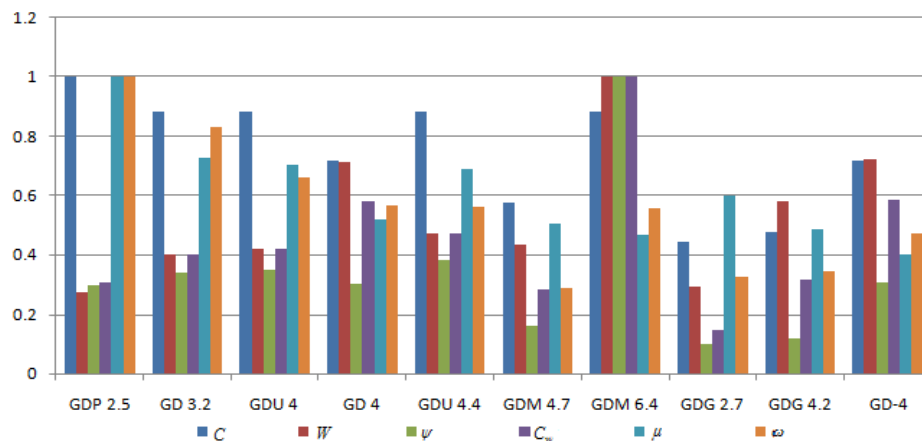


Fig. 4 – Graphical representation of distribution of scaled coefficients classifying the equipment from table 1 database /
Reprezentarea grafică a distribuției coeficienților scalați de ierarhizare a utilajelor din baza de date din tabelul 1.

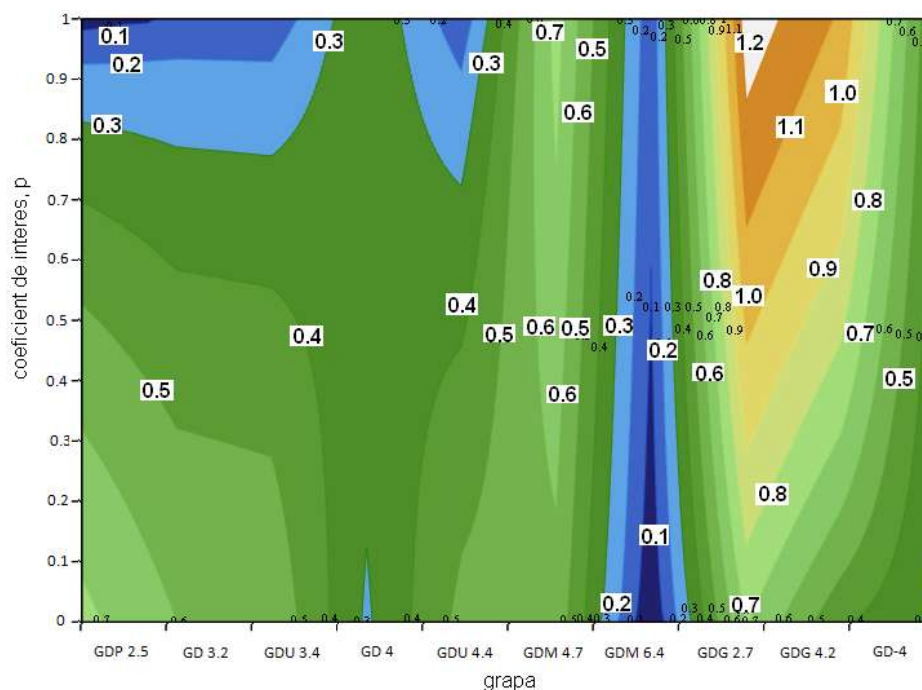
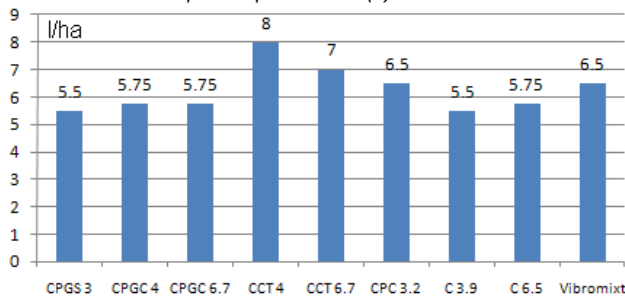
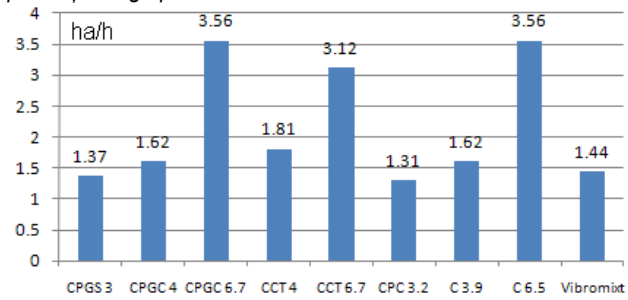


Fig. 5 – Variation of objective function (1) along with interest coefficient p , per harrow amount from table 1 database /
Variația funcției obiectiv (1) cu coeficientul de interes p , pe mulțimea graelor din baza de date din tabelul 1.

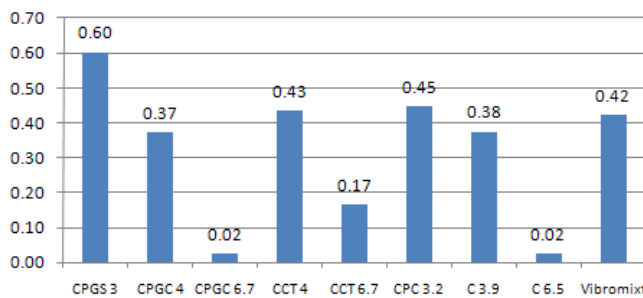


a) Fuel consumption, l/ha/Consumul de combustibil, l/ha

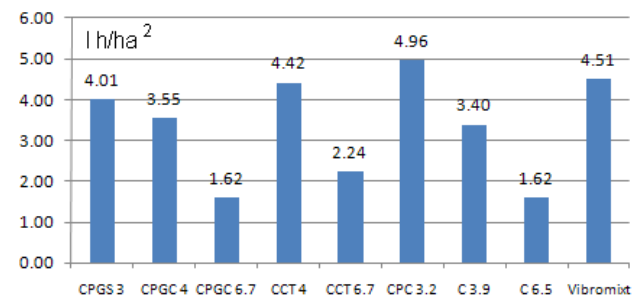


b) Working capacity/ Capacitatea de lucru, ha/h

Fig. 6 - Graphical comparison of performances of equipment from table 2 in terms of fuel consumption and working capacity/
Comparație grafică a performanțelor utilajelor din tabelul 2 în termenii consumului de combustibil și capacității de lucru

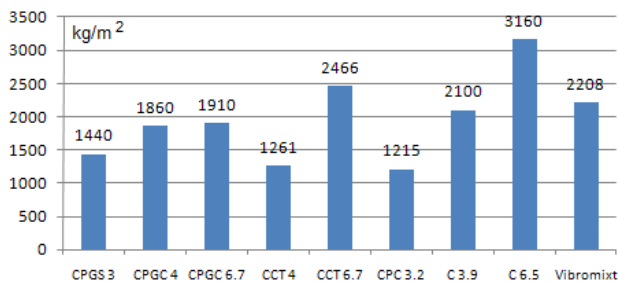


a) Objective function (1)/ Funcția obiectiv (1)

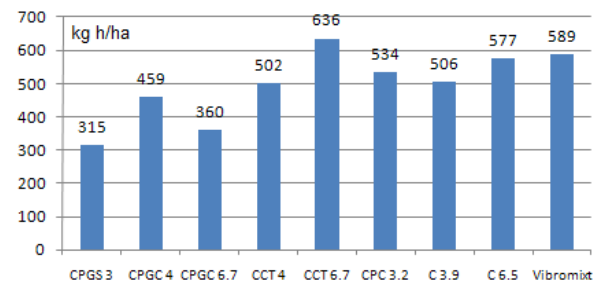


b) Objective function (2), l/ha²/Funcția obiectiv (2), l/ha².

Fig. 7 - Graphical comparison of performances of equipment from table 2 in terms of norm (1) and report (2) /
Comparație grafică a performanțelor utilajelor din tabelul 2 în termenii normei (1) și raportului (2)



a) Variation of objective function (3) according to equipment amount in table 2 database / variația funcției obiectiv (3), pe mulțimea utilajelor bazei de date din tabelul 2



b) variation of objective function (4) according to equipment amount in table 2 database / variația funcției obiectiv (4) pe mulțimea utilajelor bazei de date din tabelul 2

Fig. 8 – Graphical comparison of performances of equipment in table 2 in terms of objective functions (3) and (4) /
Comparație grafică a performanțelor utilajelor din tabelul 2 în termenii funcțiilor obiectiv (3) și (4)

CONCLUSIONS

Results described in this article consider as valid the objective functions proposed for optimizing the most appropriate variant of agricultural equipment from a database, containing the same type of agricultural equipment. These objective functions select the variants comprising the features required by the user. Utilization of objective functions proposed, by users lacking of important selecting criteria is one of the benefits offered by the author.

Among the six objective functions proposed, four have economic and energetic character, the fuel consumption, working capacity and combinations (1) and (2), and two reflect the constructive performances from database(table1). All the six classifications based on these objective functions are dominated by two equipment: harrow GDM 6.4 which takes the first place in terms of working capacity and energetic-economic objective functions (1) and (2), respectively the harrow GDP 2.5, which has the fuel lowest consumption and is on the

CONCLUZII

Rezultatele descrise în acest articol validează funcții obiectiv propuse pentru optimizarea alegerii celei mai convenabile variante de utilaj agricol dintr-o bază de date conținând utilaje agricole de același tip. Aceste funcții obiectiv selectează variantele cu proprietățile cerute de utilizator. Utilizarea funcțiilor obiectiv propuse în acest articol, de către utilizatori care nu au alte criterii mai importante de alegere, este unul dintre beneficiile prevăzute de autori.

Dintre cele șase funcții obiectiv propuse, patru au caracter energetic și economic: consumul de combustibil, capacitatea de lucru și combinațiile (1) și (2) ale acestora, iar două reflectă performanțele constructive ale utilajelor din baza de date (tabelul 1). Toate cele șase clasamente alcătuite cu ajutorul acestor funcții obiectiv sunt dominate de două utilaje: grapa GDM 6,4 care este pe primul loc la capacitatea de lucru și din punctul de vedere al funcțiilor obiectiv energetico-economice (1) și (2), respectiv grapa GDP 2.5, care are cel mai mic consum și se află pe al

second place as for the constructive performances. Taking into account the fact that user is generally interested in consumption and working capacity, the choice shall be the harrow GDP 6.4, if:

- There is a tractor of appropriate power for trailing this harrow;
- There is a working surface to enable the work with this equipment.

If the surface own by a user is smaller and fuel consumption is the main selecting criterium, then the user shall choose the harrow GDP 2.5, even if he risks to prolonge a little the duration of works.

This collection of objective functions useful for choosing an agricultural equipment is nevertheless insufficient. We must add to these objective functions an important component which quantifies the aggregate operational reliability (as, in terms of reliability, the equipment with consumption of metal specific to working surface or working capacity unit could not take the first places).

The objective functions expressing the work quality performed by the equipment are forefront functions. For the equipment designed to soil works, these functions may be the breakage degree, the loosening level, etc. They can not be determined by the process parameters otherwise than experimentally, by very expensive tests.

On the other hand, in order to compare the performances of equipment within the same database, they should be tested in similar standardized conditions (type of soil, vegetal wastes, humidity, climate). As we know, a complete standardization in this field does not exist. Moreover, there are no correction coefficients for certain data equalization. In these conditions, the comparison and selection methods should be prudently considered, also taking into account the small number of databases existing.

The databases similar to the two databases from tables 1 and 2 are almost inexistent in specialty literature or are available only in restrictive conditions. In any way, the existent ones, for instance [13], [11], [10], [1], [15], [4] do not contain all the information given in the two databases from tables 2 and 3. As a general rule, the databases published, above mentioned do not show the fuel consumption and working capacity. Starting from the data given one can only calculate the constructive performances of equipment. Some authors give the fuel consumption, but the fuel consumption per hectare, which determine an interdependence of the fuel price, which varies along to the relevant area and in time. A database containing also the working capacity of many agricultural machines can be found on electronic trade webpage [8]. For Romanian equipment designed and manufactured before 1994, a very rich database is shown in [9]. This database contains especially the working capacity and the fuel consumption for three soil categories. Maybe, many of these equipment are not operational anymore, but these data are very useful for comparing them with the new equipment, in order to establish their state-of-the art, at least in their elementary characteristics.

REFERENCES

- [1]. CASE IH AGRICULTURE, *WEBPAGE*: http://www.caseih.com/en_us/Pages/Home.aspx;
- [2]. Ciulu Gh., Bârcă Gh. (2002) - *Optimization of Agricultural Aggregates Exploitation, Part II*, Craiova University Publishing;
- [3]. NMA Bucharest team (1980-1994) - *Norms of Agricultural Operations*;
- [4] Dobre P. (2010) - *Energetic Base and Forestry Machines*, part II-Forestry Machines, Bucharest;

doilea loc în ceea ce privește performanțele constructive. Cum în general utilizatorul este interesat în primul rând de consum și capacitate de lucru, alegerea se va îndrepta spre grapa GDP 6.4, dacă:

- are un tractor de putere necesară pentru tracțiunea acestei grape;
- are o suprafață de lucru care să permit lucrul cu acest utilaj.

Dacă suprafața deținută de utilizator este mică și consumul de combustibil este un criteriu principal de selecție, atunci utilizatorul va alege grapa GDP 2.5; cu riscul unei durate mai mari a efectuării lucrărilor.

Această colecție de funcții obiectiv utile pentru selecția unui utilaj agricol, este însă departe de a fi suficientă. La aceste funcții obiectiv trebuie adăugată o importantă componentă care să cuantifice fiabilitatea agregatului (mai ales că s-ar putea ca la obiectivul fiabilitate, utilajele cu consum de metal specific unității de suprafață de lucru efectivă sau specific unității de capacitate de lucru, să nu mai fie clasate pe primele locuri).

Un loc încă și mai important îl ocupă funcțiile obiectiv care exprimă calitatea lucrării efectuate de utilaj. Pentru utilajele destinate lucrărilor solului, astfel de funcții obiectiv pot fi gradul de mărunțire, gradul de afânare, etc. Aceștia nu pot fi determinați funcție de parametrii de proces decât pe cale experimentală, prin experiențe foarte costisitoare.

Pe de altă parte, pentru ca performanțele utilajelor din aceeași bază de date să fie comparabile, ar trebui ca utilajele să fie încercate în aceleași condiții, standardizate (tip de sol, reziduuri vegetale, umiditate, climat, etc.). Ori din câte cunoaștem nu există o standardizare completă în această direcție. Mai mult, nu există nici coeficienți de corecție pentru echivalarea unor date. În aceste condiții, metodele acestea de comparare și selecție trebuie privite cu prudență, fapt susținut și de numărul mic de astfel de baze de date existente.

Baze de date de tipul celor două din tabelele 1 și 2 sunt aproape inexistente în literatura de specialitate sau nu sunt accesibile decât în condiții restrictive. Oricum, cele existente, de exemplu [13], [11], [10], [1], [15], [4] nu conțin toate informațiile date în cele două baze de date din tabelele 1 și 2. În general bazele de date publicate, menționate mai sus, nu dau consumurile de combustibil și capacitățile de lucru. Cu datele pe care le dau, se pot calcula performanțele constructive ale acestora. Unii autori dau consumul de combustibil, dar în costul acestuia la ha, ceea ce face datele dependente de prețul combustibilului, care variază zonal și în timp. O bază de date care conține și capacitatea de lucru a multor mașini agricole se găsește pe pagina web de comerț electronic [8]. Pentru utilajele românești proiectate și fabricate înainte de 1994, o bază de date extrem de bogată se găsește în [9]. Baza de date conține în special capacitatea de lucru și consumul de combustibil pentru trei categorii de soluri. Poate că multe dintre acestea nu mai există în exploatare. Datele acelor utilaje sunt însă foarte utile în compararea cu noile utilaje, pentru a controla superioritatea acestora măcar în termeni minimi.

BIBLIOGRAFIE

- [1]. CASE IH AGRICULTURE, *pagina WEB*: http://www.caseih.com/en_us/Pages/Home.aspx;
- [2]. Ciulu Gh., Bârcă Gh. (2002) - *Optimizarea Exploataării Agregatelor Agricole, Partea a II-a*, Tipografia Universității Craiova;
- [3]. Colectiv INMA București (1980-1994) - *Normative Lucrări Agricole*;
- [4] Dobre P. (2010) - *Baza energetică și mașini horticoale*, partea a doua-Mașini horticoale, București;

[5] Dobrescu C. (1981) - *Optimization of agricultural aggregates parameters in order to reduce the power consumption*, Agricultural Technical Propaganda Publishing, Bucharest;

[6] Fodor V. A., N. (2011) - *Researches on optimization of agricultural tractors maintenance*, Ph.D. thesis, University Transilvania Braşov;

[7] http://www.alibaba.com/Agriculture_p1;

[8] Istrate N. A.M. (2011) - *Researches regarding the energetic optimization of technological process of cereal grinding*, Ph.D. thesis, University Transilvania Braşov;

[9] Lazarus W. F. (2009) - *Machinery cost estimates*, University of Minnesota Extension;

[10]. MAT Craiova, *WEBpage*: <http://www.matcraiova.ro/ro/>;

[11]. Mecanica Ceahlău, *WEBpage* : <http://www.mecanica.ceahlau.ro/>;

[12]. Şandru A., Bădescu M., Şandru L. (1982) - *Reducing the energy waste by rational utilization of agricultural aggregates*, Scrisul Românesc Publishing, Craiova;

[13]. The FREE Encyclopedia of Technical Specification, Agricultural Machinery, <http://www.lectura-specs.com/en#!/category/985578>;

[14]. Ursu A., Nicolescu M., Toma A. D. (2008) - *Notebook, Caiet_Vegetal*, Researches USAMV Bucharest- ICEADR;

[15]. Worldwide Agricultural Machinery & Equipment Directory, *The Global Information Directory for Agricultural Machinery and Farm Equipment*, <http://www.agmachine.com/>.

[5] Dobrescu C. (1981) - *Optimizarea parametrilor agregatelor agricole în scopul reducerii consumului de energie*, Redacţia de propagandă tehnică agricolă, Bucureşti;

[6] Fodor V. A., N. (2011) - *Cercetări privind optimizarea mentenanţei tractoarelor agricole*, Teză de doctorat, Universitatea Transilvania Braşov;

[7] http://www.alibaba.com/Agriculture_p1;

[8] Istrate N. A.M. (2011) - *Cercetări privind optimizarea energetic a procesului tehnologic de măcinare a cerealelor*, Teza de doctorat, Universitatea Transilvania, Braşov;

[9] Lazarus W. F. (2009) - *Machinery cost estimates*, University of Minnesota Extension;

[10]. MAT Craiova, *pagina WEB*: <http://www.matcraiova.ro/ro/>;

[11]. Mecanica Ceahlău, *pagina WEB*: <http://www.mecanica.ceahlau.ro/>;

[12]. Şandru A., Bădescu M., Şandru L. (1982) - *Reducerea consumului de energie prin folosirea raţională a agregatelor agricole*, Editura Scrisul Românesc, Craiova;

[13]. The FREE Encyclopedia of Technical Specification, Agricultural Machinery, <http://www.lectura-specs.com/en#!/category/985578>;

[14]. Ursu A., Nicolescu M., Toma A. D. (2008) - *Caiet, Caiet_Vegetal*, Cercetări USAMV Bucureşti- ICEADR;

[15]. Worldwide Agricultural Machinery & Equipment Directory, *The Global Information Directory for Agricultural Machinery and Farm Equipment*, <http://www.agmachine.com/>.

SOIL FARM MACHINERY MODE OF OPERATION: FROM THE OPTIMIZATION TO THE BASIS (1)

REGIMURILE DE LUCRU ALE MASINILOR AGRICOLE DESTINATE LUCRARILOR SOLULUI: DE LA OPTIMIZARE LA FUNDAMENTE (1)

Math. Cârdei P.¹⁾, PhD. Stud. Eng. Meca A.²⁾, Assoc. Prof. PhD. Eng. Kostadinov G.³⁾

¹⁾INMA Bucharest / Romania; ²⁾University from Craiova / Romania; ³⁾RILRAM Sofia / Bulgaria
Tel: 021-2693276; E-mail: petru_cardei@yahoo.com

Abstract: The article is part of a series of works dedicated to general formulation of dynamic framework for tillage machines, of which the first, [9] appeared. We expressed in [9], one of the main goals of the series of articles: unification the formulas that give the tensile strength in agricultural machinery mechanics. As an application, in [9], has been given a simple example of optimization the most commonly in the literature, with the resulted changes. The following goals of this series of articles are: a wide approach to optimization problems of the operating modes of machinery for soil, calculation formulas expressing the tensile force in terms of classical mechanics (discrete and continuous), and in the final, taking into account the significance of combinations of sizes, estimating the effects of tillage strategies and opportunities to modernize work processes of the soil. In this article we will deal only the first of the last three listed purposes.

Keywords: agricultural, , machinery, optimization, system, soil, works

INTRODUCTION

Optimization of operating modes as defined in [3], of machinery is a constant concern in the profile industry and in the activity of their's exploitation, [7], [6], [4]. If a work was expressed the multitude of input parameters and the multitude of output parameters (language and method of the systems theory), then we can formulate an optimization problem consisting of three main components: objective function (one or more of the output parameters expressing the measured effect of process quality), optimization variables chosen from the input parameters (which include those of adjustment) and restrictions, which are conditions provided on some of the working parameters as equations or inequations. By solving optimization problem, is obtained an optimal working regime, characterized by optimal values of optimization variables, which maximize the objective functions.

The problem of optimal workflows of the agricultural machines for soil work is a concern for many decades old. Parameters that characterize the work of agricultural machinery for soil work may be broken in the following categories, [5], [2], [13], [15], [16]:

- Parameters that characterize the physical properties of soil;
- Parameters that characterize the geometry of the machine and aggregate;
- Parameters that characterize the the dynamics of the process;
- Parameters that characterize the energetic of the process;
- Parameters that characterize the work quality performed to the soil.

Summary of these parameters is given in Table 1.

Rezumat: Articolul face parte dintr-o serie de lucrări dedicate formulării generale a cadrului dinamicii mașinilor destinate lucrărilor solului, dintre care primul, [9], a apărut. Am exprimat în [9], unul dintre scopurile principale ale seriei de articole: unificarea formulelor care dau forța de rezistență la tracțiune în domeniul mecanicii mașinilor agricole. Ca aplicație, în [9], s-a dat un exemplu simplu de optimizare, cel mai uzual din literatura de specialitate, cu modificările rezultate. Următoarele scopuri ale acestei serii de articole sunt: o abordare lărgită a problemelor de optimizare ale regimurilor de lucru ale mașinilor de lucrat solul, exprimarea formulelor de calcul ale forței de rezistență la tracțiune în termenii mecanicii clasice (discrete și continue), iar în final, ținând seama de semnificația unor combinații de mărimi, estimarea consecințelor asupra strategiilor de prelucrare a solului și oportunităților de modernizare a procedeele de lucru ale solului. În prezentul articol ne vom ocupa numai de primul dintre ultimele trei scopuri enumerate.

Cuvinte cheie: agricole, lucrări, mașini, optimizare, regim, sol

INTRODUCERE

Optimizarea regimurilor de lucru, definite conform [3], ale mașinilor și utilajelor este o preocupare continuă în industria de profil și în activitatea de exploatare a acestora, [7], [6], [4]. Dacă un proces de lucru a fost exprimat prin mulțimea parametrilor de intrare și mulțimea parametrilor de ieșire (limbaj și metodă proprii teoriei sistemelor), atunci se poate formula o problemă de optimizare constând în trei componente principale: funcția obiectiv (unul sau mai mulți dintre parametrii de ieșire, care exprimă calitativ cuantificat efectul procesului), variabilele de optimizare, alese dintre parametrii de intrare (care îi includ și pe cei de reglaj) și restricțiile, care sunt condiții puse asupra unora dintre parametrii de lucru sub formă de ecuații sau inecuatii. Prin rezolvarea unei probleme de optimizare, se obține un regim de lucru optim, caracterizat prin valorile optime ale variabilelor de optimizare, care extremează funcțiile obiectiv.

Problema realizării proceselor de lucru optime la mașinile agricole destinate lucrărilor solului este o preocupare cu vechime de multe zeci de ani. Parametrii care caracterizează procesul de lucru al mașinilor agricole destinate lucrărilor solului se pot repartiza în următoarele categorii, [5], [2], [13], [15], [16]:

- Parametri care caracterizează proprietățile fizice ale solului;
- Parametri care caracterizează geometria mașinii și agregatului;
- Parametri care caracterizează dinamica procesului;
- Parametri care caracterizează energetica procesului;
- Parametri care caracterizează calitatea lucrărilor solului executate.

Sumarul acestor parametri, este dat în tabelul 1.

Table 1 / Tabelul 1

Problem parameters / Parametri problemei

Nr. / No.	Name of parameter / Denumirea parametrului	Notation / Notatie	Physical dimension and measurement unit (SI) / Dimensiune fizică și unitatea de măsură (SI)
I Parameters characterizing the physical properties of soil / Parametrii care caracterizează proprietățile fizice ale solului			
1	Coefficient characterizing the specific resistance to deformation of the soil, according [1], pag. 89 / Coeficient care caracterizează rezistența specifică la deformare a solului, conform [1], pag. 89	k	$ML^{-1}T^{-2}$; Pa
2	Coefficient which depends on the active surface shape of working bodies and soil properties, according [1], page 90 / Coeficient care depinde de forma suprafeței active a organelor de lucru și de proprietățile solului, conform [1], pag. 90	ε	ML^{-3} ; kg/m^3
II Parameters that characterize the geometry of the machine and aggregate / Parametri care caracterizează geometria mașinii și agregatului			
	Working depth projection plane normal to the direction of advancing / Proiecția adâncimii de lucru pe planul normal la direcția de înaintare	a	L; m
	Projection of the width of the working body of the plane normal to the direction of advancing / Proiecția lățimii de lucru a unui organ pe planul normal la direcția de înaintare	b	L; m
	Number of working tools / Numărul de organe de lucru	n	-
	Working width of the machine / Lățimea de lucru a mașinii	$B=nb$	m
III Parameters that characterize the the dynamics of the process / Parametri care caracterizează dinamica procesului			
1	Working speed / Viteza de lucru	v	m/s
2	Tensile force / Forța de rezistență la tracțiune	R	MLT^{-2} ; N
3	Coefficient of friction between soil and agricultural machine parts support on the ground / Coeficient de frecare între sol și părțile de sprijin ale mașinii agricole pe sol	f	-
4	Machine table for ground works / Masa mașinii destinate lucrărilor solului	m	M; kg
5	Local gravitational acceleration / Accelerația gravitațională locală	g	LT^{-2} ; m/s^2
6	Agricultural machine weight / Greutatea mașinii agricole	$G=mg$	MLT^{-2} ; N
IV Parameters that characterize the process energy / Parametri care caracterizează energetica procesului			
1	Hourly fuel consumption / Consumul de combustibil orar	C_h	MT^{-1} ; kg/s
2	Specific fuel consumption of unit surface worked / Consumul de combustibil specific unității de suprafață lucrate	C_w	ML^{-2} ; kg/m^2
V Parameters that characterize the quality of soil work done / Parametri care caracterizează calitatea lucrărilor solului executate			
1	Working capacity / Capacitatea de lucru	W	L^2T^{-1} ; m^2/s
2	Coefficient of utilization of working time / Coeficient de utilizare a timpului de lucru	K_{07}	-

MATERIAL AND METHOD

Original method

Original statements of the problem (relative to this work) optimizing the working regime of tillage machines, based on formula called rational of Goreacikin, [8], appear in [13], [12], [5] and other sources. Goreacikin's rational formula is:

$$R = fG + (k + \varepsilon v^2) aB. \quad (1)$$

Tensile strength R , as a function of any of the variables with which it defines, do not have strict extreme points (local or global minimum or maximum), on whatever physically interval possible and interesting is considered. In order to obtain however a point of optimum, was set as parameters to optimize the working speed and working width. To obtain an extreme point, objective function is built using (1) on condition of a fixed working capacity:

$$W_0 = K_{07} Bv \quad (2)$$

In some works do not take into account of the coefficient of use of working time, [4], or are working with the hourly ability of working capacity effectively of the aggregate, [12]. Some authors specify the mode of construction [5], others consider as a starting point the objective function:

MATERIAL ȘI METODĂ

Metoda originală

Formulări ale problemei originale (relativ la această lucrare) a optimizării regimului de lucru al unor mașini de lucrat solul, plecând de la formula numită rațională, a lui Goreacikin, [8], apar în [13], [12], [5] precum și în alte surse. Formula rațională a lui Goreacikin este:

Forța de rezistență la tracțiune R , ca funcție de oricare dintre variabilele cu ajutorul căreia se definește, nu prezintă puncte de extremum în sens strict (minime sau maxime locale sau globale), pe indiferent ce interval fizic posibil și interesant se consideră. Pentru a putea obține totuși un punct de optimum s-a fixat ca parametru de optimizare viteza de lucru și lățimea de lucru. Pentru obținerea unui punct de extremum, funcția obiectiv se construiește folosind (1) cu condiția unei capacități de lucru fixate:

În unele lucrări nu se ține seama de coeficientul de utilizare a timpului de lucru, [4], sau se lucrează cu capacitatea de lucru orară efectivă a agregatului, [12]. Unii autori specifică modul de construcție, [5], alții consideră ca punct de plecare funcția obiectiv:

$$R = fG + \frac{kAW_0}{K_{07}v} + \frac{\varepsilon AW_0}{K_{07}} v \quad (3)$$

for example [13]. Function of tensile strength, (3), working as a function of working speed has a minimum point of coordinates,:

de exemplu [13]. Funcția forță de rezistență la tracțiune, (3) ca funcție de viteza de lucru, are un punct de minim de coordonate:

$$v_{\min} = \sqrt{\frac{k}{\varepsilon}} \quad (4)$$

respectively

respectiv:

$$R_{\min} = fG + 2kaB \quad (5)$$

A more interesting formula for tensile strength, which presents a linear dependent term of the working speed is given in [10] being taken from [1].

An alternative to the original method

Construction of an objective function can start also from the traction force (1) and the working capacity (2), but putting a more intuitive condition: minimizing the ratio between the traction force and the working capacity:

$$\phi = \frac{fG + k + \varepsilon v}{K_{07} Bv} aB \quad (6)$$

Procedând prin derivare și anularea primei derivate se obține punctul optimal cu coordonatele:

Procedând prin derivare și anularea primei derivate se obține punctul optimal cu coordonatele:

$$v = \sqrt{\frac{fG}{\varepsilon aB} + \frac{k}{\varepsilon}} \quad (7)$$

respectively

respectiv:

$$R_{\min} = \frac{2\sqrt{\varepsilon aB} \cdot fG + kaB}{KB} \quad (8)$$

It is noted that the optimal speed (7) is higher than the optimal speed (4). The tractive force which is obtained for the optimal speed (7) is:

Se remarcă faptul că viteza optimală (7) este mai mare decât viteza optimală (4). Forța de tracțiune care se obține pentru viteza optimală (7) este:

$$R = 2 \cdot fG + kaB \quad (9)$$

which also it is higher than the optimal tractive force obtained using the first method, defined by the corresponding objective function (3)

care și ea este mai mare decât forța de tracțiune optimală obținută folosind prima metodă, definită prin funcția obiectiv corespunzătoare, (3).

Optimisation by the method of mathematical programming

Mathematical programming is a branch of applied mathematics and numerical methods covering theoretical principles for solving optimization problems, according to [2]. From the perspective of mathematical programming, optimization of agricultural machines for seedbed preparation working regime and, in general, of agricultural machines for soil tillage, receives the most natural form. Objective functions are the fuel consumption hourly or per hectare (for which is seeking the minimization), working capacity (for which is seeking the maximization) or the tractive force (for which is seeking the minimization). Because the fuel consumption and the tractive force are related to the tractive characteristics of the tractor, further will consider only the first two objective functions.

In order to be able to use the hourly fuel consumption function as a function of working speed and of working depth (optimization variables considered in this example), is interpolated through non-elementary functions the traction characteristic of tractor in the hourly consumption and speed curves. To exemplify is working with an A-1800 tractor. The interpolation functions, both for the consumption curves and for the speed curves are of the general form:

Optimizarea prin metoda programării matematice

Programarea matematică este o ramură a matematicilor aplicate cuprinzând principiile teoretice și metodele numerice de rezolvare a problemelor de optimizare, conform [2]. Din perspectiva programării matematice, optimizarea regimului de lucru al mașinilor agricole destinate pregătirii patului germinativ și, în general, a mașinilor agricole destinate lucrărilor solului, primește forma cea mai naturală. Funcțiile obiectiv sunt consumul de combustibil orar sau la hectar (pentru care se caută minimizarea), capacitatea de lucru (pentru care se caută maximizarea) sau forța de tracțiune (pentru care se caută minimizarea). Deoarece consumul de combustibil și forța de tracțiune sunt legate prin caracteristicile de tracțiune ale tractorului, în continuare se vor considera numai primele două funcții obiectiv.

Pentru a putea folosi funcția consum orar de combustibil ca funcție de viteza de lucru și de adâncimea de lucru (variabilele de optimizare considerate în acest exemplu), se interpolează prin funcții neelementare caracteristica de tracțiune a tractorului în curbele de consum orar și de viteză. Pentru exemplu se lucrează cu un tractor A-1800. Funcțiile de interpolare, atât pentru curbele de consum cât și pentru curbele de viteză sunt de forma generală:

$$C_{hi}(R) = \begin{cases} c1_i R + c0_i, & R \leq R_{li} \\ c2_i R^3 + c3_i R^2 + c4_i R + c5_i, & R > R_{li} \end{cases}, i=1,2,3,4,5, \quad (10)$$

where $c1_i, \dots, c5_i$ are the coefficients of the hourly fuel consumption function C_{hi} , for the gear i , which has as argument the tractive force R . The tractive force R_{li} is the

în care $c1_i, \dots, c5_i$ sunt coeficienții funcției consum orar de combustibil C_{hi} , pentru treapta de viteză i , care are ca argument forța de tracțiune R . Forța de tracțiune R_{li} este

maximum tractive force for each gear. For the speed curves of the traction characteristic used in the expression of the problem constraints, are used similar expressions for the consumption curves (10). The 50 coefficients (25 for the consumption curves and 25 for the speed curves) are established by the method of the smallest squares using the traction characteristics of the used tractor. It is recommended to use a traction characteristic according with the state of wear of the tractor. In fig. 1 are given the interpolation curves for the hourly consumption and speed, obtained from the traction characteristic of the A-1800 tractor.

valoarea maximă a forței de tracțiune pentru fiecare treaptă de viteză. Pentru curbele de viteză ale caracteristicii de tracțiune folosită în exprimarea restricțiilor problemei, se folosesc expresii similare cu cele pentru curbele de consum (10). Cei 50 de coeficienți (25 pentru curbele de consum și 25 pentru curbele de viteză) se stabilesc prin metoda celor mai mici pătrate folosind caracteristicile de tracțiune ale tractorului utilizat. Se recomandă utilizarea unei caracteristici de tracțiune în concordanță cu starea de uzură a tractorului. În fig. 1 sunt date curbele de interpolare pentru consumul orar și viteze, obținute din caracteristica de tracțiune a tractorului A-1800.

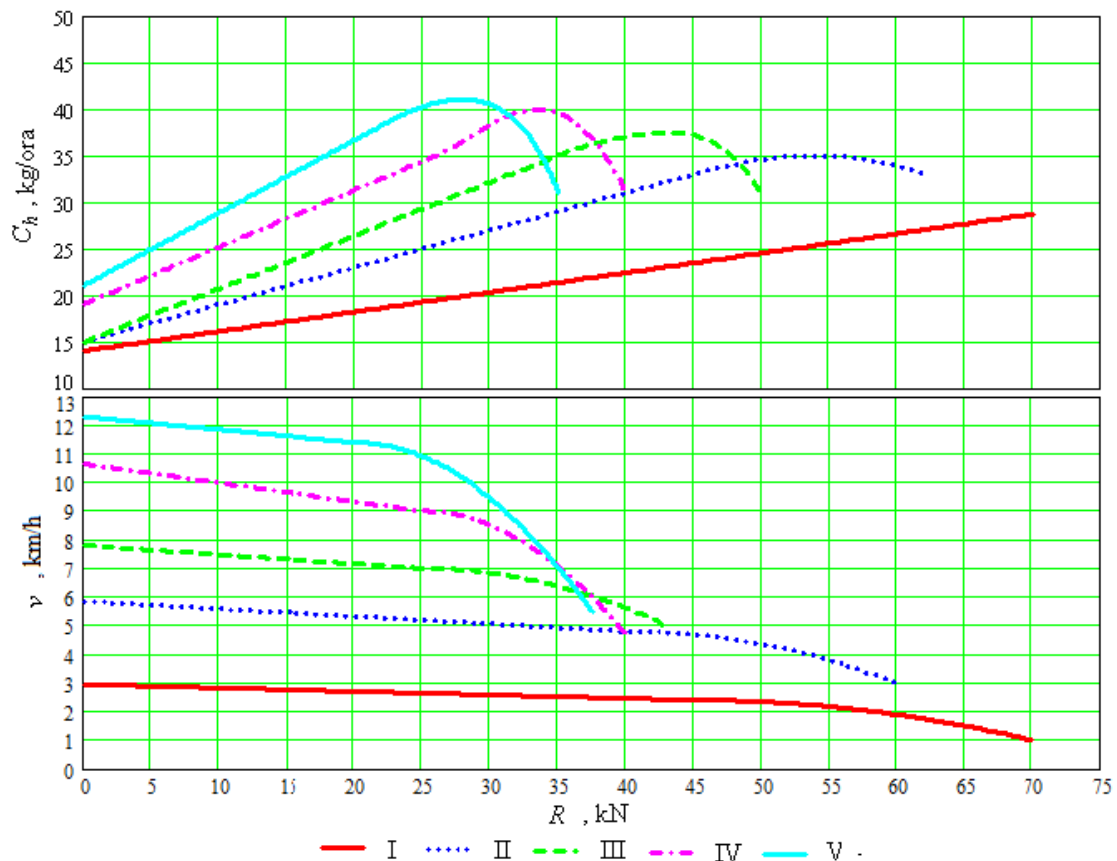


Fig. 1 - Graphical representation of interpolated consumption and speed curves using the traction characteristic of the tractor A-1800 in running on stubble / *Reprezentarea grafică a curbelor de consum și viteză interpolate folosind caracteristica de tracțiune a tractorului A-1800, în deplasare pe miriște*

Under these conditions, the optimization problem enunciation is as follows:

În aceste condiții, enunțul problemei de optimizare este următorul:

$$\begin{aligned} a_0 &\leq a \leq a_1 \\ v_0 &\leq v \leq V_i(R(a, v)) \\ R(a, v) &< R_{li} \\ C_{hi}(a, v) &\rightarrow \min \end{aligned} \quad (11)$$

if the objective function is the consumption per hour and the optimization is performed on each gear separately (V_i being the function that gives the speed curve in the gear i , a_0 și v_0 are the lower limits of the interval of variation of the depth and working speed), respectively:

dacă funcția obiectiv este consumul orar și optimizarea se face pe fiecare treaptă de viteză separat (V_i fiind funcția care dă curba de viteză în treapta de viteză i , a_0 și v_0 sunt limitele inferioare ale intervalului de variație a adâncimii și vitezei de lucru), respectiv:

$$\begin{aligned} a_0 &\leq a \leq a_1 \\ v_0 &\leq v \leq V_i(R(a, v)) \\ R(a, v) &< R_{li} \\ W_i(v) &\rightarrow \max \end{aligned} \quad (12)$$

if the objective function is the working capacity and the optimization is performed on each gear separately. It is

dacă funcția obiectiv este capacitatea de lucru și optimizarea se face pe fiecare treaptă de viteză separat.

possible to use both objective functions of the above to obtain an optimal regime working in the sense of convenient working regime listed below. For this is built the objective function:

$$\psi(a, v) = \sqrt{p \cdot C_h(a, v) - C_h(a_0, v_0)}^2 + 1 - p \cdot W(v) - W(V(R(a, v)))^2 \quad (13)$$

where p is the proportion (subunit fraction) of interest for the hourly fuel consumption and a_0 and v_0 are the working depth and speed at which is achieved the lowest hourly fuel consumption. Obviously, the share of interest for the working capacity in the objective function (13) is $1-p$. The enunciation of the optimization problem becomes:

$$\begin{aligned} a_0 &\leq a \leq a_1 \\ v_0 &\leq v \leq V_i(R(a, v)) \\ R(a, v) &< R_{li} \end{aligned} \quad (14)$$

$$\psi_i(v) = \sqrt{p \cdot C_{hi}(a, v) - C_{hi}(a_0, v_0)}^2 + 1 - p \cdot W(v) - W(V_i(R(a, v)))^2 \rightarrow \min$$

It is noted that for $p=1$ (the user is only interested in the minimization of the hourly fuel consumption), the problem (14) becomes the problem (11), and for $p=0$ (the user is only interested in the maximization of the working capacity), the problem (14) becomes the problem (12). Therefore, the general formulation of the optimization problem within the mathematical programming it is (14), of course in the case described in this article. The enunciation can also be complicated introduction of new variables, restrictions or objective functions.

Another way to solve the optimization working regime for the soil tillage aggregates through nomograms, is given in [16]. The nomograms were for the 1970s a subject very discussed, with obvious utility. Today, thanks to the high power computers and of advanced interpolation techniques, the method is outdated.

RESULTS

Estimating optimal working speed for the aggregate harrow GD-4 - tractor A-1800

To include all steps into account was taken the minimum working speed $v_0=0.5$ m/s. Is accepted an working average depth of 15 cm, with accidental deviations of 3 cm, therefore an interval of the working depth ranging from 12 to 18 cm. For soil were considered: $k = 10000$ N/m² and $\varepsilon = 1500$ kg/m³. In this case, the optimal model defined by the objective function (3) gives the optimum working speed with the value $v_{opt} = 9.295$ km/h, and the model defined by the objective function (6), gives the working speed with the value $v_{opt} = 22.555$ km/h. If the optimal speed obtained for this case using the formula (4) can be reached in the gears fourth and fifth (with the resistance force of 25.326 kN and of working capacity of 3.235 ha/hr for both gears and the consumption of 5.84 l/ha in the fourth gear speed and the working capacity of 3235 ha / hour, respectively 7.264 l/ha in the fifth gear), the optimal speed given by the formula (7) can not be reached by tractor A-1800, so nor by the considered aggregate. The interval and mode variation of optimal speed (4) is shown in Fig. 2.

For the same case (soil and aggregate), the optimal solutions provided by the mathematical programming are all tangible using the abovementioned aggregate, under the given conditions in any of tractor gears. Three of the possible variants of optimization, corresponding to three objective functions (hourly fuel consumption, working capacity and a combination of these) have the results given in Tables 1, 2 and 3.

Există posibilitatea de a folosi ambele funcții obiectiv de mai sus în scopul obținerii unui regim de lucru optimal în sensul de regim de lucru convenabil precizat mai jos. Pentru aceasta se construiește funcția obiectiv:

în care p este ponderea (fracția subunitară) de interes pentru consumul orar de combustibil iar a_0 și v_0 sunt adâncimea și viteza de lucru la care se realizează cel mai mic consum orar de combustibil. Evident, ponderea de interes pentru capacitatea de lucru în funcția obiectiv (13) este $1-p$. Enunțul problemei de optimizare devine:

Se observă că pentru $p=1$ (utilizatorul este interesat numai de minimizarea consumului orar de combustibil), problema (14) devine problema (11), iar pentru $p=0$ (utilizatorul este interesat numai de maximizarea capacității de lucru), problema (14) devine problema (12). Prin urmare, cea mai generală formulare a problemei de optimizare în cadrul programării matematice este (14), binențeles în cazul descris în acest articol. Enunțul se mai poate complica prin introducerea de noi variabile, restricții sau funcții obiectiv.

O altă cale de rezolvare a optimizării regimului de lucru al agregatelor destinate lucrărilor solului prin nomograme, este dată în [16]. Nomogramele erau pentru perioada anilor 1970 un subiect foarte discutat, cu utilitate evidentă. Astăzi, datorită calculatoarelor de mare putere și tehnicilor de interpolare avansate, metoda este depășită.

REZULTATE

Estimarea vitezei optime de lucru pentru agregatul grăpă GD-4 – tractor A-1800

Pentru a include toate treptele în calcul s-a luat viteza minimă de lucru $v_0 = 0.5$ m/s. Se acceptă o adâncime medie de lucru de 15 cm, cu abateri accidentale de 3 cm, deci un interval de lucru al adâncimii cuprins între 12 și 18 cm. Pentru sol s-au considerat: $k = 10000$ N/m² și $\varepsilon = 1500$ kg/m³. În acest caz, modelul optimal definit de funcția obiectiv (3) dă viteza optimă de lucru cu valoarea $v_{opt} = 9.295$ km/h, iar modelul definit de funcția obiectiv (6), dă viteza de lucru cu valoarea $v_{opt} = 22.555$ km/h. Dacă viteza optimă obținută pentru acest caz folosind formula (4) se poate atinge, în treptele de viteză a patra și a cincea (cu forța de rezistență 25,326 kN și capacitatea de lucru 3,235 ha/oră pentru ambele trepte de viteză și consumul de 5,84 l/ha în treapta a patra de viteză, respectiv 7,264 l/ha în treapta a cincea de viteză), viteza optimă dată de formula (7) nu poate fi atinsă de tractorul A-1800, deci nici de agregatul considerat. Intervalul și modul de variație al vitezei optime (4) se poate observa în fig. 2.

Pentru același caz (sol și agregat), soluțiile optimale furnizate de programarea matematică sunt toate tangibile folosind agregatul sus menționat, în condițiile date în oricare dintre treptele de viteză ale tractorului. Trei dintre variantele posibile de optimizare, corespunzătoare la trei funcții obiectiv (consumul orar de combustibil, capacitatea de lucru și o combinație a acestora) au rezultatele date în tabelele 1, 2 și 3.

Table 1 / Tabelul 1

The results of numerical optimization for the aggregate tractor A-1800 - harrow GD 4 using the fuel consumption as a function /
 Rezultatele optimizării numerice pentru agregatul tractor A-1800 grapa GD 4 folosind ca funcție consumul de combustibil

Gear / Trepta de viteză	Optimal working depth / Adâncimea optimă de lucru, [cm]	Optimal working speed / Viteza optimă de lucru, [km/h]	Optimal fuel consumption / Consumul optim de combustibil		Tractive force / Forța de tracțiune, [kN]	Hourly working capacity / Capacitatea de lucru orară, [ha/h]
			[kg/h]	[l/ha]		
1	14	1.8 / 1,8	4.187 / 4,187	8.101 / 8,101	19.936 / 19,936	0.626 / 0,626
2	14	1.8 / 1,8	7.975 / 7,975	15.431 / 15,431	19.936 / 19,936	0.626 / 0,626
3	14	1.8 / 1,8	11.392 / 11,392	22.045 / 22,045	19.936 / 19,936	0.626 / 0,626
4	14	1.8 / 1,8	12.269 / 12,269	23.74 / 23,74	19.936 / 19,936	0.626 / 0,626
5	14	1.8 / 1,8	15.602 / 15,602	30.192 / 30,192	19.936 / 19,936	0.626 / 0,626

Table 2 / Tabelul 2

The results of numerical optimization for aggregate tractor A-1800 - harrow GD 4 using as objective function the hourly working capacity /
 Rezultatele optimizării numerice pentru agregatul tractor A-1800 grapa GD 4 folosind ca funcție obiectiv capacitatea orară de lucru.

Gear / Trepta de viteză	Optimal working depth / Adâncimea optimă de lucru [cm]	Optimal working speed / Viteza optimă de lucru [km/h]	Optimal fuel consumption / Consumul optim de combustibil		Tractive force / Forța de tracțiune, [kN]	Hourly working capacity / Capacitatea de lucru orară [ha/h]
			[kg/h]	[l/ha]		
1	14	2.703 / 2,703	4.242 / 4,242	5.466 / 5,466	20.200 / 20,200	0.941 / 0,941
2	14	5.285 / 5,285	8.615 / 8,615	5.678 / 5,678	21.537 / 21,537	1.839 / 1,839
3	14	7.065 / 7,065	13.121 / 13,121	6.469 / 6,469	22.962 / 22,962	2.459 / 2,549
4	14	9.001 / 9,001	15.371 / 15,371	5.948 / 5,948	24.978 / 24,978	3.133 / 3,133
5	14	10.439 / 10,439	19.877 / 19,877	6.598 / 6,598	26.862 / 26,862	3.651 / 3,651

Table 3 / Tabelul 3

The results of numerical optimization for aggregate tractor A-1800 - harrow GD 4 using as objective function the combination of the fuel consumption and the working capacity (13), with $p=0.25$ and the limits of the interval of working depth restricted to 14-16 cm
 / Rezultatele optimizării numerice pentru agregatul tractor A-1800 grapa GD 4 folosind ca funcție obiectiv combinația dintre consumul de combustibil și capacitatea de lucru (13), cu $p=0,25$ și limitele intervalului adncimii de lucru restrânse la 14 – 16 cm

Gear / Trepta de viteză	Optimal working depth / Adâncimea optimă de lucru, [cm]	Optimal working speed / Viteza optimă de lucru, [km/h]	Optimal fuel consumption / Consumul optim de combustibil		Tractive force / Forța de tracțiune, [kN]	Hourly working capacity / Capacitatea de lucru orară, [ha/h]
			[kg/h]	[l/ha]		
1	14	2.702 / 2,702	4.242 / 4,242	5.469	20.199	0.940
2	14	5.226 / 5,266	8.599 / 8,599	5.731	21.497	1.819
3	14	6.795 / 6,795	12.982 / 12,982	6.655	22.719	2.365
4	14	8.437 / 8,437	14.978 / 14,978	6.184	24.340	2.936
5	14	10.197 / 10,197	19.783 / 19,783	6.757	26.466	3.549

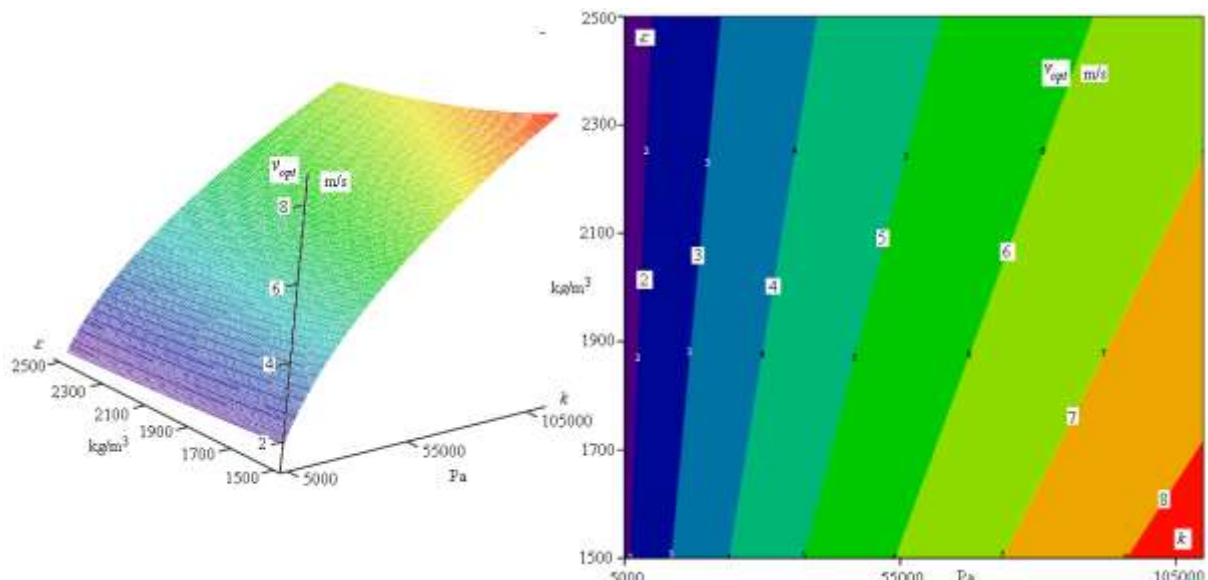


Fig. 2 - The optimal speed variation (4) with the mechanical characteristics k and ε /
 Variația vitezei optime (4) cu caracteristicile mecanice k și ε

CONCLUSIONS

The numerical results outlined above allow some conclusions with a more private nature, because the results are obtained on a particular case – specified aggregate and soil.

The only results with general character, but only in

CONCLUZII

Rezultatele numerice expuse mai sus permit câteva concluzii cu caracter mai mult particular, pentru că rezultatele sunt obținute pe un caz particular – sol și agregat specificate.

Singurele rezultate cu caracter general, dar numai în

absolute mode, are the optimal speeds (and traction forces, working capacities and fuel consumptions per hectare) given in (4) and (7). These formulas contain both a very interesting expression, those defined by the formula (4) and which gives the optimal speed as a function exclusively of the mechanical characteristics of the soil and the geometry of working bodies. This aspect will be exploited in the following articles in this series.

Are observed that the result given by the formula (7) proposes working speeds with high values compared to the values of optimal speeds proposed by the optimization through the mathematical programming method. Formula (4) gives similar values to those obtained by the mathematical programming when using superior speed gears (fourth and fifth).

It is noted that the elementary requirement of minimum consumption (Table 1) leads to a single working speed in all gears and at very low working capacity. Consumptions per hectare are not the lowest compared to other variants, due to the low working capacity realised. In turn the proposed variants of optimization through the mathematical programming method having as objective function the hourly fuel consumption (which must be minimized) are indeed characterized by the lowest hourly consumptions relative to the other variants, for each gear, but also the lowest fuel consumptions specific to unit of surface worked (fuel consumption per hectare).

In the case in which the solution of optimal problem through the mathematical programming has as objective function a function that gives to maximization of working capacity a share of 75%, and to minimization of hourly fuel consumption, 25 %, are obtained intermediate variants between the data in Tables 1 and 2 and these results are given in Table 3.

If the objective function is the working capacity (which must be maximized), the mathematical programming provides solutions given in Table 2. This contains for each gear the variant with the highest working capacity. As a consequence these variants present and the highest hourly fuel consumptions.

The existence of a large number of proposed optimal values, depending on the objectives or objectives combinations taken into consideration, makes that their validation to be possible only experimentally.

It should be noted that much of the literature, [11], [14] and [15], for example, ignores the term from the formula of tensile strength force which depends on the working speed, (1), as being negligible compared with the static term, which obviously implies low working speeds and low capacity working. However it is found that just working speed s the main variable to be optimized.

From the point of view of the applicability, is highly recommended the use of optimization methods proposed in this article, for each case individually. Dintre From the theoretical variants, is recommended as the most tangible that which gives the optimal working speed in formula (4). It is also recommended the use of mathematical programming, which however impose and the processing of traction characteristics of tractors with which are formed the targeted aggregates. Moreover, the optimization can be extended and to the choosing of the most performing tractor for the agricultural machine designed to the soil tillage targeted. These are and the main directions to continue which this article leaves.

The article will continue in a future release, with the analysis of theoretical formulas in the hypothetical space of the mechanical characteristics of the soil. Another direction to continue the the optimal calculation is that in which the expression of tensile strength force (1) changes with the more complex form proposed in [9], on condition

mod absolut, sunt vitezele optime (și forțele de tracțiune, capacitățile de lucru și consumurile de combustibil la hectar) date în (4) și (7). Aceste formule conțin ambele un termen foarte interesant, cel definit de formula (4) și care dă viteza optimă ca funcție exclusiv de caracteristicile mecanice ale solului și de geometria organelor de lucru. Acest aspect va fi exploatat în următoarele articole din această serie.

Se observă că rezultatul dat de formula (7) propune viteze de lucru cu valori mari față de valorile vitezelor optime propuse de optimizarea prin metoda programării matematice. Formula (4) dă valori similare cu cele obținute prin programarea matematică în cazul utilizării treptelor superioare de viteză (a patra și a cincea).

Se observă că cerința elementară de consum minim (tabelul 1) conduce la o singură viteză de lucru în toate treptele de viteză și la capacitate de lucru foarte mică. Consumurile la hectar nu sunt însă cele mai mici în raport cu celelalte variante, datorită capacității mici de lucru realizate. În schimb variantele propuse de optimizarea prin metoda programării matematice având ca funcție obiectiv consumul orar de combustibil (care trebuie minimizat) sunt caracterizate într-adevăr de cele mai mici consumuri orare relative la celelalte variante, pentru fiecare treaptă de viteză, dar și cele mai mici consumuri de combustibil specifice unității de suprafață lucrată (consumul de combustibil la ha).

În cazul în care soluția problemei optime prin programarea matematică are ca funcție obiectiv o funcție care acordă maximizării capacității de lucru o pondere de 75 %, iar minimizării consumului orar de combustibil, 25 %, se obțin variante intermediare între cele date în tabelele 1 și 2 și aceste rezultate sunt date în tabelul 3.

Dacă funcția obiectiv este capacitatea de lucru (care trebuie maximizată), programarea matematică furnizează soluțiile date în tabelul 2. Acesta conține pentru fiecare treaptă de viteză, varianta cu cea mai mare capacitate de lucru. Ca urmare aceste variante prezintă și cele mai mari consumuri orare de combustibil.

Existența unui mare număr de valori optime propuse, funcție de obiectivele sau combinațiile de obiective avute în vedere, fac ca validarea acestora să fie posibilă numai experimental.

Mai trebuie remarcat faptul că o mare parte din literatura de specialitate, [11], [14] sau [15], de exemplu, ignoră termenul din formula forței de rezistență la tracțiune ce depinde de viteza de lucru, (1), ca fiind neglijabil în raport cu termenul static, ceea ce evident implică viteze mici de lucru și capacități de lucru mici. Se constată însă că tocmai viteza de lucru este principala variabilă de optimizare.

Din punct de vedere aplicativ, se recomandă utilizarea metodelor de optimizare propuse în acest articol, pentru fiecare caz concret în parte. Dintre variantele teoretice, se recomandă ca fiind cea mai tangibilă cea care dă viteza optimă de lucru în formula (4). Se recomandă de asemenea folosirea programării matematice, care însă impune și prelucrarea caracteristicilor de tracțiune ale tractoarelor cu care se formează agregatele vizate. Mai mult decât atât, optimizarea se poate extinde și la alegerea celui mai performant tractor pentru mașina agricolă destinată lucrărilor solului vizată. Acestea sunt și principalele direcții de continuare pe care acest articol le lasă.

Articolul va continua într-o ediție viitoare, cu analiza formulelor teoretice în spațiul ipotetic al caracteristicilor mecanice ale solului. O altă direcție de continuare a calculului optimal este cea în care expresia forței de rezistență la tracțiune (1) se schimbă cu forma mai complexă propusă în [9], cu condiția de a explicita

to explicit the linear term dependent on speed. Also, the form of expression of tensile strength force, which is the objective function generator of the of theoretical ways to optimize, having an equally important role and in the mathematical programming method, only that not quite as explicit, can also be more complicated so that it also lead to a normal behavior of the aggregate in the simulation of its starting up from the resting position. We should mention also the possibility of inclusion among the optimization variables of working width. The working depth and width are interesting variables in the perspective of variable geometry design of agricultural machines, adjustable depending on terrain and traction machine.

REFERENCES

- [1]. Srivastava A.K., Goering C.E., Rohrbach R.P. and Buckmaster D.R. (2006) - *Engineering Principles of Agricultural Machines*, 2nd Edition. American Society of Agricultural and Biological Engineers, St. Joseph, Michigan, U.S.A.;
- [2]. Bobancu V., Mihăileanu N., Gheorghită S., Brezeanu A., Ștefănescu A., Bălănescu T. (1974) - *Dictionary of general mathematics*, Romanian Encyclopedic Publishing House;
- [3]. Căproiu S., Scripnic V., Segărceanu M., Toma D., & team (1972) - *Dictionary of agricultural mechanics*, Ceres Publishing House;
- [4]. Cesnieks S., Vilde A., Rucins A. (2006) - *Efficiency of the parameter optimisation of soil tillage units*, NJF – Seminar 378, ISSN 1653-2015, pag. 183-189;
- [5]. Dobrescu C. (1981) - *Optimization the parameters of agricultural aggregates to reduce the energy consumption*, Editorial office for agricultural technical propaganda, Bucharest;
- [6]. Grisso R., Perumpral J. V., Vaughan D., Roberson G. T., Pitman R. (2010) - *Predicting Tractor Diesel Fuel Consumption*, Virginia Tech, Virginia Cooperative Extension, publication 442-073;
- [7]. Koelsch R. K., 1978, *Gear-up and Throttle – down to save Fuel*, *Agricultural Energy Management*, PM-18.3N, FS-15.
- [8]. Letoșnev N., N., 1959, *Agricultural Machinery*, Agro-Forestry Publishing House of the State.
- [9]. Meca V. A., Cârdei P. (2012) - *Studies and researches for the Unification of resistance expression of machines designed to soil tillage with applications in optimization of their working regime*, INMATEH - Agricultural Engineering Journal, vol. 36, No. 1/2012;
- [10]. Mohamed H.I., Gabir S.I.M.N., Omer M.A.A., Abbas O.M. (2011) - *A program for Predicting Performance of Agricultural Machinery in Visual Basic*, Research Journal of Agriculture and Biological Sciences, 7(1): 32-41;
- [11]. Scripnic V., Babiciu P. (1979) - *Agricultural machines*, Ceres Publishing House, Bucharest;
- [12]. Șandru A., Bădescu M., Șandru L. (1982) - *Reducing energy consumption by rational use of of agricultural aggregates*, Romanian Writing Publishing House, Craiova;
- [13]. Șandru A., Popescu S., Cristea I., Neculăiaș V. (1983) - *Exploitation of agricultural machinery*, Didactical and Pedagogical Publishing House, Bucharest;
- [14]. Tecușan N., Ionescu E. (1982) - *Tractors and automobiles*, Didactical and Pedagogical Publishing House, Bucharest;
- [15]. Toma D., Neagu T., Florescu I., Lepși S. (1978) - *Agricultural tractors*, Didactical and Pedagogical Publishing House, Bucharest;
- [16]. Zoz F.M. (1973) - *Optimum Width and Speed for Least Cost Tillage*, Winter Meeting AMERICAN SOCIETY OF AGRICULTURAL ENGINEERS, papers 73-1528.

termenul liniar dependent de viteză. De asemenea, forma expresiei forței de rezistență la tracțiune, care este generatoarea funcției obiectiv la căile teoretice de optimizare, având un rol tot atât de important și în metoda programării matematice, numai că nu tot atât de explicit, mai poate fi încă complicată astfel încât aceasta să conducă și la un comportament normal al agregatului în simularea plecării acestuia din poziție de repaus. Mai menționăm și posibilitatea includerii între variabilele de optimizare a lățimii de lucru. Adâncimea și lățimea de lucru sunt variabile interesante în perspectiva proiectării mașinilor agricole cu geometrie variabilă, reglabilă funcție de teren și mașina de tracțiune.

BIBLIOGRAFIE

- [1]. Srivastava A.K., Goering C.E., Rohrbach R.P. and Buckmaster D.R. (2006) - *Principiile Ingineriei Mașinilor Agricole*, A doua ediție, Societatea Americană de Inginerie Agricolă și Biologie (ASABE), St. Joseph, Michigan, U.S.A.;
- [2]. Bobancu V., Mihăileanu N., Gheorghită S., Brezeanu A., Ștefănescu A., Bălănescu T. (1974) - *Dicționar de matematici generale*, Editura enciclopedică română;
- [3]. Căproiu S., Scripnic V., Segărceanu M., Toma D., & colectivul (1972) - *Dicționar de mecanică agricolă*, Editura Ceres;
- [4]. Cesnieks S., Vilde A., Rucins A. (2006) - *Eficiența optimizării parametrilor uneltelor de lucrat solul*, Seminarul - NJF, ISSN 1653-2015, pag. 183-189;
- [5]. Dobrescu C. (1981) - *Optimizarea parametrilor agregatelor agricole în scopul reducerii consumului de energie*, Redacția de propagandă tehnică agricolă, București;
- [6]. Grisso R., Perumpral J. V., Vaughan D., Roberson G. T., Pitman R. (2010) - *Prezicerea consumului de combustibil la tractoare*, Virginia Tech, Extinderea Cooperativei Virginia, publicarea 442-073;
- [7]. Koelsch R. K., 1978, *Gear-up and Throttle – down to save Fuel*, *Agricultural Energy Management*, PM-18.3N, FS-15.
- [8]. Letoșnev N., N., 1959, *Mașini Agricole*, Editura Agro-Silvică de Stat.
- [9]. Meca V. A., Cârdei P. (2012) - *Studii și cercetări pentru unificarea exprimării rezistenței mașinilor destinate lucrării solului cu aplicații în optimizarea regimului de lucru al acestora*, Jurnalul INMATEH - Agricultural Engineering, vol. 36, nr. 1/2012;
- [10]. Mohamed H.I., Gabir S.I.M.N., Omer M.A.A., Abbas O.M. (2011) - *Un program pentru prezicerea performanțelor mașinilor agricole în Visual Basic*, Jurnalul de Cercetări în Științe Agricole și Biologice, 7(1): 32-41;
- [11]. Scripnic V., Babiciu P. (1979) - *Mașini agricole*, Editura Ceres, București;
- [12]. Șandru A., Bădescu M., Șandru L. (1982) - *Reducerea consumului de energie prin folosirea rațională a agregatelor agricole*, Editura Scrisul Românesc, Craiova;
- [13]. Șandru A., Popescu S., Cristea I., Neculăiaș V. (1983) - *Exploatarea utilajelor agricole*, Editura Didactică și Pedagogică, București;
- [14]. Tecușan N., Ionescu E. (1982) - *Tractoare și automobile*, Editura Didactică și Pedagogică, București;
- [15]. Toma D., Neagu T., Florescu I., Lepși S. (1978) - *Tractoare agricole*, Editura Didactică și Pedagogică, București;
- [16]. Zoz F.M. (1973) - *Viteza și lățimea optimă pentru costuri minime de lucrat solul*, Reuniunea DE IARNA a Societății Americane a Inginerilor Agricoli, lucrări 73-1528.

SOIL FARM MACHINERY OPERATING MODE: FROM THE OPTIMIZATION TO THE BASIS (2)

REGIMURILE DE LUCRU ALE MASINILOR DESTINATE LUCRARILOR SOLULUI: DE LA OPTIMIZARE LA FUNDAMENTE 2)

Math. Cârdei P.¹⁾, Assoc. Prof. PhD. Eng. Kostadinov G.²⁾

¹⁾INMA Bucharest / Romania; ²⁾RILRAM Sofia / Bulgaria

Tel: 021-2693276; E-mail: petru_cardei@yahoo.com

Abstract: The article continues to present some results related to those in [3], thoroughly studying the results of aggregates working optimization operating mode designed to soil works, their significance and interpretation.

Keywords: basis, soil, farm, machinery, optimisation

INTRODUCTION

In [3] we have tackled several ways of optimization for machines designed to soil works. Theoretical and numerical results were obtained. The theoretical results have been obtained after solving the problems of optimum. Numerical solutions were obtained by mathematical programming. The theoretical solution which obtains the smallest optimum speed gives it a value closed to optimum speeds of working regimes found out by mathematical programming, in tractor's higher velocity steps. Therefore, optimum speed (4) from first part is tangible. The speed structure and its significance is very relevant.

In [8] the classical calculation formulae for resistance force of agricultural machines for preparing the germinating bed have been substantially modified, by unifying the calculus of resistance force to traction for ploughs. So, it was possible to formulate the optimality problem statement at machines for preparing the germinating bed similarly to ploughs.

The optimal construction process of working regimes, especially theoretically, based on analytical solutions brought in the forefront the optimal speeds formulae with a very interesting structure, (4) and (7) from first part of article. The main relevant term is the report between specific resistance to soil deformation, k , and the coefficient defining the term depending on the square of working speed in the formula of resistance force to traction in [9], respectively the formula (1) from [11], ε . Their relation has the dimension of a velocity square, and the ratio's square root has obviously the size of a speed.

It is important to notice that the specific resistance to soil deformation, as a specific term of soil working agricultural machines theory has the value of a voltage or pressure, and coefficient ε , has the size of a mass density, as we have shown in [8] and is also shown in [6] and represents a physical dimension specific to soil working machines. Therefore, according to general theory of waves propagation in continuous media, the optimal speed given by (4), in first part of paper, can be assimilated as a propagation speed of a certain type of waves into the soil. Finding the nature of these waves is the answer we are trying to give after assimilating all the physical values specific to agricultural machines for soil works, k , ε , as values appropriate to classical mechanics of continuous media.

The main goal of this article is to expose a suggestion of passing from the two values appropriate to soil working machines to mechanical values generally used in the theory of continuous body from mechanics of continuous media, a common language for the theory of metallic

Rezumat: Articolul continuă expunerea unor rezultate conexe cu cele din prima parte a articolului, în sensul analizei aprofundate a rezultatelor optimizării regimului de lucru al agregatelor destinate lucrărilor solului și semnificației și interpretării acestora.

Cuvinte cheie: fundamente, sol, mașini agricole, optimizare

INTRODUCERE

În prima parte a articolului abordat mai multe căi de optimizare pentru mașinile destinate lucrărilor solului. S-au obținut rezultate teoretice și numerice. Rezultatele teoretice s-au obținut în urma rezolvării unor probleme de optimum cu legături. Soluțiile numerice au fost obținute folosind programarea matematică. Soluția teoretică ce obține viteza optimă cea mai mică dă o valoare a acesteia apropiată de vitezele optime ale regimurilor de lucru găsite prin metoda programării matematice, în treptele superioare de viteză ale tractorului. Prin urmare viteza optimă (4) din prima parte este tangibilă. Este interesantă structura acesteia și semnificația ei și de la aceasta au plecat considerațiile de bază.

În [8] s-au modificat substanțial formulele clasice de calcul pentru forța de rezistență a mașinilor agricole pentru pregătirea patului germinativ, unificând calculul pentru acest tip de mașini agricole cu calculul forței de rezistență la tracțiune pentru pluguri. Astfel a fost posibilă formularea enunțului problemei de optimalitate la mașinile pentru pregătirea patului germinativ similar cu aceeași problemă privind plugurile.

Procesul de construcție optimă a regimurilor de lucru, în special pe cale teoretică, cu soluții analitice, a adus în prim plan formule ale vitezelor optime cu o structură foarte interesantă, (4) și (7) din prima parte a articolului. Termenul principal care stărnește interesul este raportul dintre rezistența specifică la deformare a solului, k , și coeficientul care definește termenul dependent de pătratul vitezei de lucru în formula forței de rezistență la tracțiune din [9], respectiv formula (1) din [8], ε . Raportul acestora are dimensiunea pătratului unei viteze, iar rădăcina pătrată a raportului, evident, dimensiunea unei viteze.

În continuare, se remarcă faptul că rezistența specifică la deformare a solului, care este un termen specific teoriei mașinilor agricole destinate prelucrării solului, are dimensiunea unei tensiuni sau presiuni, iar coeficientul ε , are dimensiunea unei densități de masă, așa cum s-a arătat în [8] și se arată și în [6] și este o mărime fizică de asemenea specifică teoriei mașinilor agricole destinate lucrărilor solului. Ca urmare, în concordanță cu teoria generală a propagării undelor în medii continue, viteza optimă dată de (4), în prima parte a lucrării, poate fi asimilată cu o viteză de propagare a unui tip de unde în sol. Ce fel de unde, rămâne să încercăm un răspuns după ce vom asimila mărimile fizice specifice teoriei mașinilor agricole destinate lucrării solului, k , ε , cu mărimi corespunzătoare din mecanica clasică a mediilor continue.

Scopul principal al acestui articol este de a expune o propunere de trecere de la cele două mărimi specifice teoriei mașinilor agricole destinate lucrărilor solului la mărimi mecanice unanim folosite în teoria corpului continuu din mecanica mediilor continue, limbaj în care se exprimă și teoria deformării

structures deformation, geotechnics or other scientific and technical domains. This way, we can make the connection between the laboratory data obtained at soil tests and soil characteristics used in formulae and calculations above.

For a more explanatory exposing, we defined all the variables involved in table 1.

structurilor metalice, geotehnica sau alte domenii științifice și tehnice. Prin realizarea acestui pas se poate face și legătura între datele de laborator obținute la încercarea solurilor și caracteristicile solului folosite în formulele și calculele de mai sus.

Pentru comoditatea expunerii s-au definit toate variabilele implicate în expunere în tabelul 1.

Table 1 / Tabelul 1

Problem parameters / Parametri problemei

Parameter denomination / Denumirea parametrului	Notation / Notație	Dimension and measuring unit / Dimensiune și unitatea de măsură
Parameters characterizing the soil physical features / Parametrii care caracterizează proprietățile fizice ale solului		
Coefficient characterizing the specific resistance to soil deformation / Coeficient care caracterizează rezistența specifică la deformare a solului	k	$ML^{-1}T^{-2}$; Pa
Coefficient depending on shape of active surface of working parts and soil characteristics / Coeficient dependent de forma suprafeței active a organelor de lucru și de proprietățile solului	ε	ML^{-3} ; kg/m^3
Coefficient depending on working parts active surface / Coeficient care depinde de forma suprafeței active a organelor de lucru	ε'	-
Soil mass density / Densitatea de masă a solului	ρ	ML^{-3} ; kg/m^3
Soil humidity/Umiditatea solului	u	%
Limit stress of soil flowing at compression / Tensiunea limită de curgere a solului la comprimare	σ_{cc}	$ML^{-1}T^{-2}$; Pa
Limit stress of soil flowing at shearing (cutting) / Tensiunea limită de curgere a solului la forfecare (tăiere)	σ_{ct}	$ML^{-1}T^{-2}$; Pa
Limit stress of soil splitting at compression / Tensiunea limită de fisurare a solului la comprimare	σ_{fc}	$ML^{-1}T^{-2}$; Pa
Limit stress of soil splitting at shearing / Tensiunea limită de fisurare a solului la forfecare (tăiere)	σ_{ft}	$ML^{-1}T^{-2}$; Pa
Parameters characterizing the geometry of machine and aggregate / Parametri care caracterizează geometria mașinii și agregatului		
Protection of working depth on the normal plan to forward direction / Proiecția adâncimii de lucru pe planul normal la direcția de înaintare	a	L; m
Protection of a part working width on the normal plan to forward direction / Proiecția lățimii de lucru a unui organ pe planul normal la direcția de înaintare	b	L; m
Number of working parts / Numărul de organe de lucru	n	-
Machine working width / Lățimea de lucru a mașinii	B	m
Parameters characterizing the process dynamics / Parametri care caracterizează dinamica procesului		
Working speed / Viteza de lucru	v	m/s
Force of resistance to traction / Forța de rezistență la tracțiune	R	MLT^{-2} ; N
Coefficient of friction between soil and machine supporting parts on soil / Coeficient de frecare între sol și părțile de sprijin ale mașinii agricole pe sol	f	-
Mass of the machine designed to soil works / Masa mașinii destinată lucrărilor solului	m	M; kg
Gravity acceleration / Accelerația gravitațională	g	LT^{-2} ; m/s^2
Agricultural machine weight / Greutatea mașinii agricole	G	MLT^{-2} ; N
Parameters characterizing the process energetics / Parametri care caracterizează energetica procesului		
Hourly fuel consumption / Consumul de combustibil orar	C_h	MT^{-1} ; kg/s
Fuel consumption specific to surface unit worked / Consumul de combustibil specific unității de suprafață lucrate	C_w	ML^{-2} ; kg/m^2
Motion parameters of a rigid body into a fluid / Parametri mișcării unui solid rigid într-un fluid		
Forward resistance coefficient / Coeficientul de rezistență la înaintare	C_x	-
Maximum area section obtained by crossing the body with a normal plan at speed direction $\vec{v}_\infty$ / Secțiunea de arie maximă obținută prin intersecția solidului cu un plan normal la direcția vitezei $\vec{v}_\infty$	A	L^2 ; m^2
Fluid velocity/ Viteza fluidului	$\vec{v}_\infty$	LT^{-1} ; m/s
Resistance opposed to a solid body when moving into a fluid, towards the displacement direction / Rezistența întâmpinată de un corp solid în mișcarea într-un fluid, pe direcția de deplasare	R_f	MLT^{-2} ; N
Reynolds number / Numărul lui Reynolds	Re	-
Dynamic viscosity / Vâscozitatea dinamică	μ	$ML^{-1}T^{-1}$; $kgm^{-1}s^{-1}$

MATERIAL AND METHOD

Main formula from which the resistance force formula appearing in [6] starts:

$$R = fG + (k + \varepsilon v^2) aB, \quad (1)$$

Using formula (1) and formula of working capacity, a problem of optimum is formulated (which reduces to minimum an objective function such as in [2] or [11]), leading to the following formula of optimum working speed:

$$v_{\min} = \sqrt{\frac{k}{\varepsilon}}, \quad (2)$$

And, respectively, resistance force to minimum traction:

$$R_{\min} = fG + 2kaB \quad (3)$$

MATERIAL ȘI METODĂ

Formula de bază de la care se pleacă este formula forței de rezistență la tracțiune care apare în [6]:

Folosind formula (1) și formula capacității de lucru se formulează o problemă de optimum (care minimizează o funcție obiectiv construită ca în [2] sau [11]) care conduce la următoarea formulă a vitezei optime de lucru:

și corespunzător, forța de rezistență la tracțiune minimă:

An alternative to optimization method in [2] or [11], is given in first part of paper and leads to appropriate coordinates of optimal point, the speed:

$$v_{\min} = \sqrt{\frac{fG}{\varepsilon aB} + \frac{k}{\varepsilon}}, \quad (4)$$

Respectively the resistance force to traction:

$$R_{\min} = 2 fG + kaB \quad (5)$$

It can be noticed that the ratio between the soil characteristics, k and ε under the radical in formula (2), which has the value of a speed square, appears in both optimal speed formulae. This relation between main mechanical soil characteristics, relation between a stress value and a physical dimension with density value have suggested the fact that this report could be the square of waves propagation speed into the soil, deduced from continuous media mechanics and waves propagation in continuous media. In order to exploit this idea, soil parameters dependence, k and ε , on parameters defining the mechanical model of continuous body, [5], or [10] should be investigated

Hypotheses on coefficient nature ε

Coefficient type ε , introduced in formula of resistance force to traction for ploughs, in [6], is partially cleared by the author in that paper [6]. After [6], coefficient ε is defined by the formula:

$$\varepsilon = \varepsilon' \cdot \frac{\gamma}{g} \quad (6)$$

The report between the specific weight and gravity acceleration is soil mass density and then, the formula (6) is more easily written:

$$\varepsilon = \varepsilon' \cdot \rho \quad (7)$$

As [9] states that coefficient ε' depends only on the working part surface shape, we introduce a first hypothesis where we supposed that close to contact surface of working part, soil plastifies or gets broken (possibly flows in certain conditions), so that the machine parts movement is similar to a rigid body motion into a fluid, which features are going to be precised afterwards. We have supposed that overcoming the static component of resistance force to soil deformation, kaB , transforms a small soil area around the working part approach surface into a plastified area where the part displacement is performed in a more viscous flow.

Resistance set back by a solid body moving into a fluid, on displacement direction, according to [6], is:

$$R_f = \frac{1}{2} C_x \rho A V_{\infty}^2. \quad (8)$$

Comparing the term depending on the speed square in formula (1) with (8), taking into account of (7) and assimilating the working speed $\vec{v}$ with the speed $\vec{V}_{\infty}$, it is obtained the formula:

$$\varepsilon' = \frac{1}{2} C_x \quad (9)$$

Then, the formula (1) may be written as:

$$R = fG + \left(k + \frac{1}{2} C_x \rho v^2\right) aB \quad (10)$$

The following structure results for ε coefficient

$$\varepsilon = \frac{1}{2} C_x \rho \quad (11)$$

Therefore, coefficient ε depends on soil features by its mass density and on working parts active surface shape

O alternativă la metoda de optimizare din [2] sau [11], este cea dată în prima parte a lucrării și care conduce la coordonatele corespunzătoare ale punctului optimal, viteza:

Respectiv forța de rezistență la tracțiune:

Se observă că raportul dintre caracteristicile solului, k și ε de sub radicalul din formula (2), care are dimensiunea pătratului unei viteze, apare în formula ambelor viteze optimale. Acest raport între caracteristicile mecanice de bază ale solului, raport între o mărime cu dimensiune de tensiune și o mărime fizică cu dimensiune de densitate sugerează faptul că acest raport ar putea fi pătratul unei viteze de propagare a unor unde în sol, sugestia fiind dată de mecanica mediilor continue și propagarea undelor în acestea. Pentru a putea exploata această idee, trebuie investigată dependența parametrilor caracteristici ai solului, k și ε , de parametrilor care definesc modelul mecanic al corpului continuu, [5] sau [10].

Ipoteze asupra naturii coeficientului ε

Natura coeficientului ε , introdus în formula forței de rezistență la tracțiune pentru pluguri, în [6], este parțial lămurită de autor în acea lucrare. După [6], coeficientul ε se definește prin formula:

Raportul dintre greutatea specifică și accelerația gravitațională este densitatea de masă a solului și atunci formula (6) se scrie mai simplu:

Cum [9] afirmă că coeficientul ε' depinde numai de forma suprafeței organului de lucru, introducem o primă ipoteză în care s-a presupus că în vecinătatea suprafeței de contact a organului de lucru, solul se plastifică sau se rupe (posibil și un fenomen de lichefiere în anumite condiții), astfel încât deplasarea organelor de lucru ale mașinilor destinate lucrărilor solului în sol se consideră similară cu mișcarea unui corp rigid într-un fluid ale cărui proprietăți se vor preciza mai târziu. S-a presupus că învingerea componentei statice a forței de rezistență la deformare a solului, kaB , transformă o mică vecinătate a solului din jurul suprafeței de atac a organului de lucru într-o zonă plastificată în care deplasarea organului se face ca într-un fluid mai vâscos.

Rezistența întâmpinată de un corp solid în mișcarea într-un fluid, pe direcția de deplasare, conform [3], este:

Comparând termenul ce depinde de pătratul vitezei în formula (1) cu (8), ținând seama de (7) și asimilând viteza de lucru $\vec{v}$ cu viteza $\vec{V}_{\infty}$, se obține formula:

Atunci formula (1) se poate scrie sub forma:

Rezultă pentru coeficientul ε următoarea structură:

Prin urmare, coeficientul ε depinde de proprietățile solului prin densitatea de masă a acestuia iar de forma

through the resistance coefficient C_x . In order to define the resistance coefficient, the indications from Fluid Theory literature may be used, e.g. [3] or other applications, e.g. [12]. It follows :

$$C_x = C_x(\text{Re}) \quad (12)$$

where:

unde:

$$\text{Re} = \frac{vL\rho}{\mu} \quad (13)$$

where L is a value characteristic of the phenomenon (for soil working parts, it may be working depth or working width). Variable ρ is in this formula the fluid density, but because the fluid will simulate the soil behaviour around the working part, we kept the same notation as for soil density. In specialty literature of fluid mechanics and hydraulics, e.g. [8], certain specifications on the concrete form of the relation (12) are made depending on the value of Reynolds number. An approximate estimation of possible values of Reynolds number when the working part moves into the soil, shows the manner in which it can have values framed between 0.1 and 280. For small Reynolds numbers, category in which the values estimated before frame, [6] și [16], we should use the Lamb formula in order to calculate the resistance coefficient C_x depending on Reynolds number.

în care L este o dimensiune caracteristică a fenomenului (în cazul organelor de lucru în sol poate fi de exemplu adâncimea a de lucru sau lățimea de lucru). Variabila ρ este în această formulă densitatea fluidului, dar deoarece fluidul va simula comportamentul solului în jurul organului de lucru, s-a păstrat aceeași notație ca pentru densitatea solului. În literatura de specialitate de mecanica fluidelor și hidraulică, de exemplu [8], se fac anumite precizări asupra formei concrete a relației (12) funcție de valoarea numărului lui Reynolds. O estimare aproximativă a valorilor posibile ale numărului lui Reynolds în condițiile deplasării unui organ de lucru în sol, arată că aceasta poate lua valori cuprinse între 0.1 și 280. Pentru numere Reynolds relativ mici, categorie din care fac parte cele estimate mai înainte, [3] și [13], de exemplu sugerează folosirea formulei lui Lamb pentru calculul coeficientului de rezistență C_x , funcție de numărul lui Reynolds:

$$C_x = \frac{8\pi}{\text{Re}(2.2 - \ln \text{Re})} \quad (14)$$

The author [13] gives also alternative formulae. The most appropriate formula should be chosen by those who practically will verify this theory and by users. For dynamic viscosity values of soil we have used the data from [7] and [4]. In order to obtain a more concentrated expression of traction force, let us introduce (13) in (14) and then the coefficient C_x obtained in expression (10) of traction force. First of all we obtain:

Autorul [13] dă și formule alternative. Rămâne ca alegerea celei mai potrivite să fie făcută de cei ce vor verifica practic această teorie și de utilizatori. Pentru valori ale vâscozității dinamice a solului s-au folosit date din [7] și [4]. Pentru a obține o expresie mai concentrată a forței de tracțiune, să introducem (13) în (14) și apoi coeficientul C_x astfel obținut în expresia (10) a forței de tracțiune. Se obține mai întâi:

$$C_x = \frac{8\pi}{\frac{\rho_{av}}{\mu} \left(2.2 - \ln \frac{\rho_{av}}{\mu} \right)} \quad (15)$$

Therefore, the resistance coefficient C_x depends on speed and working depth, mass density and soil dynamic density. Moreover, taking into account the placing angle of working part on the soil, we may state an alternative hypothesis for the resistance coefficient.

Astfel, coeficientul de rezistență C_x devine funcție de viteză și adâncimea de lucru, de densitatea de masă și de vâscozitatea dinamică a solului. Mai mult, ținând seama de unghiul de așezare a organului de lucru pe sol, se poate emite pentru coeficientul de rezistență ipoteza alternativă:

$$C_x = \frac{8\pi \sin(\alpha)}{\frac{\rho_{av}}{\mu} \left(2.2 - \ln \frac{\rho_{av}}{\mu} \right)} \quad (16)$$

Introducing (16) in (10), results the following formula for resistance force to traction.

Introducând (16) în (10), rezultă următoarea formulă pentru forța de rezistență la tracțiune:

$$R = fG + \left(k + \frac{4\pi\mu \sin(\alpha)}{a \left(2.2 - \ln \frac{\rho_{av}}{\mu} \right)} v \right) aB \quad (17)$$

It appears a more complex traction force dependence on speed than in case 1. Nevertheless, Lamb formula (14), is valuable only for $0.1 < \text{Re} < 9.025$. Therefore, formula (17) shall be applied only for Re within the interval precised and, for safety reasons, for $0.2 < \text{Re} < 8$. For the general case, the basis formula remains (10) and coefficient C_x should be calculated according to Reynolds number values, eventually using formulae from hydraulics or aerodynamics, at least till the creation of an experimental archive related to bodies motion into the soil,

Apare astfel o dependență a forței de tracțiune mult mai complexă de viteză, decât în cazul (1). Totuși, formula lui Lamb, (14), este valabilă numai pentru $0.1 < \text{Re} < 9.025$. Prin urmare formula (17) se va aplica numai pentru Re în interiorul intervalului precizat și, pentru siguranță, pentru $0.2 < \text{Re} < 8$. Pentru cazul general, formula de bază rămâne (10) iar coeficientul C_x se va calcula funcție de valorile numărului lui Reynolds, eventual folosind formule din hidraulică sau aerodinamică, cel puțin până la dezvoltarea unei arhive experimentale privind mișcarea corpurilor în

namely the *therrodynamics*.

Hypotheses on type of coefficient characterizing the soil specific resistance to deformation, k

Coefficient k , characterizing, according to [9], the soil specific resistance to deformation, has the physical dimension of a stress. This coefficient should be identified with one of stresses of soil as continuous media or a combination between stress and medium. Among the limit stresses aiming to play the k role, we can enumerate the limit stress of elastic linear plan, plastifying limit stress (flowing) or limit breaking stress (failure) or a combination of these. The roles may be changed according to soil humidity and mechanical behaviour. As a first theoretical approximation, for humid and soft soils, k may be assimilated as limit plastifying stress, and for hard and breakable soils, as limit splitting stress. In [4] are given the values of limit flowing stress in known humidity and compaction conditions.

Therefore, for humidities comprised between 10% and 20 % and settling compressions framed within 100 and 300 kN, the limit plastifying stress measured has values comprised between 4 and 300 kPa. These values include the intervals in which the resistance coefficient varies according to soil deformation in specialty literature, [6], [11]. This limit stress can be compression or shearing stress (cutting), the both strain methods being present in soil preparation by means of soil working machines parts. At the same part, in areas with shearing phenomena, the limit stress can be flowing stress or cleaving by shearing. Values and variation of these limit stresses for different types of soils and different moisture values represent subjects for other relevant papers. Characteristic curves of stress-deformation for each case (compression or shearing) are very interesting subjects for specialists in soil mechanics.

Our basis hypothesis states that the resistance coefficient to soil deformation, k , from (1) may be one of limit stresses or a combination (linear or non-linear) of them. We notice this limit stress with σ . Then, taking in consideration also of (17), formula of the resistance force will be of the form of mechanic values defined in classical mechanic.

sol, adică ceea ce s-ar putea numi *terodinamică*.

Ipoteze asupra naturii coeficientului care caracterizează rezistența specifică a solului la deformare, k

Coeficientul k , ce caracterizează, conform [9], rezistența specifică a solului la deformare, are dimensiunea fizică a unei tensiuni. Acest coeficient ar trebui identificat cu una dintre tensiunile caracteristice ale solului privit ca mediu continuu sau cu o combinație a acestora. Printre tensiunile limită care pot candida la rolul lui k , se pot enumera: tensiunea limită a palierului liniar elastic, tensiunea limită de plastificare (curgere) sau tensiunea limită de rupere (cedare) sau o combinație a acestora. Funcție de umiditatea solului și de comportamentul mecanic al acestuia funcție de umiditate, rolurile pot fi schimbate. Într-o primă aproximație, teoretică, pentru solurile umede și moi, k poate fi asimilat cu tensiunea limită de plastificare, pentru cele tari și casante, cu tensiunea limită de rupere. În [4] sunt date valori ale tensiunii limită de curgere a solului în condiții de umiditate și compactare cunoscute.

Astfel, pentru umidități cuprinse între 10% și 20 % și tensiuni de compactare cuprinse între 100 și 300 kN, tensiunea limită de plastificare măsurată are valori cuprinse între 4 și 300 kPa. Aceste valori includ intervalele în care variază coeficientul de rezistență la deformare a solului în literatura de specialitate, [6], [11]. Această tensiune limită poate fi cea de comprimare sau de forfecare (tăiere), ambele moduri de solicitare fiind prezente în procesul de prelucrare a solului de către organele de lucru ale mașinilor de prelucrat solul. De asemenea, în zonele în care au loc fenomenele de forfecare, tensiunile limită pot fi cele de curgere sau fisurare prin forfecare. Valorile și variația acestor tensiuni limită pentru diverse tipuri de soluri și la diverse valori ale umidității sunt subiecte pentru alte lucrări. Curbele caracteristice tensiune – deformare pentru fiecare dintre cazuri (compresiune sau forfecare) constituie subiecte foarte interesante pentru specialiștii în mecanica solurilor.

În esență, ipoteza noastră de bază este aceea că coeficientul de rezistență la deformare a solului, k , din (1) poate fi una dintre aceste tensiuni limită sau o combinație (liniară sau nu) a acestora. Notăm această tensiune limită cu σ . Atunci, ținând seama și de (17), formula forței de rezistență va primi o formă ce conține numai mărimi mecanice definite în mecanica clasică:

$$R = fG + \left(\sigma + \frac{4\pi\mu \sin(\alpha)}{a \left(2.2 - \ln \frac{\rho a v}{\mu} \right)} v \right) aB. \quad (18)$$

The following remarks could be drawn:

- O1) soil is not a homogenous and isotropic medium;
- O2) soil mechanical features most vary on vertical, more precisely along with soil depth;
- O3) Considering the variation of mechanical properties of soil only working depth, formula (18) becomes:

Se impun următoarele observații:

- O1) Solul nu este un mediu omogen și izotrop;
- O2) Proprietățile mecanice ale solului variază sensibil pe verticală, mai precis cu adâncimea în sol;
- O3) Considerând variația proprietăților mecanice ale solului numai cu adâncimea de lucru, formula (18) devine:

$$R = \frac{1}{a} \int_0^a \left[f x G + \left(\sigma x + \frac{4\pi\mu x \sin(\alpha)}{a \left(2.2 - \ln \frac{x \rho x v}{\mu x} \right)} v \right) xB \right] dx. \quad (19)$$

So, formula (1) was brought to a form containing only values of classical mechanics and mechanics of continuous media, respecting their most strong variation into the soil, namely according to soil depth.

For many types of soil of existing curves of dependence between mass density and humidity for many types of soil. By interpolation or other methods, this

Cu aceasta am adus formula (1) la o formă care conține numai mărimi ale mecanicii clasice și mecanicii mediilor continue, respectând și variația cea mai pronunțată a acestora în sol, anume după adâncimea în sol.

Pentru multe tipuri de soluri există curbe de dependență a densității de masă de umiditate. Prin interpolare sau alte metode, această dependență se poate

dependence can be introduced in (17). We can make the same remark for physical values through which the coefficient of resistance to soil deformation, k is expressed.

Hypotheses on soil mechanical characteristics

If soil limit stress, σ , appearing in (18) or (19) is soil shearing stress (main operation performed by soil working machines parts in the soil) then, this has values framing within 20 and 150 kPa, namely the common values for soil resistance coefficient to deformation, k . In this case, speed (2) may be interpreted as propagation speed of shearing waves into the soil. This would be the optimum working speed, when, obviously it can be reached and other criteria related to optimization problem are inexistent to annul it.. Limit compressing stresses values are much higher, starting from 1 MPa. For correctly evaluating the origin of resistance coefficient to deformation, k , we must take into account the operation performed by working parts of machines designed to work the soil.. So, according to [12], ploughs working parts deform the soil by shearing and breaking (splitting, mincing). In [9] is shown that after the first stage when the part compresses the soil, a certain value of force leading to limit shearing or breakage stress (smaller than plastifying limit by soil compression) is reached, and then the soil shears or splits. These mechanical deformations are produced by most working parts of cultivators harrows, cutters, etc. This way it is explained how stress that working parts should overcome into the soil is similar to limit shearing or breaking stress. In fact, at soil splitting, first its cohesion is overcome, or the cohesion stress has values of tens of kilopascals. Therefore, the optimal speed (2) is calculated also by considering cohesion as resistance coefficient to soil deformation, k . Obviously, these limit stresses are first reached and then the soil fails either by shearing or breaking and not by compression, which is a deformation where soil fails under bigger stress. The working part shape and the sharpening level of its cutting edges have a great importance in maintaining this order of failure, as a decisive characteristic for energy saving and a quality work. For clay soils, sandy-clay and alluvial clay soils with small plasticity, the cohesion stress frames within 10 and 30 kPa; for the same soils but with high plasticity, cohesion varies between 15 and 25 kPa. Other agricultural soils have the cohesion comprised between 0 and 10 kPa. As a general rule, for agricultural soils, optimum speed (2) varies between 2 and 15 m/s, smaller values characterizing soils currently tilled, the big ones being appropriate to temporary uncultivated fields, layed fallow.

RESULTS

The main results of researches described here consist in rewriting the relation of resistance force to traction as the basis form (10) or, particularized (18) or (19). Variation along with working depth and speed is graphically represented in fig. 1. It has worked on a dry soil with steady density $\rho = 1100 \text{ kg/m}^3$, dynamic viscosity $\mu = 500 \text{ Ns/m}^2$, coefficient of friction soil-steel $f = 0.3$, mass of towed machine $m = 3600 \text{ kg}$, limit shearing stress $\sigma = 20000 \text{ Pa}$, working width, $B = 4 \text{ m}$. Values obtained frame within light soil range.

introduce în (17). Aceeași observație se referă și la mărimile fizice prin care se exprimă coeficientul de rezistență la deformare a solului, k .

Ipoteze asupra caracteristicilor mecanice ale solului

Dacă tensiunea limită a solului, σ , care apare în (18) sau în (19) este tensiunea de forfecare a solului (operație principală pe care organele de lucru ale mașinilor agricole destinate lucrărilor solului o execută în sol) aceasta are valori cuprinse între 20 și 150 kPa, adică exact valori comune pentru coeficientul de rezistență a solului la deformare, k . În acest caz se poate interpreta viteza (2) ca viteza de propagare a undelor de forfecare în sol. Aceasta ar fi viteza optimă de lucru, evident, atunci când se poate atinge și nu există în problema de optimizare alte criterii care să o înlăture. Tensiunile limită de comprimare au valori mult mai mari, începând de la 1 MPa. Pentru a putea evalua corect proveniența coeficientului de rezistență la deformare a solului, k , trebuie avut în vedere procesul de lucru desfășurat sol de organele de lucru ale mașinilor destinate lucrărilor solului. Astfel, după [9], organele de lucru ale plugurilor deformează solul prin forfecare și rupere casantă (spargere, mărunțire). În [6] se arată că, după etapa incipientă în care organul de lucru comprimă solul, se atinge o vaoare a forței care conduce la apariția tensiunii limită de forfecare sau de rupere (mai mici decât limita de plastificare prin comprimare a solului) în material, și atunci solul se foarfecă sau se sparge. Aceste deformări mecanice le produc majoritatea celorlalte organe de lucru ale cultivatoarelor, grapelor, frezelor, etc. În acest mod de lucru constă explicația pentru care tensiunea pe care organele de lucru o au de învins în sol este de ordinul celei limită de forfecare sau de rupere casantă. În fond, la spargerea solului se învinge în primul rând coeziunea acestuia, ori tensiunea de coeziune are valori de ordinul zecilor de kilopascali. Prin urmare viteza optimă (2) se poate calcula și prin considerarea coeziunii pe locul coeficientului de rezistență la deformare a solului, k . Evident că aceste tensiuni limită se ating primele și atunci solul cedează fie prin forfecare, fie prin spargere și nu prin compresiune, mod de deformare la care cedarea se produce la tensiuni mult mai mari. La menținerea acestei ordini de cedare își aduce contribuția în primul rând forma organului de lucru și gradul de ascuțire a muchiilor lui tăietoare, caracteristică decisivă în lucrul de calitate, în special în ceea ce privește economia de energie. Pentru solurile argiloase, nisipos-argiloase și aluvionar-argiloase cu plasticitate slabă, tensiunea de coeziune se situează între 10 și 30 kPa; pentru aceleași soluri dar cu înaltă plasticitate, coeziunea variază între 15 și 25 kPa. Alte soluri întâlnite în agricultură au coeziunea cuprinsă între 0 și 10 kPa. În general, pentru solurile întâlnite în agricultură, viteza optimă (2) variază între 2 și 15 m/s, valorile mici fiind caracteristice solurilor întreținute și lucrate în mod curent, cele mari fiind proprii terenurilor necultivate temporar, înțelenite.

REZULTATE

Principalele rezultate ale cercetărilor descrise în acest articol constau în rescrierea expresiei forței de rezistență la tracțiune sub forma de bază (10) sau, particularizată (18) sau (19). Variația cu adâncimea și viteza de lucru este reprezentată grafic în fig. 1. S-a lucrat cu un sol uscat de densitate constantă $\rho = 1100 \text{ kg/m}^3$, viscozitate dinamică $\mu = 500 \text{ Ns/m}^2$, coeficientul de frecare sol-oțel $f = 0.3$, masa mașinii tractate $m = 3600 \text{ kg}$, tensiunea limită de forfecare $\sigma = 20000 \text{ Pa}$, lățimea de lucru, $B = 4 \text{ m}$. Valorile obținute se încadrează în gama solurilor ușoare, cum era de așteptat relativ la tensiunea limită de forfecare.

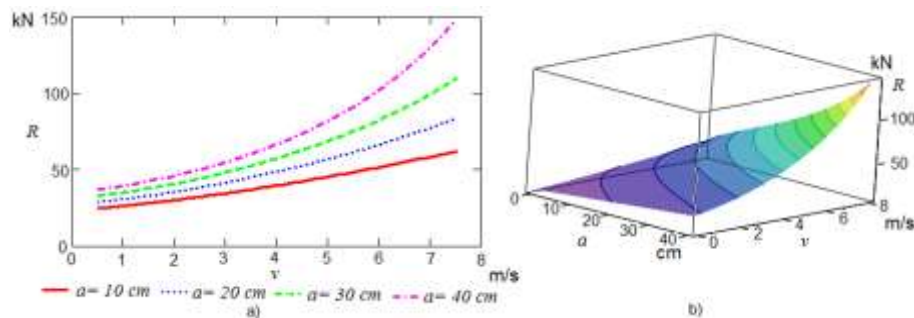


Fig. 1 - Variation of resistance force to traction according to speed and working depth /
 Variația forței de rezistență la tracțiune cu viteza și adâncimea de lucru

CONCLUSIONS

Results got after these researches, have determined certain formulae for force of resistance to traction, which contain only the terms expressed as physical values of continuous body mechanics. In conclusion, the formulae unify the expression of force of resistance to traction for all the machines designed to soil works and are strictly expressed in the mechanics universal language (they have not parameters specific to a particular domain).

This result has enabled the utilization of soil mechanic data, obtained in laboratory by universal tests, valid in soil mechanics and geotechnics in estimative calculations of agricultural machines mechanics.

Formulae (18) and (19) have not yet been submitted to validation, as for stress σ we still do not have a secure "candidate". This problem is still open, for the time being.

In general, the studies aimed to waves propagation into the soil deal with seismic waves and calculate the propagation speed starting from the elasticity modules specific to rocks and lands outside the agricultural fields. On the other hand, our point of view is interested in waves that would destroy the cohesion of large aggregates of soil, that is would break the large clods of soil. The cohesion stress in these clods is of 1000 times smaller than elasticity modules of usual soils, so the propagation speed is much lower. The problem is to produce waves to destroy the cohesion of big soil clods. This is the research trend introduced by optimum speed interpretation (2) as speed of waves propagation to soil. Therefore, the soil agricultural machines endowed with vibratory parts have to be currently used for producing these waves, which ensure an appropriate soil grinding, without requiring additional machines passing, which should perform the soil breaking.

REFERENCES

- [1]. Davison L., Springman S. (2006) - *Soil Mechanics*, <http://environment.uwe.ac.uk/geocal/SoilMech/index.htm> University of the West of England, Bristol;
- [2]. Dobrescu C. (1981) - *Optimization of agricultural aggregates parameters in order to reduce energy consumption*, Agricultural Technical Propaganda Editorial, Bucharest;
- [3]. Ionescu D.Gh. (1977) - *Introduction in hydraulics*, Technical Publishing House, Bucharest;
- [4]. Karmakar S., Kushwaha R.L. (2006) - *Soil Viscosity and Yield Stress measurement using a Monitorized Rheometer*, paper number 061094, ASAE Annual Meeting;
- [5]. Lazăr D., 1981, *Principles of Continuous Media Mechanics*, Technical Publishing, Bucharest;
- [6]. Letoșnev N.N. (1959) - *Agricultural Machines*, State Agro-Forestry Publishing;
- [7]. Mahajan S., P., Muniram B. (2008) - *Shear Viscosity*

CONCLUZII

Rezultatele obținute la capătul acestor investigații au condus la obținerea unor formule pentru forța de rezistență la tracțiune, care conțin numai termeni exprimați prin mărimi fizice ale mecanicii corpului continuu. Prin urmare, formulele unifică exprimarea forței de rezistență la tracțiune pentru toate mașinile destinate lucrărilor solului și sunt exprimate strict în limbajul universal al mecanicii (nu prezintă parametri strict specifici unui domeniu particular).

Prin acest rezultat s-a deschis și perspectiva folosirii datelor mecanice ale solului obținute prin teste universale de laborator, valabile în mecanica solurilor și geotehnică, în calculele estimative de mecanica mașinilor agricole.

Formulele (18) și (19) încă nu au fost supuse procesului validării, întrucât pentru tensiunea σ nu avem încă o mărime fizică (tensiune) sigură. Aceasta problemă este deschisă, deocamdată.

În general lucrările dedicate propagării undelor în sol se ocupă de undele seismice și calculează viteza de propagare plecând de la modulii de elasticitate caracteristici rocilor și pământurilor care nu sunt întreținute prin lucrări agricole. Pe de altă parte, punctul nostru de vedere este interesat de undele care ar distruge coeziunea agregatelor mari de sol, adică ar sparge bulgării mari de sol. Tensiunile de coeziune din acești bulgări de sol au valori de aproximativ 1000 de ori mai mici decât modulii de elasticitate ai solurilor uzuale, ceea ce conduce la viteze de propagare substanțial mai mici. Problema este deci de a produce unde care să distrugă coeziunea bulgărilor mari de sol. Aceasta este direcția de cercetare pe care interpretarea vitezei optime (2) ca viteză de propagare a unor unde în sol o introduce. Este inevitabilă acum readucerea în actualitate a utilizării unor mașini agricole destinate lucrărilor solului prevăzute cu organe vibratorii, care să producă aceste unde, care, la rândul lor să asigure o mărunțire corespunzătoare a solului fără să mai fie necesară trecerea cu mașini de lucrat solul suplimentare, care să realizeze mărunțirea.

BIBLIOGRAFIE

- [1]. Davison L., Springman S. (2006) - *Soil Mechanics*, <http://environment.uwe.ac.uk/geocal/SoilMech/index.htm> University of the West of England, Bristol;
- [2]. Dobrescu C. (1981) - *Optimizarea parametrilor agregatelor agricole în scopul reducerii consumului de energie*, Redacția de propagandă tehnică agricolă, București;
- [3]. Ionescu D.Gh. (1977) - *Introducere în hidraulică*, Editura Tehnică, București;
- [4]. Karmakar S., Kushwaha R., L. (2006) - *Soil Viscosity and Yield Stress measurement using a Monitorized Rheometer*, Paper number 061094, ASAE Annual Meeting;
- [5]. Lazăr D. (1981) - *Principiile Mecanicii Mediilor Continue*, Editura Tehnică, București;
- [6]. Letoșnev N.N. (1959) - *Mașini Agricole*, Editura Agro-Silvică de Stat, București;
- [7]. Mahajan S.P., Muniram B. (2008) - *Shear Viscosity of*

of Clays to Compute Viscous Resistance, The 12th International Conference of International Association for Computer Methods and Advances in Geomechanics (IACMAG), 1-6 October, Goa, India;

[8]. Meca V. A., Cârdei P., 2012, *Studies and researches for unifying the resistance of machines for soil works with applications in the optimization of these machines working regime*, INMATEH, vol. 36 No. 1/2012;

[9]. Scripnic V., Babiciu P. (1979) - *Agricultural Machines*, Ceres Publishing, Bucharest.

[10]. Soós E., Teodosiu C. (1983), *Tensor calculus with applications in solid mechanics*, Scientific and Encyclopedical Publishing, Bucharest;

[11]. Șandru A., Popescu S., Cristea I., Neculăiasa V., (1983) - *Agricultural equipment utilization*, Didactic and Pedagogical Publishing, Bucharest;

[12]. Untaru M., Pereș Gh., Sturicescu A., Poțincu Gh., Tabacu I. (1981) - *Dynamics of wheeled motor vehicles*, 1981, Didactic and Pedagogical Publishing, Bucharest;

[13]. Zdravkovich M., M. (1979) - *A critical remark on use of drag coefficient at low Reynolds numbers*, Collections of the work of the Institute Mathematics, New Series, Volum, 3 (11), p. 152 – 156.

Clays to Compute Viscous Resistance, The 12th International Conference of International Association for Computer Methods and Advances in Geomechanics (IACMAG), 1-6 October, Goa, India;

[8]. Meca V.A., Cârdei P. (2012) - *Studii și cercetări pentru unificarea exprimării rezistenței mașinilor destinate lucrărilor solului cu aplicații în optimizarea regimului de lucru al acestora*, INMATEH, vol. 36 Nr. 1/2012;

[9]. Scripnic V., Babiciu P. (1979) - *Mașini agricole*, Editura Ceres, București;

[10]. Soós E., Teodosiu C. (1983) - *Calcul tensorial cu aplicații în mecanica solidelor*, Editura Stiințifică și Enciclopedică, București;

[11]. Șandru A., Popescu S., Cristea I., Neculăiasa V., (1983) - *Exploatarea utilajelor agricole*, Editura Didactică și Pedagogică, București;

[12]. Untaru M., Pereș Gh., Sturicescu A., Poțincu Gh., Tabacu I. (1981) - *Dinamica autovehiculelor pe roți*, Editura Didactica și pedagogică București;

[13]. Zdravkovich M.M. (1979) - *O observație critică cu privire la utilizarea de coeficientul aerodinamic de la numere mici Reynolds*, Colecțiile de lucrări ale Institutului de Matematică, Serie Nouă, Vol. 3 (11), p. 152 – 156.

THE DESIGN AND ARCHITECTURE OF A FIELD MANAGEMENT INSTRUMENT WITHIN PRECISION AGRICULTURE

PROIECTAREA ȘI ARHITECTURA UNUI INSTRUMENT DE MANAGEMENT AL PRODUCȚIILOR AGRICOLE APLICAT PE DOMENIUL HORTICULTURII DE PRECIZIE

Ph.D. Stud. Eng. Pirna C., Prof. Ph.D. Eng. Lache S.

- Transylvania University Braşov / Romania -

Tel: 0766262416; E-mail: ciprian-george.pirna@unitbv.ro

Abstract: It is the aim of this paper to present the architecture and the theoretical model of a field management instrument with regard to its practical implementation in precision horticulture. It is named SIGAA (Advanced Agricultural Geographic Integrated System) and it relies on different conceptual modules being consecutively developed and time – linearly implemented in practical use. The paper describes the main conceptual tasks and how they may be integrated into a unique decision system that is to be used by farmers or agricultural entities.

Keywords: instrument, task, concept, spatial variability

INTRODUCTION

The development of precision agriculture and implicitly that of precision horticulture as stand-alone research fields is a direct consequence of the release of access of the Global Positioning System (GPS) by the United States Army to civilian research fields. As a result of the release, a huge number of niche applications and fields emerged into the international scientific research focus. Horticulture made no exception to this trend and the newly obtained precision in agricultural measurements, agricultural tasks and computation or calculus of various crop or soil parameters led to real benefits and technological advances. Optimization of use of artificial plant fertilizers [1], determination of average fertility rates for various soil types, calculation of crop yields for different soil compositions and placements are only a few of the benefits that precision agriculture and horticulture brought into their respective fields. At present, existent technologies and concepts favor the collection of field-data and based on the acquired data, various soil variables with a high impact on plant development are being determined and interpreted. All the collected data is associated to the GPS coordinates of the respective collection points, thus resulting in a direct correlation between parameters and spatial positioning. The visualization and interpretation of this interdependent parameter-location relationship is ultimately done by the development of spatial distribution maps of the monitored parameters. The collection of field data is a common practice used in almost every precision agriculture or horticulture application currently developed and some entities even developed field-data acquisition networks.

However, most of the existent monitoring networks use single source and single type parameters which although yield valuable field information, do not offer a comprehensive image of the monitored field. It is the aim of this paper to present a field management instrument in the form of an integrated mechatronic system that is tasked with data acquisition, monitoring various environmental parameters of different types, associating the parameters to GPS coordinates and interpreting the parameters into a single dynamic output. The output represents a spatially distributed

Rezumat: Scopul acestei lucrări este acela de a prezenta arhitectura și modelul teoretic al unui instrument de management al producțiilor agricole aplicat pe domeniul horticulturii de precizie. Instrumentul este denumit SIGAA (Sistem Integrat Geografic Agricol Avansat) și se bazează pe module conceptuale diverse care sunt dezvoltate consecutiv și implementate din punct de vedere practic, în mod liniar. Lucrarea descrie principalele sarcini conceptuale și modul cum acestea pot fi integrate într-un sistem suport-decizie original care poate fi folosit de fermieri sau unități comerciale de tip agro-tehnic.

Cuvinte cheie: instrument, sarcină, concept, variabilitate spațială

INTRODUCERE

Dezvoltarea agriculturii de precizie și implicit cea a horticulturii de precizie ca și domenii de cercetare de sine stătătoare este o consecință directă a deciziei Armatei Statelor Unite de a liberaliza accesul la sistemul GPS (Sistem de Poziționare Globală) către domeniile de cercetare civile. Ca și rezultat al acestei liberalizări, un număr uriaș de aplicații de nișă și respectiv, subdomenii și-au făcut apariția în interesul de cercetare internațional. Horticultura nu a fost o excepție de la această tendință, iar precizia nou dobândită în aplicații precum topometria agricolă, măsurătorile și determinările indicilor specifici solului a condus la beneficii reale și avansuri importante de ordin tehnologic. Optimizarea utilizării fertilizantilor artificiali [1], determinarea fertilității relative a solurilor pentru tipuri de sol diverse și calcularea productivității recoltelor pentru amplasamente și configurații de sol diferite sunt doar câteva dintre beneficiile pe care agricultura de precizie și horticultura de precizie le-au adus în domeniile lor respective. La momentul de față tehnologiile și conceptele existente favorizează colectarea datelor din câmp și pornindu-se de la datele achiziționate, variabile diferite cu înalt impact asupra ciclului biologic de dezvoltare a plantelor sunt determinate și interpretate. Toate datele colectate sunt asociate coordonatelor GPS existente la punctele geografice de achiziție, ceea ce rezultă într-o corelație directă între parametri și poziționare spațială. Vizualizarea și interpretarea acestei relații interdependente parametru-vizualizare se face în ultimă instanță prin implementarea hărților de distribuție spațială a parametrilor monitorizați. Achiziția de date din câmp este o practică comună folosită în aproape orice aplicație a agriculturii sau a horticulturii de precizie, iar anumite unități agricole au dezvoltat rețele sofisticate pentru achiziția datelor din câmp.

Cu toate acestea, cele mai multe din rețelele de monitorizare/ achiziție folosesc parametri de un singur tip și cu proveniență unică care deși conțin informații valoroase, nu oferă o imagine comprehensivă asupra câmpului monitorizat. Este scopul acestei lucrări de a prezenta un instrument de management pentru producțiile agricole ce poartă forma unui sistem mecatronic integrat, capabil de achiziție de date, monitorizare de parametri variați, asociere parametru-locatie GPS și interpretare parametrilor sub forma unui singur output dinamic. Rezultatul acestui instrument reprezintă un profil de

environmental profile of the land lot and it includes a chemical layout of the field, a map of the physical properties of the soil and spatial distribution of soil and environmental factors. Based on the system output, farmers and economic or research entities can determine what plant crop would be best suited for the entire field environmental profile or even for certain areas within a single larger field. Each monitored field has a unique environmental profile and if the described instrument is regularly used on the same field, the evolution of intrinsic and extrinsic soil and environmental properties can be tracked.

MATERIAL AND METHOD

A. Structure and layout

The SIGAA field management instrument consists of three main conceptual tasks: 1-the development of a field sensor network, monitoring time continuous environmental factors (soil humidity, soil temperature, air temperature, etc.); 2-the acquisition and monitoring of time discrete environmental factors (EC, distribution of chemical and physical properties of the soil, etc.); 3- the integration of the collected data in the SIGAA system (with GPS support) in order to assert decision support statements – what crop type would be best suitable to which geographical area of the land lot and what crop type would give the highest yield per hectare. The basic SIGAA breakdown structure can be observed in Fig. 1. The experimental data has been acquired from an agricultural land lot belonging to INMA (National Institute for Agricultural Machinery, Bucharest, www.inma.ro). The key components mentioned above have been implemented and experimentally tested, in field, leading to results about the time evolution of complex environmental factors (both continuous and discrete). These results are ultimately integrated into a true interactive map of the field environmental conditions.

mediu, distribuit spațial, al unui teren agricol și include o hartă a parametrilor chimici inerenți terenului, o hartă a proprietăților fizice ale solului precum și distribuția spațială a parametrilor de sol și mediu. Bazându-se pe acest rezultat, fermierii pot determina care este cultura care s-ar potrivi cel mai bine în relație cu profilul terenului sau chiar în relație cu anumite zone incluse într-un câmp de dimensiuni mai mari. Fiecare câmp monitorizat are un profil de mediu unic iar dacă instrumentul mai sus menționat este folosit în mod regulat pe același câmp, evoluția parametrilor intrinseci și extrinseci ai solului, precum și a proprietăților mediului poate fi monitorizată.

MATERIAL ȘI METODĂ

A. Structură și plan

Sistemul de management al câmpului SIGAA constă în îndeplinirea a trei sarcini conceptuale: 1 - dezvoltarea unei rețele de senzori pentru monitorizarea câmpului, monitorizarea parametrilor continui în timp (umiditate sol, temperatură sol, temperatură aer, etc.); 2 - achiziția și monitorizarea parametrilor discreți în timp (EC, distribuția proprietăților chimice și fizice ale solului, etc.); 3 - integrarea datelor colectate în cadrul sistemului SIGAA (cu suport GPS) cu scopul de a produce aserțiunile ce duc la decizie – ce tip de cultură s-ar preta cel mai bine cărei zone geografice din interiorul unui lot de teren și ce cultură ar oferi cea mai bună producție la hectar. Structura de bază a SIGAA poate fi observată în Fig. 1. Datele experimentale au fost prelevate dintr-un lot de teren aparținând INMA (Institutul Național pentru Mașini Agricole din București). Componentele cheie menționate mai sus au fost implementate și testate din punct de vedere experimental în câmp, fapt care a dus la rezultate în legătură cu evoluția în timp a factorilor de mediu (atât continui cât și discreți). Aceste rezultate sunt integrate într-o hartă interactivă ce descrie condițiile de mediu.

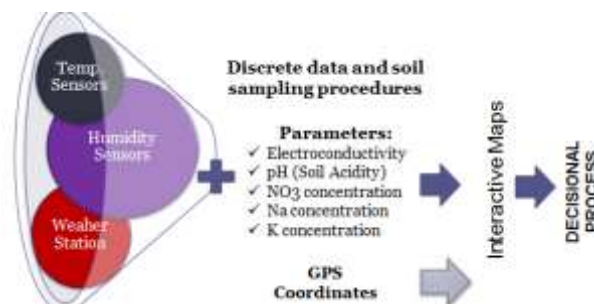


Fig. 1 – Basic breakdown structure of the SIGAA instrument / Alcătuirea de bază a instrumentului SIGAA

1. Time continuous parameter monitoring network

In order to properly conceive and develop a functional and efficient sensor monitoring network it is important to determine the relevant inputs and outputs for proper system operation. Regarding the decision of the SIGAA system inputs and outputs which are necessary in order to achieve the desired functionality, it has been opted for a process of sorting the factors that may have a high impact rate on the plant life cycle. The following variables have been taken into account: ease of monitoring for the appropriate physical quantities of inputs, available technology, reliability and accuracy of measurement of the physical quantities corresponding to the inputs and outputs, financial costs imposed by the measurement of physical quantities corresponding to the entries, use or development of statistical algorithms in order to monitor input variables (for example: productivity per hectare/ per previous year or humus concentration/ previous year).

1. Rețea de monitorizare a parametrilor continui în timp

Pentru a concepe și pentru a dezvolta o rețea de senzori funcțională și eficientă este important să se determine care sunt intrările și ieșirile relevante pentru funcționarea corespunzătoare a sistemului. În ceea ce privește stabilirea intrărilor și ieșirilor care sunt necesare pentru obținerea funcționalității dorite, s-a îndeplinit un proces de filtrare a factorilor care pot avea un factor major asupra ciclului de viață a plantelor. Următoarele variabile au fost luate în considerare: Ușurința cu care se monitorizează mărimile fizice corespunzătoare inputurilor, tehnologia disponibilă, precizia măsurătorilor mărimilor specifice input-output, costurile financiare impuse de măsurătorile efectuate, folosirea sau dezvoltarea de algoritmi statistici necesari pentru măsurarea variabilelor la intrare (ex.: productivitatea pe hectar / pe an anterior/ sau concentrația de humus / an anterior).

After evaluating the impact of the factors on the life cycle of plants according to the criteria listed above, it has been decided to develop the following sensor network infrastructure: five geographically evenly distributed soil moisture sensors (model SM300-UM-1.1 manufactured by Delta-T Devices Ltd [2]), one Delta-T Weather Station WS-STD1 device which acts like a regular data logger for the data acquired by the soil moisture sensors and also as a platform for other station-integrated sensors. The sensors that make up the rest of the network and that are integrated within the weather station track the following environmental factors: rain quantity (sensor type RG2), wind speed (sensor type AN4), soil temperature (sensor type TM1), air temperature (sensor type TM1), air humidity (sensor type RH2), wind direction (sensor type WD4) and atmospheric pressure (sensor type BS5).

2. Theoretical Model of the Temperature Sensor

The SIGAA theoretical model was developed using the Matlab® environment. Though the actual implemented sensor network contains all the above mentioned sensors, it was intended the development of functional and interactive models for two types of sensors chosen as being of particular importance for the functionality of SIGAA: the soil moisture sensor and the soil temperature sensor. As an additional constraint of the models developed, they are able to run as time domain simulations chosen by the user depending on the specific sensor simulated timeframe. Further, to achieve a coherent form of data acquisition system for time-continuous physical variables, the models have been integrated into a single logical, capable of running a single simulation for all systems included and of outputting an integrated signal of the two sensors. Given that the existing Matlab model for temperature sensors are ideal (thermally inert), the need to create a new model that is not ideal arose. A temperature sensor is generally described by a second degree differential equation. Assuming that the sensor is represented by a finite mass with a uniform temperature distribution during the transient to the mass, flow temperature is described by the equation:

$$\alpha = 1 - \frac{\left| \frac{Z_s - \rho_0 \cdot c}{Z_s + \rho_0 \cdot c} \right|^2}{}, \quad (1)$$

which allow the identification of reflection-transmissibility factor as a function of environment propagation quality.

If the conversion efficiency, seen from the energy point of view, worth's the effort is proposed to be studied by mathematical logic and Boole algebra. In this respect several theories were developed to quantify the elastic membrane case, starting from basic reasons of acoustical energy manifestation.

Thus were analysed:

- normal conjunctive type of logical algebra functions;
- logical functions for which matrix relationships between both function and argument sign were determined;
- the normalization of domain frontier from energy transfer chances point of view via domain shape dependent differential operators, being established equations type for frontier shape (2):

$$\frac{\partial \omega_{k+1}}{\partial n} \Big|_{\Gamma} = 1; \frac{\partial^i \omega_{k+1}}{\partial n^i} \Big|_{\Gamma} = 0, \quad \mathbb{N} = \overline{2, k+1} \quad (2)$$

Using such elements of mathematical analysis, limit solutions were developed by constructing successive coordinates which satisfy given frontier conditions, having

După evaluarea impactului factorilor asupra ciclului de viață al plantelor conform criteriilor listate anterior, s-a decis asupra dezvoltării următoarei infrastructuri de rețea de senzori: cinci senzori de umiditate a solului distribuiți geografic regulat (model SM300-UM-1.1 dezvoltati de Delta-T Devices Ltd. [2]), o stație meteo model Delta-T WS-STD1 ce se poate comporta și ca un datalogger obișnuit pentru datele achiziționate de senzorii de umiditate a solului și de asemenea ca și platformă integrată pentru alți senzori integrați ai stației. Senzorii care alcătuiesc restul rețelei și care sunt integrați cu stația meteo urmăresc următorii factori de mediu: :cantitatea de precipitații (sensor tip RG2), viteza vântului (sensor tip AN4), temperatura solului (sensor tip TM1), temperatura aerului (sensor tip TM1), air humidity (sensor type RH2), wind direction (sensor type WD4) and atmospheric pressure (sensor type BS5).

2. Modelul teoretic al senzorului de temperatură

Modelul teoretic al SIGAA a fost dezvoltat cu ajutorul software-ului Matlab®. Deși rețeaua de senzori dezvoltată și implementată la nivel practic conține toate tipurile de senzori menționate mai sus, intenția de a crea modele interactive și funcționale pentru două tipuri de senzori alese ca fiind de o importanță deosebită pentru funcționalitatea SIGAA: senzor de umiditate a solului și senzorul de temperatură a solului. Ca o constrângere suplimentară a modelelor dezvoltate, ele sunt capabile să ruleze simulări ca domeniu de timp alese de utilizator, în funcție de intervalul de timp simulat senzorul specifice. În plus, pentru a obține o formă coerentă de sistem de achiziție de date pentru timp continuu variabile fizice, modelele au fost integrate într-o singură logică, capabil să ruleze o simulare unic pentru toate sistemele incluse și a scoate un semnal integrat de cei doi senzori. Având în vedere că modelul existent Matlab pentru senzori de temperatură sunt ideale (termic inert), trebuie să creăm un nou model, care nu este ideal apărut. Un senzor de temperatură este în general descrisă de o ecuație diferențială doilea grad. Presupunând că senzorul este reprezentată de o masă finită, cu o distribuție temperatură uniformă în timpul tranzitorie la masa, temperatura de tur este descrisă de ecuația:

care permit identificarea factorului de reflexie – transmisibilitate funcție de calitatea mediului de propagare.

Măsura în care conversia are un randament care să justifice efortul din punct de vedere energetic, s-a studiat prin intermediul elementelor de logică matematică și algebră Boole. În acest sens au fost analizate teorii care să cuantifice cazul membranelor elastice, pornind de la considerentele primare ale modului de manifestare a energiei acustice.

Au fost luate în considerare:

- funcții algebrice logice de tipul conjunctiv normale;
- funcții Boole de tip logic pentru care s-au determinat legături matricile între semnul funcției și semnul argumentelor;
- normalizarea frontierei domeniilor din punct de vedere al șanselor de transfer energetic, prin intermediul operatorilor diferențiali dependenți de forma domeniului, fiind stabilite ecuații ce descriu frontiera de forma (2):

Cu aceste elemente de analiză matematică au fost dezvoltate soluții ale problemei la limită, prin construcția coordonatelor succesive satisfăcând condiții pe frontieră

applicability to built-in membranes (diffuser) or partially built-in membranes.

The general solution is one of the type (3):

$$Lw \equiv \frac{\partial^k w}{\partial n^k} + \sum_{j=1}^{k-1} a_j \frac{\partial^j}{\partial n^j} \left(\sum_{s=0}^{k_j} b_{js} \frac{\partial^s w}{\partial \tau^s} + b_{j0} w \right) + a_0 w = \varphi, \quad (3)$$

where: a_j, b_{js}, φ are given functions on Ω ;

n – the normal;

τ – tangent to frontier Γ of domain Ω .

The maximum elongation of membrane vibration has been determined using the analogy with solid mechanics elements, being obtained relations (4) that describe the maximum deformation under pulsing stress (which corresponds to acoustical wave):

$$\Delta \Delta w = \psi - \nu \left(\frac{\partial^2 D}{\partial x^2} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} - 2 \frac{\partial^2 D}{\partial x \partial y} \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 D}{\partial y^2} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) = -\frac{\gamma h}{g} \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}, \quad (4)$$

where ψ is a limited arbitrary function.

On the domain frontier (for $\omega=0$) because of D_k and T_k operators properties, equation becomes the frontier condition itself.

As a result of acoustical analysis of pressure wave propagation the three-dimensional model is considered, which takes into account the attenuation on constant section track, shown in (fig. 3).

date, cu aplicabilitate la membrane încastrate (cazul difuzoarelor) și încastrate parțial.

Soluția generală determinată a fost de forma (3):

unde: a_j, b_{js}, φ sunt funcții date pe Ω ;

n - normala;

τ - tangenta la frontiera Γ a domeniului Ω .

S-a determinat elongația maximă a vibrației unei membrane prin analogie cu elemente specifice mecanicii solidului, obținându-se relații ce descriu deformarea maximă pentru o sarcină pulsatorie (corespunzătoare unei acustice) de forma (4):

unde ψ este o funcție arbitrară mărginită.

Pe frontiera domeniului (pentru $\omega=0$) datorită proprietăților operatorilor D_k și T_k , ecuația se transformă în condiția pe frontieră.

Rezultat al analizei acustice a propagării unei de presiune este modelul tridimensional care ia în considerare atenuarea pe trasee fără schimbare de secțiune, redată în (fig. 3).

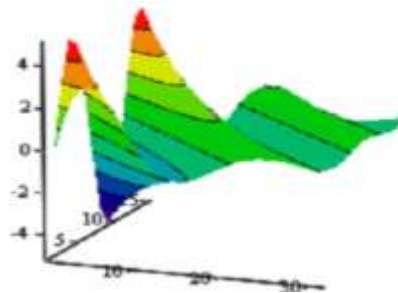


Fig. 3 - Attenuated propagation of the acoustic pressure wave / Propagarea cu atenuare a unei de presiune acustică

For processing the experimental data were used statistical and mathematical techniques, as following:

- the statistical models analysis;
- algorithm of statistical data conditioning;
- the development of a generalized Weibull biparametric distribution model.

Probabilistic nature of presence of the acoustic energy with a potential conversion is closer to the Weibull-type model. So it was considered necessary to develop an application in MathLAB environment, which allows the probability distribution law to be stressed out, for data sets of continuous random variable (fig. 4).

Pentru prelucrarea datelor, s-a apelat la tehnici de prelucrare statistică și matematică care au constatat în:

- analiza modelelor statistice;
- realizarea unui algoritm de prelucrare statistică a datelor;
- dezvoltarea unui model de probabilitate care are la bază distribuția biparametrică generalizată de tip Weibull.

Caracterul probabilistic al prezenței energiei acustice cu potențial de conversie, este mai apropiat de modelul de tip Weibull. Astfel că s-a considerat necesară dezvoltarea unei aplicații în mediul MathLAB care permite evidențierea legii de distribuție probabile pentru seturi de date variabile aleatoare continue (fig. 4).

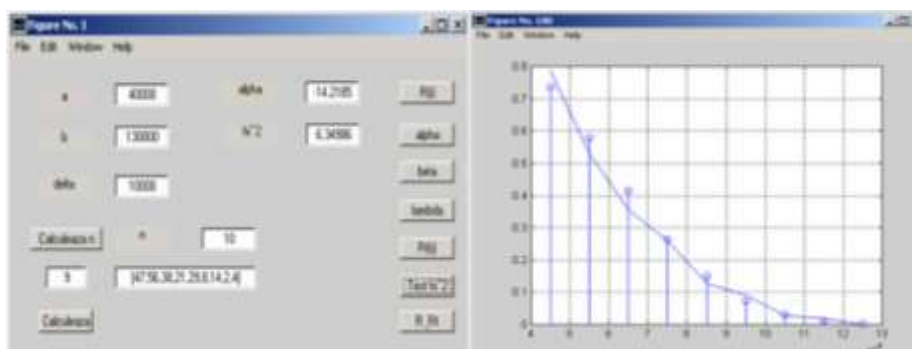


Fig. 4 - Example results delivered by operating the program Weibull: calculated data window (left) graphics options (including correlation test chi2)(right) / Exemplu rezultate livrate prin operarea cu programul Weibull: fereastra de date calculate (stg.) opțiunea reprezentări grafice (inclusiv testul chi2 de corelare)(drt)

RESULTS

Assessment of potential energy

Acoustic pressure level is not sufficient to assess the acoustic noise energy. Based on a calculation model it can determine the density of acoustic energy or acoustic power available in a certain area of space.

The calculation takes as input the acoustic pressure level (in dB) and the value of the temperatures measurement is performed (in °C).

Temperature environment in which sound waves is propagated will influence the sound speed and the environment density - measurements are reflected in the Z calculation - the environment propagation impedance.

In table 1 are presented the values of these quantities at several common temperatures.

REZULTATE

Evaluarea potențialului energetic

Nivelul de presiune acustică nu este suficient pentru a putea evalua energia acustică a zgomotului. Pe baza unui model de calcul se poate determina densitatea de energie sau de putere acustică disponibilă într-o anumită zonă din spațiu.

Calculul are ca mărimi de intrare nivelul presiunii sonore (în dB) și temperatura la care este efectuată măsurătoarea (în °C).

Temperatura mediului de propagare a unei sonore influențează viteza sunetului în mediul respectiv și densitatea mediului – mărimi care se reflectă în calcul prin Z – impedanța mediului de propagare.

Tabelul 1 prezintă valorile acestor mărimi la câteva temperaturi uzuale.

Table 1 / Tabelul 1

Air temperature / Temperatura aerului t [°C]	Air density / Densitatea aerului ρ [kg/m ³]	Sound velocity / Viteza sunetului c [m/s]	Air impedance / Impedanța aerului Z [N·s/m ³]
0	$\rho_0 = 1.293 / 1,293$	$c_0 = 331$	$Z_0 = 428$
15	$\rho_{15} = 1.225 / 1,225$	$c_{15} = 340$	$Z_{15} = 417$
20	$\rho_{20} = 1.204 / 1,204$	$c_{20} = 343$	$Z_{20} = 413$
25	$\rho_{25} = 1.184 / 1,184$	$c_{25} = 346$	$Z_{25} = 410$

On the basis of the acoustic pressure and of the environment impedance can be calculated intensity acoustic, a input quantity that assess the potential of the acoustic energy.

To assess the energetic potential acoustic, was developed an algorithm, synthesized by diagram shown in figure 5.

Pe baza presiunii acustice și a impedanței mediului se poate calcula intensitatea acustică, o primă mărime definitorie pentru evaluarea potențialului energetic acustic.

Pentru evaluarea potențialului energetic acustic, s-a dezvoltat un algoritm, sintetizat prin diagrama prezentată în figura 5.

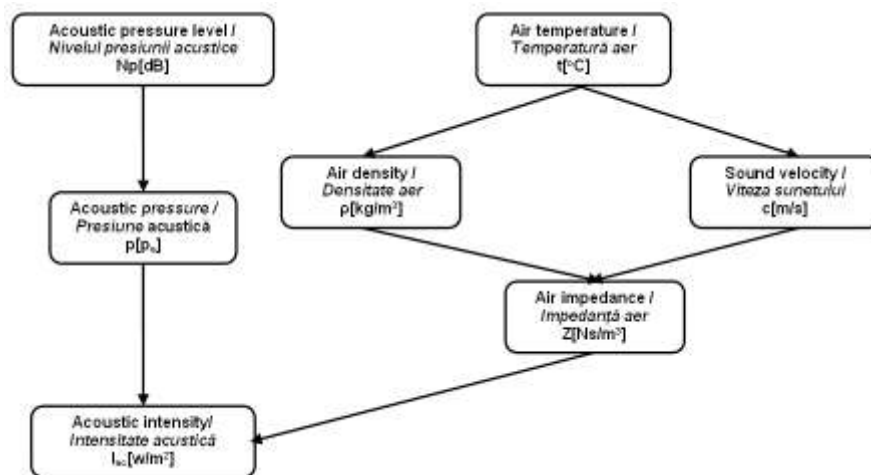


Fig. 5 - Diagram of acoustic energy potential assessment from measurable quantities /
Diagrama de evaluare a potențialului energetic acustic pornind de la mărimi măsurabile

As shown in the presented diagram, there are two groups of parameters: measurable parameters and the parameters specific of the propagation environment.

If the first group expresses the possibility of measuring of noise and identifying of the sound pressure, the second group characterize the propagation environment, quantifiable by the determined impedance.

To validate the developed mathematical tool, have made a series of basic laboratory tests, that consisted in identifying the capability of acoustic energy into electrical energy conversion for standard signals generated.

Acoustic pressure level was increased to the upper limit of audio amplifier used. The results are presented in table 2.

După cum se observă din diagrama prezentată, există două grupe de parametri: parametrii măsurabili și parametrii caracteristici mediului de propagare.

Dacă prima grupă exprimă posibilitatea de măsurare a zgomotului și identificare a presiunii sonore, cea de a doua grupă caracterizează mediul de propagare, cuantificabil prin impedanța determinată.

Pentru validarea instrumentului matematic dezvoltat s-au efectuat o serie de teste primare de laborator care au constatat în identificarea capacității conversiei energiei acustice în energie electrică pentru semnale etalon generate. Nivelul de presiune acustică a fost crescut până la limita superioară a unui amplificator audio. Rezultatele obținute sunt prezentate în tabelul 2.

Table 2 / Tabelul 2

Nr. crt. / Crt. no.	Level amplification / Nivelul amplificării [dB]	Acoustic pressure level / Nivelul presiunii sonore [dB]	Voltage / Tensiunea V _{pp} [V]	Maximum current / Curentul maxim [mA]
1.	18	111.6 / 111,6	0.125 / 0,125	0.0002 / 0,0002
2.	22	115.6 / 115,6	0.582 / 0,582	0.0003 / 0,0003
3.	28	123.7 / 123,7	1.82 / 1,82	0.0073 / 0,0073
4.	34	127.1 / 127,1	2.53 / 2,53	0.515 / 0,515
5.	40	130.7 / 130,7	3.84 / 3,84	2.68 / 2,68
6.	46	132	5.42 / 5,42	10.25 / 10,25
7.	52	134.1 / 134,1	6.55 / 6,55	13.86 / 13,86
8.	58	136.9 / 136,9	8.22 / 8,22	16.7 / 16,7
9.	64	137.3 / 137,3	8.25 / 8,25	16.9 / 16,9

CONCLUSIONS

As a result of acoustic energy conversion research stage the following appreciations and points of view can be formulated:

- Surely, an approach of energetical potential of acoustic pressure theory is possible from the side of quantic mechanics elements, in this respect being needed an intrusive approach with fundamental character, employing energy cvasielements of acoustic, thermodynamics and electricity;
- The energy conversion is possible and is sustained by researches at both national and international level;
- The description of pressure waves shape is essential in order to explain phenomena of energy propagation through distinct environments;
- The mathematical analysis approach by employing bi and k valent logisc, together with developed statistical instrument and Boole algebra elements is in consensus with quantic mechanics principles, being able to explain the chance of energy conversion;
- Conversion of acoustic energy was enclosed in the group of actions to recover waste energetical potential;
- From the current assessments, we can appreciate that in terms of energy transformed values, noise is a energy with a low potential.

But there are some issues that warrant the development of research in this direction:

- continuity energetics;
- potential for recovery by adapting the conventional techniques;
- possibility that by the conversion to obtain a default effective noise mitigation.

Aknowlegement

This work was supported by CNCIS –UEFISCDI, project number PNII – IDEI code 2531/2008

REFERENCES

- [1]. Billingham J., King A. C. (1999) – *Wave Motion*, Cambridge University Press, New York;
- [2]. Chamberlain G. (1991) – *Fighting noise in the car with electronics*, In Design News, vol. 63, no.19;
- [3]. Filip N. (2000) - *Noise from vehicles*, Ed. Todesco , Cluj Napoca;
- [4]. Hung-Uei Jou - *Green Noise Sound Energy*, <http://www.yankodesign.com>;
- [5]. Kuang-Sheng Hong, Huifang Xu, Hiromi Konishi and Xiaochun Li (2010) - *Direct Water Splitting Through Vibrating Piezoelectric Microfibers in Water*, ***<http://pubs.acs.org/doi/abs/10.1021/jz100027t>;
- [6]. Moheimani S.O.R., Fleming A.J. (2003) – *Piezoelectric Transducers for Vibration Control and Damping*, Springer, Londra;
- [7]. Sodano H.A, Inman D.J. (2005) - *Comparison of Piezoelectric Energy Harvesting*, Journal of Intelligent Material Systems and Structures.
- [8]. Trimble A. (2010) - *JDS Exhaust Pressure Tester*, <http://www.troublecodes.net/articles/jds/>.

CONCLUZII

În urma derulării cercetării se pot formula următoarele puncte de vedere și aprecieri privind șansa conversiei de energie acustică, astfel:

- În mod cert, o abordare a teoriei potențialului energetic al undelor de presiune acustică este posibilă numai prin prisma elementelor de mecanică cuantică, în acest sens fiind necesară o abordare intrusivă cu caracter fundamental apelându-se la cvasielementele energetice specifice acusticii termodinamicii și electricității;
- Conversia energetică este posibilă și este susținută de cercetările derulate pe plan mondial și național până în prezent;
- Descrierea formei undelor de presiune este o activitate esențială în contextul explicitării fenomenelor ce au loc la propagarea energiei în medii cu caracteristici distincte;
- Abordarea analizei matematice prin intermediul logicii bi valente și k valente, împreună cu instrumentul statistic dezvoltat și elementele de algebra Boole luate în considerare sunt în consens cu principiile mecanicii cuantice și vor fi în măsură să explicitizeze șansa de conversie energetică;
- Conversia de energie acustică se încadrează în grupul de acțiuni întreprinse în vederea recuperării deșeurilor cu potențial energetic;
- Din evaluările de până în prezent, se poate aprecia că din punct de vedere al valorilor de energie transformată, zgomotul este o energie de potențial redus.

Există însă câteva aspecte care justifică dezvoltarea cercetărilor în această direcție:

- continuitatea energetică;
- potențialul de recuperare prin adaptarea tehnicilor convenționale;
- posibilitatea ca prin conversie să se obțină o atenuare fonică implicită eficientă.

Aknowlegement

Lucrarea este finanțată de către CNCIS –UEFISCDI, numărul proiectului PNII – IDEI cod 2531/2008

BIBLIOGRAFIE

- [1]. Billingham J., King A. C. (1999) – *Mișcarea ondulatorie*, Universitatea de Jurnalism Cambridge, New York;
- [2]. Chamberlain G. (1991) – *Combaterea zgomotului în automobil cu ajutorul electronicii*, Noutăți în proiectare, vol. 63, nr. 19;
- [3]. Filip N. (2000) - *Zgomotul la autovehicule*, Ed. Todesco, Cluj Napoca;
- [4]. Hung-Uei Jou – *Zgomotul verde, energia sunetului*, <http://www.yankodesign.com>;
- [5]. Kuang-Sheng Hong, Huifang Xu, Hiromi Konishi and Xiaochun Li (2010) – *Scindarea moleculelor de apă prin vibrarea piezoelectrică a microfibrilor în apă*, ***<http://pubs.acs.org/doi/abs/10.1021/jz100027t>;
- [6]. Moheimani S. O. R., Fleming A. J. (2003) – *Traductori piezoelectrice pentru controlul și amortizarea vibrațiilor*, Springer, Londra;
- [7]. Sodano H. A, Inman D. J. (2005) - *Compararea energiei piezoelectrice colectate*, Jurnalul de Sisteme și Structuri de Materiale Inteligente;
- [8]. Trimble A., (2010) - *JDS Tester pentru presiunea din evacuare*, <http://www.troublecodes.net/articles/jds/>.

THEORETICAL STUDY OF PILE DISPLACEMENT ON THE STRAW WALKERS FOR THE CONVENTIONAL COMBINE HARVESTERS - part. 6

STUDIUL TEORETIC AL DEPLASĂRII VRAFULUI PE SCUTURĂTORUL COMBINELOR CONVENȚIONALE DE RECOLTAT CEREALE - partea a 6^a

PhD. Eng. Ivan Gheorghe; Prof. PhD. Eng. Vartukapeinis K.²⁾

¹⁾INMA Bucharest / Romania; ²⁾Latvia University of Agriculture / Latvia
Phone: 021.269.32.55; Fax: 021.269.32.73; E-mail: geoivan2006@yahoo.com

Abstract: The article will present the constructive and functional characteristics optimization of the straw walkers at the Romanian cereal harvester combine C110, to increase its working capacity, based on theoretical study of pile displacement on the shaker element of the straw walkers on two axes, shown in previous issues of this journal.

Keywords: harvester combine, pile displacement, straw walkers

INTRODUCTION

The straw walkers of cereal harvester combine C110 are straw walkers with four shaker elements offset two by two in 180° and mounted on two crankshafts, rear crankshaft is driven by adjustable speed control between $n=184\div242\text{rpm}$ ($k = 1.99\div3.4$). The factory adjustable speed driven which is not modified in the combine operation, is: $n=191\text{rot/min}$ ($k = 2.14$).

The separation zone of shaker element, have the following construction characteristics:

- angle of the separation sieves to the horizontal: $\alpha=24^\circ$;
- first cascade height: 178 mm;
- angle of the first cascade and active part of sieves thresholds to vertical of the sieves: $\delta = 0^\circ$;
- angle of the active part active of the jagged edge to vertical of the sieves: $\delta_{mz} = 24^\circ$;
- length of separation zone: 2198 mm;
- ordering range of the crankshaft journals of the straw walkers: $r = 52.5\text{mm}$;
- cascades 2 and 3 have higher thresholds.

Figure 1 shows the position and the constructive characteristics of the the shaker element.

Rezumat: Articolul va prezenta optimizarea caracteristicilor constructive și funcționale ale scuturătorului combinei românești de recoltat cereale C110 în vederea creșterii capacității de lucru a acesteia, pe baza studiului teoretic al deplasării vrafului pe elementul de scuturare al unui scuturător cu cai pe două axe, prezentat în numerele anterioare ale acestei reviste.

Cuvinte cheie: combina de recoltat, deplasarea vrafului, scuturător

INTRODUCERE

Scuturătorul combinei de recoltat cereale C110 este un scuturător cu patru elementele de scuturare decalate două câte două la 180° și montate pe două axe cotite, axul posterior fiind acționat cu o turație reglabilă pe intervalul $n = 184\div242\text{ rpm}$ ($k = 1.99\div3.4$). Turația de acționare reglată din fabrică și care nu este modificată în exploatarea combinei este de $n = 191\text{ rot/min}$ ($k = 2.14$).

Zona de separare a elementului de scuturare are următoarele caracteristici constructive:

- unghiul sitelor de separare cu orizontala: $\alpha=24^\circ$;
- înălțimea primei cascade: 178 mm;
- unghiul primei cascade și partea activă a pragurilor sitelor cu verticala sitelor: $\delta=0^\circ$;
- unghiul părții active a marginilor zimțate cu verticala sitelor: $\delta_{mz} = 24^\circ$;
- lungimea zonei de separare: 2198 mm;
- raza de dispunere a manetoanelor arborilor cotiți ai scuturătorului: $r = 52,5\text{mm}$;
- cascadele 2 și 3 au praguri superioare.

Figura 1 prezintă amplasarea și caracteristicile constructive ale elementului de scuturare.

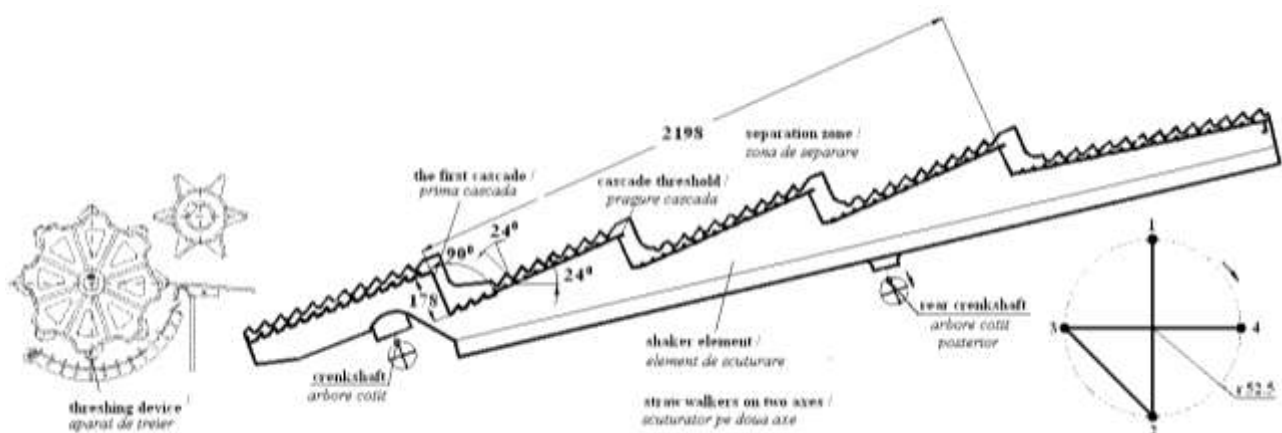


Fig.1 – The position of straw walkers and constructive characteristics of the shaker element /
Amplasarea scuturătorului și caracteristicile constructive ale elementului de scuturare

MATERIALS AND METHOD

In accordance with the theoretical study presented, we are studying straw walkers, with two variants of the skaker element, the first version with the following characteristics:

MATERIALE ȘI METODĂ

Conform studiului teoretic prezentat, vom studia un scuturător, cu două variante ale elementului de scuturare, prima variantă având următoarele caracteristici:

- angle of the separation sieves to the horizontal: $\alpha=24^{\circ}$;
- angle of the first cascade, active side of the jagged edge and sieves thresholds to vertical of the sieves: $\delta=0^{\circ}$;
- first cascade height: $H_{\text{cascade}}=230\text{mm}$;
- length of separation zone: $L=2218\text{mm}$;
- active side of the jagged edge height:
 $H_{\text{active side of the jagged edge}}=28\text{mm}$;
- active side of the threshold height:
 $H_{\text{active side of the threshold sieves}}=19.5\text{mm}$;
- ordering range of the crankshaft journals of the straw walkers: $r=52.5\text{mm}$;
- cascades 2 and 3 have not thresholds (Fig. 2).

- unghiul sitelor de separare cu orizontala: $\alpha=24^{\circ}$;
- unghiul primei cascade, partea activă a marginilor zimțate și pragurilor sitelor cu verticala sitei: $\delta=0^{\circ}$;
- înălțimea primei cascade: $H_{\text{cascade}}=230\text{mm}$;
- lungimea zonei de separare: $L=2218\text{mm}$;
- înălțimea părții active a marginii zimțate:
 $H_{\text{partea activa a marginii zimțate}}=28\text{mm}$;
- înălțimea părții active a pragurilor sitelor:
 $H_{\text{partea activa a pragurilor sitelor}}=19.5\text{mm}$;
- raza de dispunere a manetoanelor arborilor cotiți ai scuturătorului: $r=52.5\text{mm}$;
- cascadele 2 și 3 n-au praguri (Fig. 2).

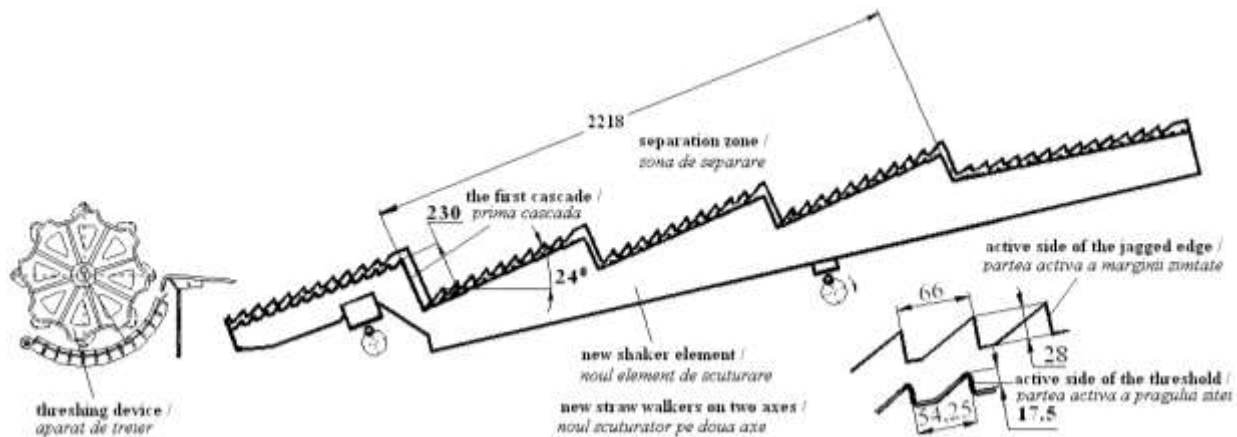


Fig. 2 - The constructive characteristics of the first variant shaker element / Caracteristicile constructive ale primei variante a elementului de scuturare

For these construction characteristics, it have been calculated the angle variation diagrams ωt_3 according kinematic regime $k=1.8\div 4$ and a friction coefficient of the pile on the shaker element $f=0.3\div 0.5$, using the relation 8 in study 3.

Knowing that the maximum time of jump pile on the shaker element corresponds to the value $\omega t_3 = 5.7$ (study 4-under the assumption that the intensity of separation of seeds from the pile placed shaker element is directly proportional to the duration of all pile jumps on the shaker element), result the optimal kinematic regime in the range $k = 2.95\div 3.31$ (Fig.3).

Pentru aceste caracteristici constructive s-au calculat diagramele de variație ale unghiului ωt_3 în funcție de regimul cinematic $k=1.8\div 4$ și un coeficient de frecare a vrafului pe elementul de scuturare $f=0.3\div 0.5$, folosindu-se relația 8 din studiul 3.

Știindu-se că durata de timp maximă a saltului vrafului pe elementul de scuturare corespunde valorii $\omega t_3=5.7$ (studiul 4—conform ipotezei că intensitatea separării semințelor din vraf aflat pe elementul de scuturare este direct proporțională cu durata tuturor salturilor vrafului pe elementul de scuturare), a rezultat un regim cinematic optim cuprins în intervalul $k=2.95\div 3.31$ (fig.3).

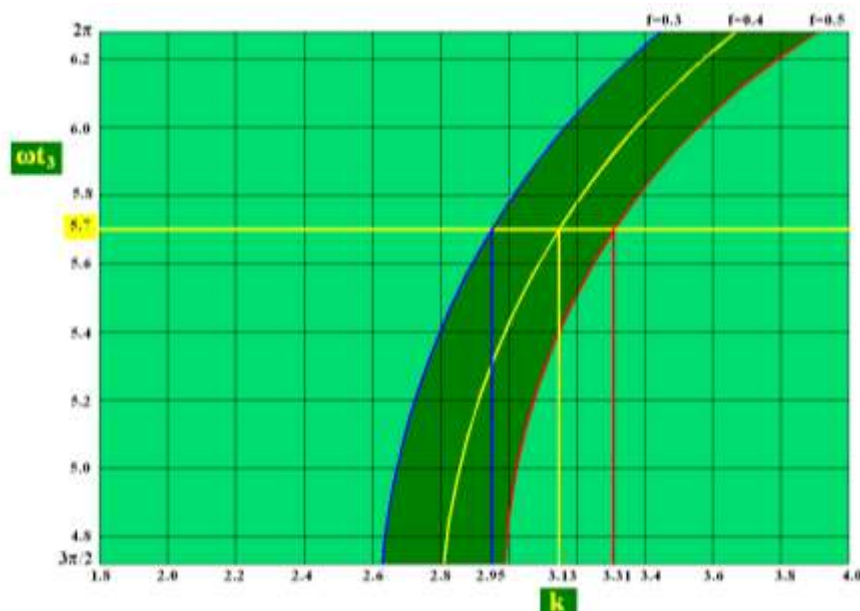


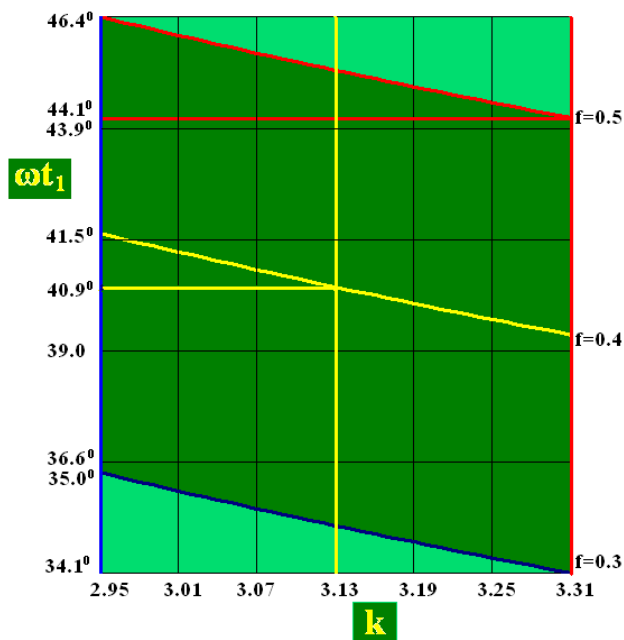
Fig. 3 – The diagrams of the variation angle ωt_3 , depending on kinematic regime k and friction coefficient f , for $\alpha=24^{\circ}$, $\delta=0^{\circ}$ / Diagramele variației unghiului ωt_3 , în funcție de regimul cinematic k și coeficientul de frecare f , pentru $\alpha=24^{\circ}$, $\delta=0^{\circ}$

For $\alpha=24^\circ$, $\delta=0^\circ$, the kinematic regime $k=2.95\div 3.31$ and friction coefficient $f=0.3\div 0.4$ it will present further the diagrams of pile displacement on the separation zone of the shaker element (Fig.4):

- diagrams of the angle ωt_1 which the pile detaches from the sieves, associate relation 2 in study 1;
- diagram of the angle ωt_2 that jump starts, associate relation 2 in study 2;
- diagrams of the space H covered by the pile on wall cascades, the active side of jagged edges and thresholds of sieves, associate relation 5 in study 4;
- diagrams of the speed vector angle β , associate relation 5 in study 3;
- diagrams of jump time t_{jump} , associate relation 2 in study 4;
- diagrams of the jump pile S on separation zone, associate relation 3 in study 4;
- diagrams of displacement speed pile v on the zone separation, associate relation 1 in study 5;
- diagrams of total time of jumps pile T_{jumps} on the separation zone, associate relation 2 in study 5.

Pentru $\alpha=24^\circ$, $\delta=0^\circ$, regimul cinematic $k=2,95\div 3,31$, și coeficientul de frecare $f=0,3\div 0,4$ se vor prezenta în continuare diagramele deplasării vrafului pe zona de separare a elementului de scuturare (fig.4):

- diagramele unghiului ωt_1 la care vraful se desprinde de site, conform relației 2 din studiul 1;
- diagrama unghiului ωt_2 la care începe saltul, conform relației 2 din studiul 2;
- diagramele spațiului H parcurs de vraf pe peretele cascadei, partea activă a marginilor zimțate și pragurilor sitelor, conform relației 5 din studiul 4;
- diagramele unghiului vectorului viteză β , conform relației 5 din studiul 3;
- diagramele duratei saltului vrafului t_{salt} , conform relației 2 din studiul 4;
- diagramele saltului vrafului S pe zona de separare, conform relației 3 din studiul 4;
- diagramele vitezei de deplasare a vrafului v pe zona de separare, conform relației 1 din studiul 5;
- diagramele duratei totale a salturilor vrafului $T_{salturi}$ pe zona de separare, conform relației 2 din studiul 5.



Diagrams of angle ωt_1 / Diagramele unghiului ωt_1

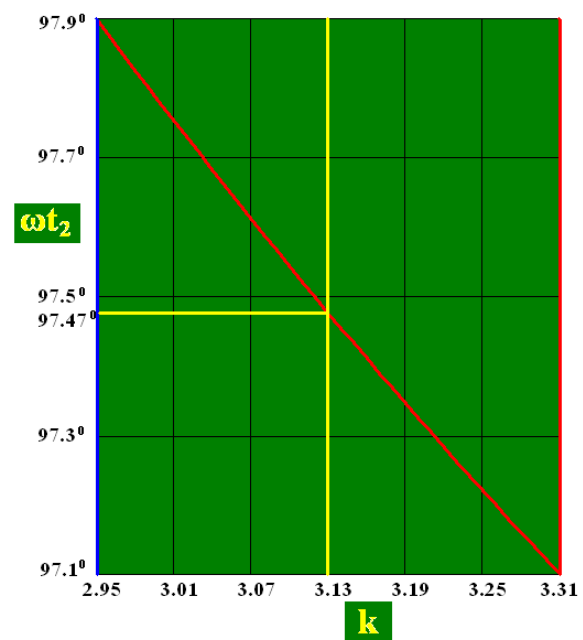
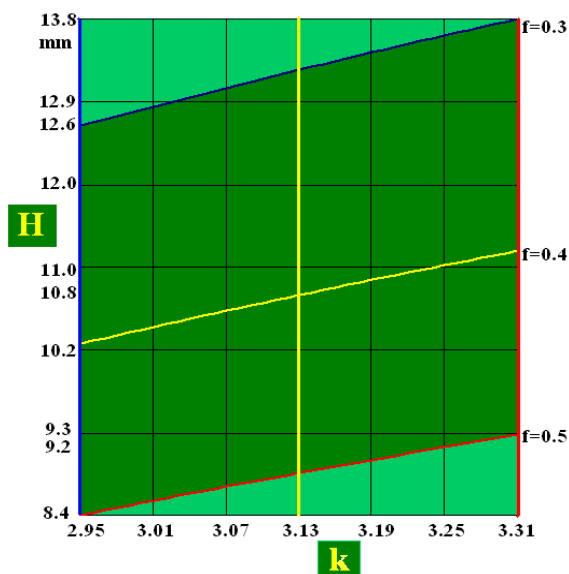
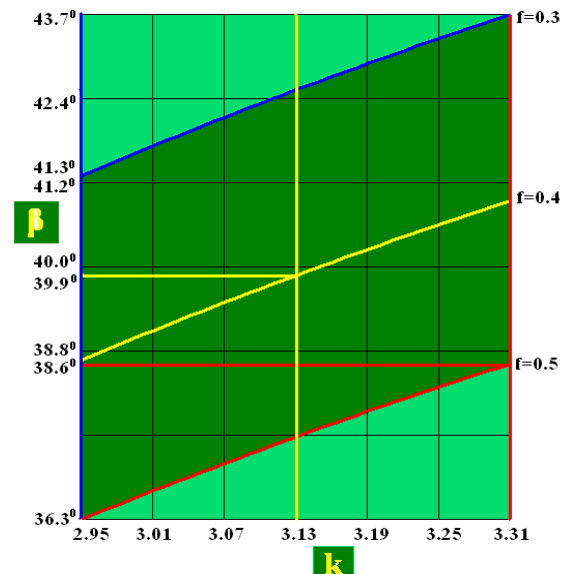


Diagram of angle ωt_2 / Diagrama unghiului ωt_2



Diagrams of space H / Diagramele spațiului H



Diagrams of the speed angle β / Diagramele unghiului viteză β

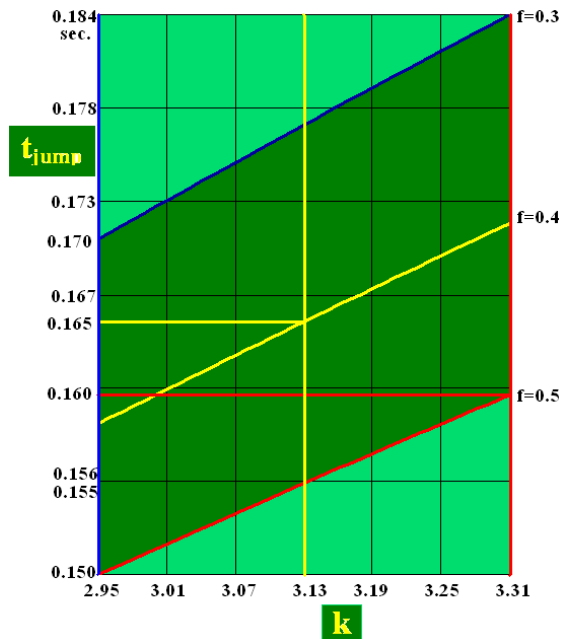
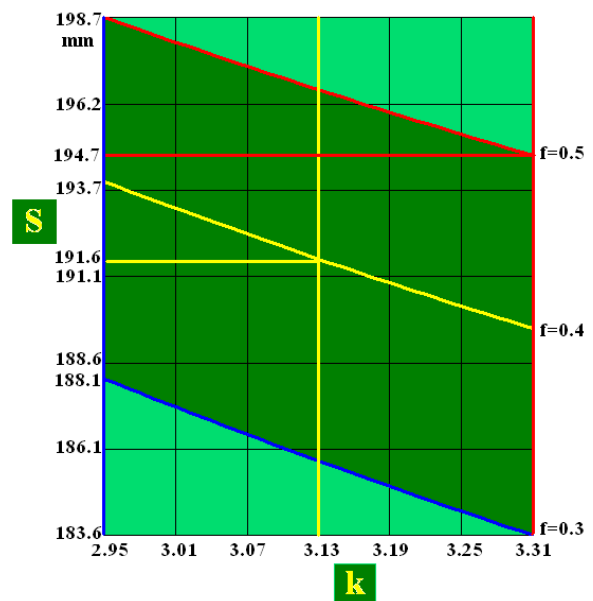
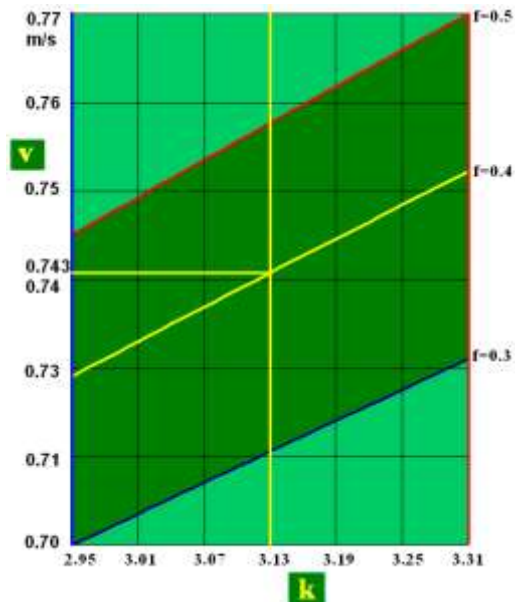
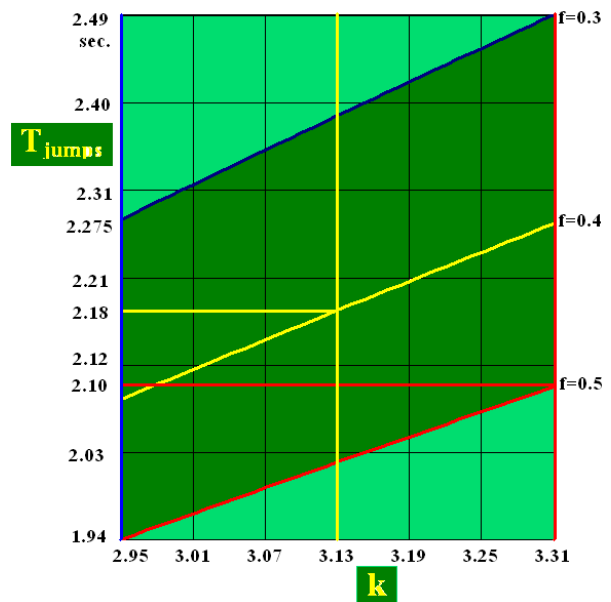
Diagrams of the jump time t_{jump} / *Diagramele duratei saltului t_{salt}* Diagrams of the jump pile S / *Diagramele saltului vrafului S* Diagrams of the speed pile v / *Diagramele vitezei vrafului v* Diagrams for total duration of jumps pile T_{jumps} / *Diagramele duratei totale a salturilor vrafului T_{salturi}*

Fig.4 – The diagrams of pile displacement on the separation zone of the first variant shaker element, for $\alpha=24^\circ$, $\delta=0^\circ$ / *Diagramele deplasării vrafului pe zona de separare a primei variante a elementului de scuturare, pentru $\alpha=24^\circ$, $\delta=0^\circ$*

Summary of the values diagrams are presented in table 1.

Sinteza valorilor diagramelor se prezintă în tabelul 1.

Table 1 / Tabel 1

	k	ωt_1 [°]	ωt_2 [°]	H [mm]	β	t_{jump} [s]	S [mm]	v [m/s]	T_{jumps} [s]	numar salturi
$f = 0.3 / 0.4$	2.95 / 3.13	35	97.8 / 97.8	12.6 / 12.6	41.3 / 41.3	0.177 / 0.177	188.1 / 188.1	0.703 / 0.703	2.275 / 2.275	11.8 / 11.8
$f = 0.4 / 0.4$	3.13 / 3.13	40.9 / 40.9	97.5 / 97.5	10.8 / 10.8	39.9 / 39.9	0.164 / 0.164	191.6 / 191.6	0.743 / 0.743	2.18 / 2.18	11.6 / 11.6
$f = 0.5 / 0.5$	3.31 / 3.31	44.1 / 44.1	97.1 / 97.1	9.2 / 9.2	38.6 / 38.6	0.155 / 0.155	194.7 / 194.7	0.77 / 0.77	2.1 / 2.1	11.4 / 11.4

According to the table 1 values for $f=0.4$, it can be builded the displacement trajectory of the pile particle on the first variant of shaker element, at a complet rotation of it (Fig. 5).

Conform valorilor din tabelul 1 pentru $f=0.4$, se poate construi traiectoria deplasării unei particule de vraf pe prima variantă a elementului de scuturare, la o rotație completă a acestuia (Fig. 5).

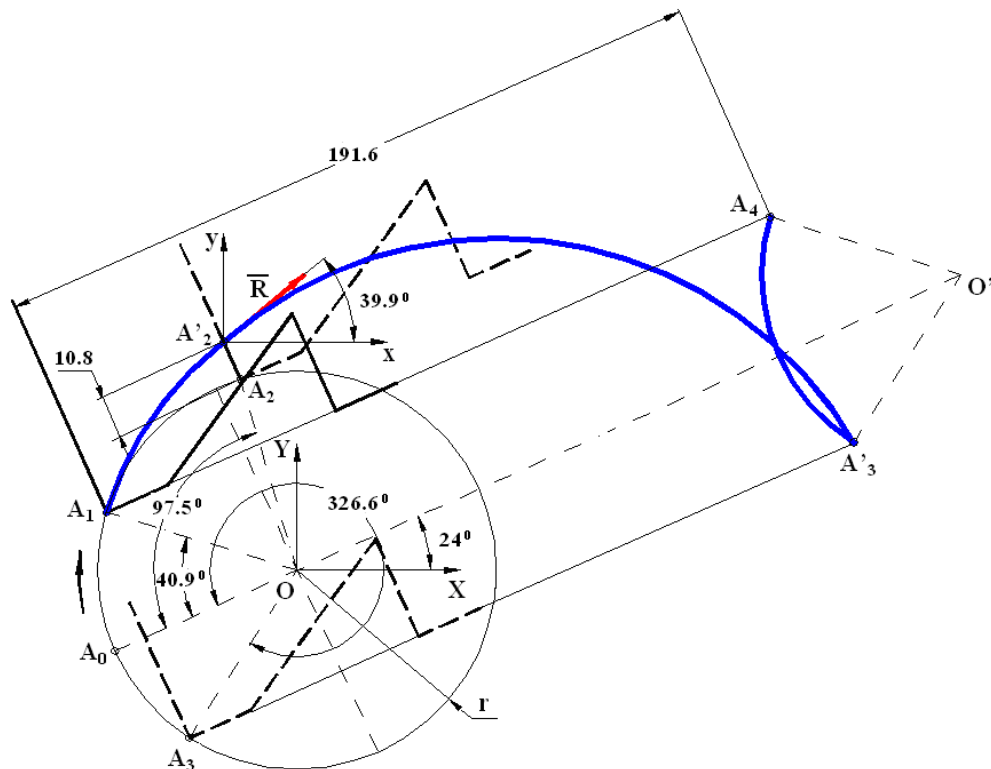


Fig. 5 - The trajectory of a pile particle on the first variant shaker element at a complete rotation of it, for $k=3.13$, $\alpha=24^\circ$, $\delta=0^\circ$, $f=0.4$ /
Traectoria deplasării unei particule de vraf pe elementul de scuturare la o rotație completă a acestuia, pentru $k=3.13$, $\alpha=24^\circ$, $\delta=0^\circ$, $f=0.4$

The height of the first cascade $H_{cascade}$ (Fig.6) must be greater than the thickness of the pile from sieve after the first cascade H_{pile} , according relation 2 in study 3.

The active part of the jagged edge and the thresholds sieves should be higher than the maximum value of space H covered by the pile, according to relation 1 in study 3.

Înălțimea primei cascade $H_{cascade}$ (Fig.6) trebuie să fie mai mare decât grosimea stratului de vraf de pe sita care urmează cascadei H_{vraf} , conform relației 2 din studiul 3.

Parea activă a marginii zimțate și a pragurilor sitelor trebuie să fie mai mari decât valoarea maximă a spațiului H parcurs de vraf, conform relației 1 din studiul 3.

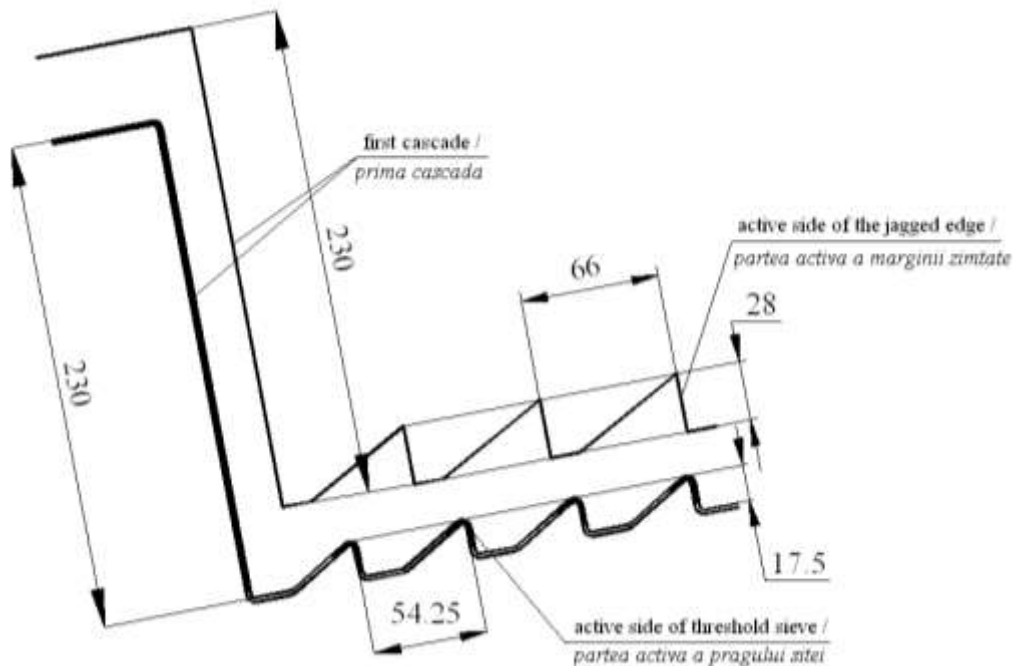


Fig.6 – The dimensions of the first cascade and active side of the jagged edge and threshold sieve, for $\alpha=24^\circ$, $\delta=0^\circ$ /
Dimensiunile primei cascade și părți active a marginii zimțate și pragului sitei, pentru $\alpha=24^\circ$, $\delta=0^\circ$

The height of the first cascade $H_{cascade}$ is calculated for $\lambda=0.6$, $q=6\text{kg/s}$, $b=1.08\text{m}$, $\gamma_{pile}=20\text{kg/m}^3$ and the speed of pile $v=0.743\text{m/s}$ (for $f=0.4$), associate relations

Înălțimea primei cascade $H_{cascade}$ este calculată pentru $\lambda=0.6$, $q=6\text{kg/s}$, $b=1.08\text{m}$, $\gamma_{vraf}=20\text{kg/m}^3$ și viteza vrafului $v=0.743\text{m/s}$ (pentru $f=0.4$), conform relațiilor 2 și 3 din

2 and 3 of study 3.

studiul 3.

$$\begin{aligned}
 H_{\text{cascade / cascada}} &= 230\text{mm} \geq H_{\text{pile / vraf}} = \frac{\lambda q}{b y_{\text{pile / vraf}} v} = 224\text{mm} \\
 H_{\text{active side of jagged edge /}} &= 28\text{mm} \geq H = 10.8\text{mm} \\
 H_{\text{partea activă a marginii zimțate}} & \\
 H_{\text{active side of threshold /}} &= 17.5 \geq H = 10.8\text{mm} \\
 H_{\text{partea activă a pragului}} &
 \end{aligned}
 \quad (1)$$

Next it will be the second option of the shaker element with the following characteristics:

- angle of the separation sieves to the horizontal: $\alpha=24^\circ$;
- angle of the first cascade, active side of the jagged edge and sieves thresholds to vertical of the sieves: $\delta=24^\circ$;
- length of separation zone: $L=2218\text{mm}$;
- active side of the jagged edge length: $L_{\text{active side of the jagged edge}}=31\text{mm}$;
- active side of the threshold length: $L_{\text{active side of the threshold sieves}}=21\text{mm}$ (Fig. 7).

În continuare se va prezenta a doua variantă a elementului de scuturare având următoarele caracteristici:

- unghiul sitelor de separare cu orizontala: $\alpha=24^\circ$;
- unghiul primei cascade, partea activă a marginilor zimțate și pragurilor sitelor cu verticala sitei: $\delta=24^\circ$;
- lungimea zonei de separare: $L=2218\text{mm}$;
- lungimea părții active a marginii zimțate: $L_{\text{partea activă a marginii zimțate}}=31\text{mm}$;
- lungimea părții active a pragurilor sitelor: $L_{\text{partea activă a pragurilor sitelor}}=21\text{mm}$ (Fig. 7).

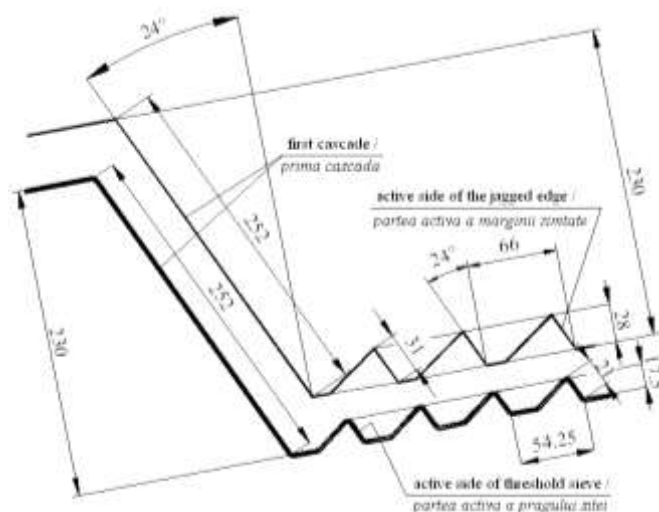


Fig.7 – The dimensions of the first cascade and active side of jagged edge and threshold sieve, for $\alpha=24^\circ$, $\delta=24^\circ$ /
 Dimensiunile primei cascade și partea activă a marginii zimțate și pragului sitei, pentru $\alpha=24^\circ$, $\delta=24^\circ$

For these construction characteristics were calculated the angle variation diagrams ωt_3 according kinematic regime $k=1.8\div 4$ and a friction coefficient of the pile on the shaker element $f=0.3\div 0.5$, using the relation 8 in study 3. For $\omega t_3 = 5.7$, it result the optimal kinematic regime in the range $k = 2.03\div 2.26$ (Fig.8).

Pentru aceste caracteristici constructive s-au calculat diagramele de variație ale unghiului ωt_3 în funcție de regimul cinematic $k=1,8\div 4$ și un coeficient de frecare a vrafului pe elementul de scuturare $f=0,3\div 0,5$, folosindu-se relația 8 din studiul 3. Pentru $\omega t_3=5,7$, a rezultat un regim cinematic optim cuprins în intervalul $k=2,03\div 2,26$ (fig. 8).

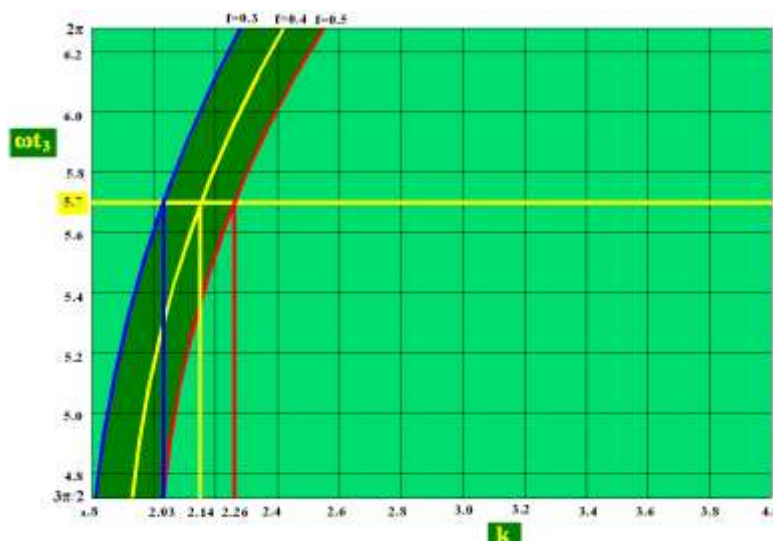
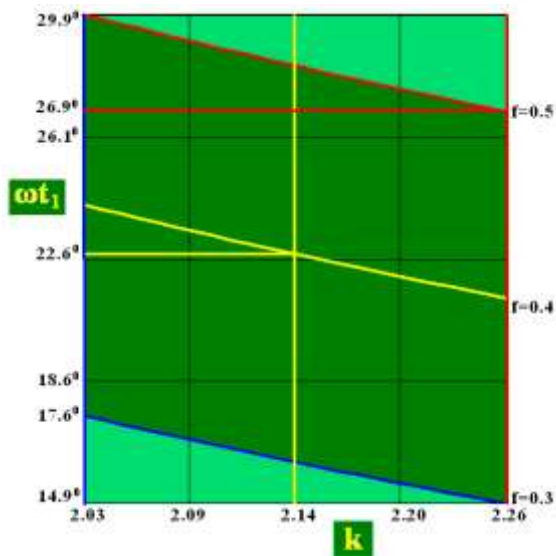


Fig. 8 – Diagrams of the variation angle ωt_3 , depending on kinematic regime k and friction coefficient f , for $\alpha=24^\circ$, $\delta=24^\circ$ /
 Diagramele variației unghiului ωt_3 , în funcție de regimul cinematic k și coeficientul de frecare f , pentru $\alpha=24^\circ$, $\delta=24^\circ$

For $\alpha=24^\circ$, $\delta=24^\circ$, the kinematic regime $k=2.03\div 2.26$ and friction coefficient $f=0.3\div 0.4$ it will present further the diagrams of pile displacement on the separation zone of the second shaker element (Fig. 9).

Pentru $\alpha=24^\circ$, $\delta=24^\circ$, regimul cinematic $k=2.03\div 2.26$, și coeficientul de frecare $f=0.3\div 0.4$ se vor prezenta în continuare diagramele deplasării vrafului pe zona de separare a celui de-al doilea element de scuturare (Fig. 9).



Diagrams of angle ωt_1 / *Diagramele unghiului ωt_1*

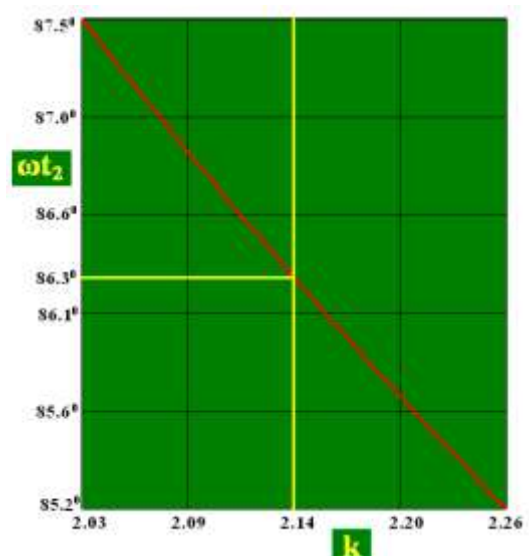
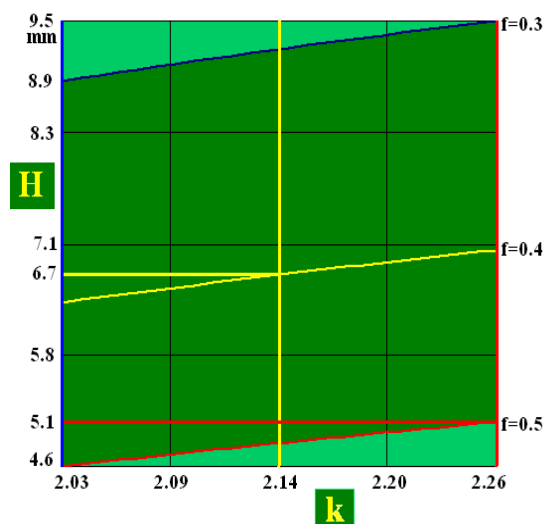
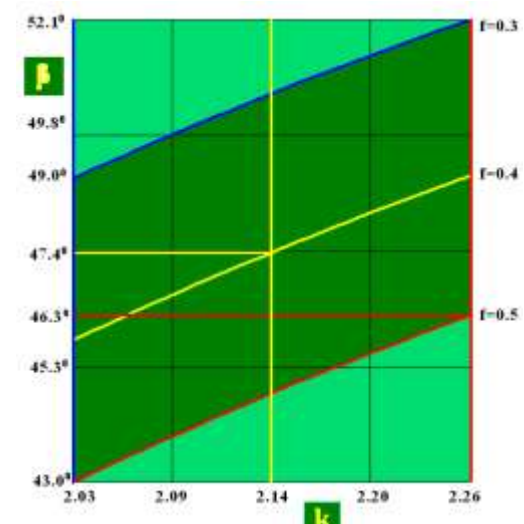


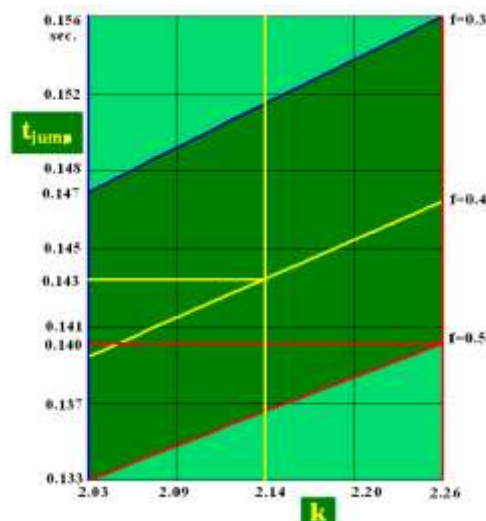
Diagram of angle ωt_2 / *Diagrama unghiului ωt_2*



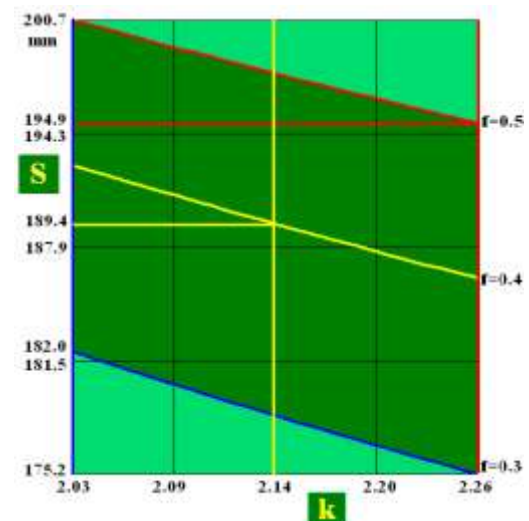
Diagrams of space H / *Diagramele spațiului H*



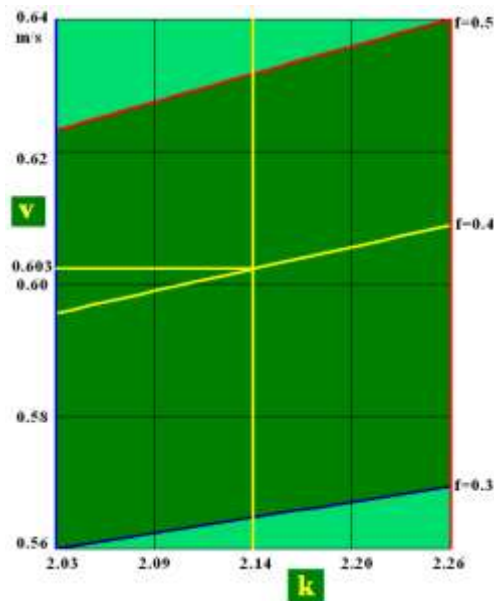
Diagrams of the speed angle β / *Diagramele unghiului vitează β*



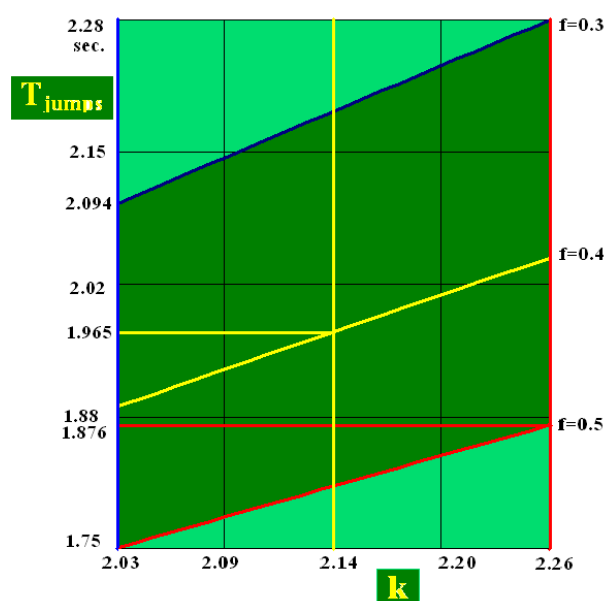
Diagrams of the jump time t_{jump} / *Diagramele duratei saltului t_{salt}*



Diagrams of the jump pile S / *Diagramele saltului vrafului S*



Diagrams of the speed pile v /
Diagramele vitezei vrafului v



Diagrams for total duration of jumps pile T_{jumps} /
 Diagramele duratei totale a salturilor vrafului $T_{salturi}$

Fig.9 – The diagrams of pile displacement on the separation zone of the second variant of shaker element, for $\alpha=24^\circ$, $\delta=24^\circ$ / *Diagramele deplasării vrafului pe zona de separare a variantei a doua a elementului de scuturare, pentru $\alpha=24^\circ$, $\delta=24^\circ$*

Summary of the diagrams values are presented in table 2.

Sinteza valorilor diagramelor se prezintă în tabelul 2.

Table 2 / Tabel 2

	k	ωt_1 [°]	ωt_2 [°]	H [mm]	β	t_{jump} [s]	S [mm]	v [m/s]	T_{jumps} [s]	numar salturi
f = 0.3 / 0,4	2.03 / 2,03	17.6 / 17,6	87.5 / 87,5	8.9 / 8,9	49.0 / 49,0	0.147 / 0,147	182.0 / 182,0	0.703 / 0,703	2.094 / 2,094	12.2 / 12,2
f = 0.4 / 0,4	2.14 / 2,14	22.6 / 22,6	86.3 / 86,3	6.7 / 6,7	47.4 / 47,4	0.143 / 0,143	189.4 / 189,4	0.743 / 0,743	1.965 / 1,965	11.7 / 11,7
f = 0.5 / 0,5	2.26 / 2,26	26.9 / 26,9	85.2 / 85,2	5.1 / 5,1	46.3 / 46,3	0.140 / 0,140	194.9 / 194,9	0.770 / 0,770	1.876 / 1,876	11.4 / 11,4

According to the table 2 values for $f=0.4$, it can build the displacement trajectory of a pile particle on this shaker element at a complet rotation of it (Fig.10).

Conform valorilor din tabelul 2 pentru $f=0,4$, se poate construi traiectoria deplasării unei particule de vraf pe acest element de scuturare la o rotație completă a acestuia (Fig.10).

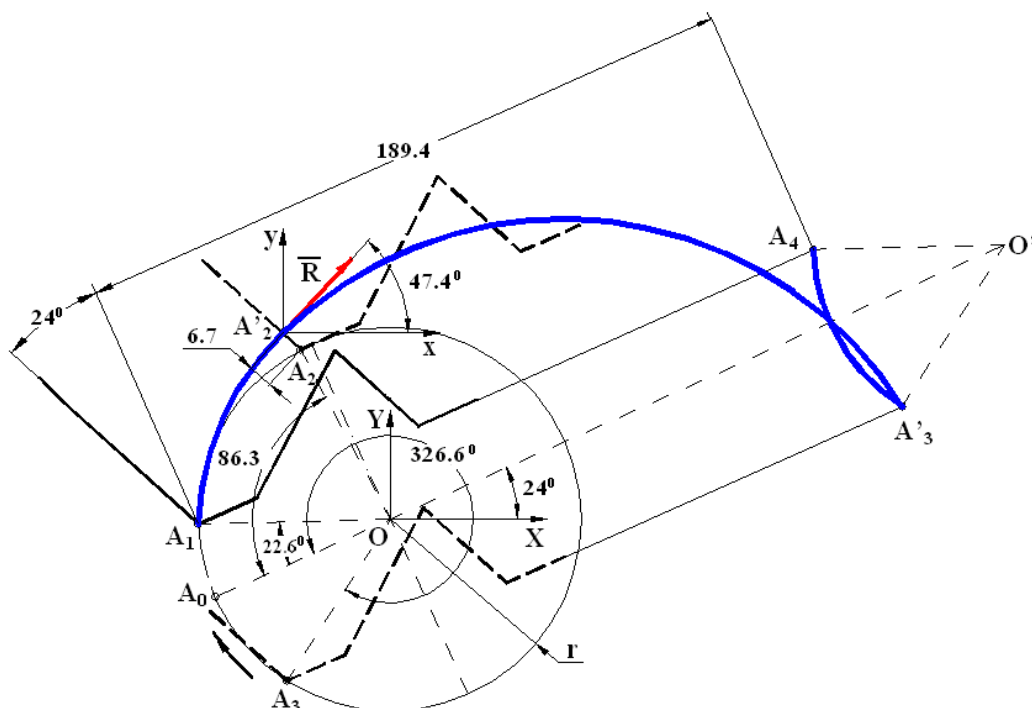


Fig.10 - The trajectory of a pile particle on the second shaker element at a complet rotation of it, for $k=3.13$, $\alpha=24^\circ$, $\delta=24^\circ$, $f=0.4$ /
Traectoria deplasării particulei de vraf pe elementul de scuturare la o rotație completă a acestuia, pentru $k=3.13$, $\alpha=24^\circ$, $\delta=24^\circ$, $f=0.4$

In 2007 it have been conducted an experimental research of the combine harvester C110, equipped with the combine straw walkers and a straw walkers with shaker elements having the following characteristics (Fig. 11):

- angle of the separation sieves to the horizontal: $\alpha=24^{\circ}$;
- first cascade height: $H_{cascada}=230mm$;
- angle of the first cascade, active side of the sieves thresholds to vertical of the sieves: $\delta=0^{\circ}$;
- angle of the active part active of the jagged edge to vertical of the sieves: $\delta_{mz}=24^{\circ}$;
- length of separation zone: $L=2218mm$;
- two types of sieves on the separation zone;
- ordering range of the crankshaft journals of the straw walkers: $r=52.5mm$;
- speed of straw walkers: $n=184\div 242rpm$ ($k=1.99\div 3.4$).

În 2007 s-a efectuat cercetarea experimentală a combinei C110, echipată cu scuturătorul combinei și cu un scuturător cu elemente de scuturare având următoarele caracteristici (fig. 11):

- unghiul sitelor de separare cu orizontala: $\alpha=24^{\circ}$;
- înălțimea primei cascade: $H_{cascada}=230mm$;
- unghiul primei cascade și partea activă a pragurilor sitelor cu verticala sitelor: $\delta=0^{\circ}$;
- unghiul părții active a marginilor zimțate cu verticala sitelor: $\delta_{mz}=24^{\circ}$;
- lungimea zonei de separare: $2218mm$;
- două tipuri de site pe zona de scuturare;
- raza de dispunere a manetoanelor arborilor cotiți ai scuturătorului: $r=52,5mm$;
- turația scuturătorului: $n=184\div 242rpm$ ($k=1,99\div 3,4$).

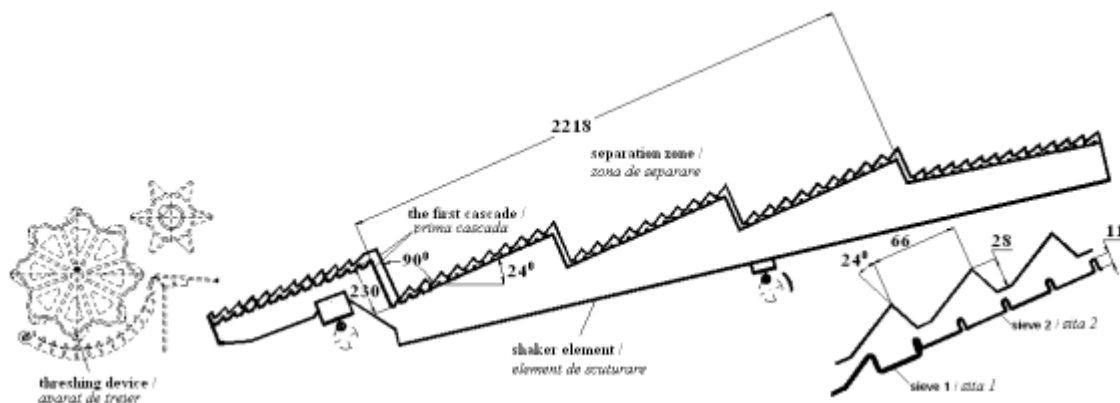


Fig.11 - The constructive characteristics of the experimented shaker element / Caracteristicile constructive ale elementului de scuturare experimentat

The main biological characteristics of the culture of wheat harvested were:

- biological mass: $0.9232kg/m^2$;
- index of straw contents: $\lambda=0.58$;
- humidity: 14%.

The combine harvester speed was set at $6 km/h$, to obtain a supply flow to combine with vegetable mass $5.44 kg/s$ and kinematic regime of operation was in the range $k=2.06\div 2.82$.

Losses from shaking are presented in Table 3.

Principalele caracteristici biologice ale culturii de grâu recoltată au fost:

- masa biologică: $0,9232kg/m^2$;
- indicele conținutului de paie: $\lambda=0,58$;
- umiditatea: 14%.

Viteza de deplasare a combinei a fost stabilită la $6 km/h$, pentru obținerea unui debit de alimentare cu masă vegetală a combinei de $5,44 kg/s$, iar regimul cinematic al acționării a fost cuprins în intervalul $k=2,06\div 2,82$.

Pierderile la scuturare sunt prezentate în tabelul 3.

Table 3 / Tabel 3

kinematic regime / regimul cinematic (k)	2.06 / 2,06	2.14 / 2,14	2.37 / 2,37	2.69 / 2,69	2.82 / 2,82
losses from combine straw walkers / pierderi la scuturare ale scuturătorului combinei	0.68 / 0,68	0.62 / 0,62	0.66 / 0,66	0.68 / 0,68	0.77 / 0,77
losses from experimented straw walkers / pierderi la scuturătorul experimentat	0.57 / 0,57	0.52 / 0,52	0.55 / 0,55	0.57 / 0,57	0.64 / 0,64

The diagram of losses from shaking of the harvester combine C110, equipped with combine and experimented straw walkers, is presented in Fig.12.

Diagrama pierderilor la scuturare ale combinei C110, echipată cu scuturătorul combinei și cu scuturătorul experimentat, este prezentată în figura 12.

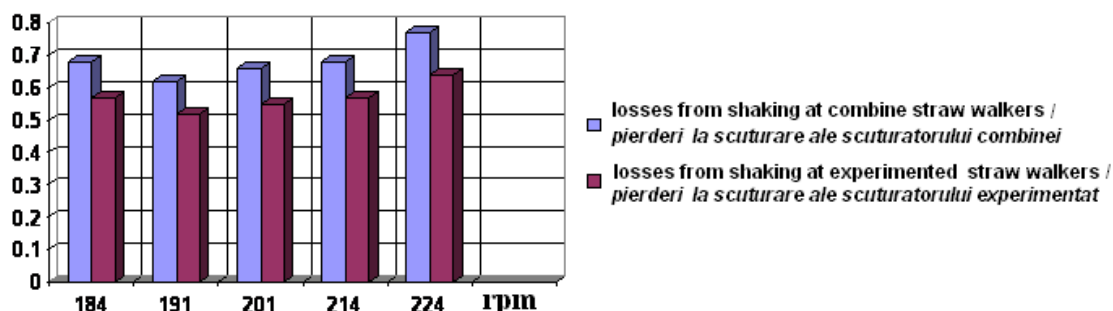


Fig.12 – The diagram of losses from shaking of the harvester combine C110, equipped with combine and experimented straw walkers / Diagrama pierderilor la scuturare ale combinei C110, echipată cu scuturătorul combinei și scuturătorul experimentat

RESULTS

In comparison with the technical and functional characteristics of the straw walkers of harvester combine C110, the two versions proposed of the optimized straw walkers based on the theoretical study has the following features:

- the first cascade height increased by 30%;
- the separation zone length increased in the three separate sieves it have the same length and only one type of separation sieve;
- the change configuration of chutes and sieves it will be so that the active part of jagged edge and threshold sieves respect the calculated values;
- the cascades have not provide perforations and thresholds which prevent the vertical displacement of pile;
- the optimal speed of straw walkers, calculated for a coefficient of friction of the pile on straw walkers is: $f=0.4$, for the first version of shaker element is $n=231rpm$ ($k=3.13$) and for the second version $n=191 rpm$ ($k=2.14$).

CONCLUSIONS

As stated in the summary articles presented, theoretical study of pile displacement on straw walkers of conventional combine harvesters provide to conventional combine harvesters bidders the methodology for calculating the structural and functional characteristics which are necessary for reduction of losses from shaking process, increased work capacity of straw walkers and implicitly combine harvester. So, if the power flow for C110 combine harvester was set at 5 kg/s, the experimented straw walkers allowed their growth to 5.44kg/s, losses from shaking were with 19% lower.

The theoretical study can be applied to all currently straw walkers conventional combine harvesters products, their performance will increase by reduced investments.

REFERENCES

- [1]. Ivan Gh., Nedelcu M. (2010) – *Theoretical study of pile displacement on the straw walker of conventional combine harvesters* (Part one), INMATEH – AGRICULTURAL ENGINEERING, vol. 31, no. 2, pag. 5÷10, Bucharest;
- [2]. Ivan Gh., Nedelcu M. (2010) – *Theoretical study of pile displacement on the straw walker of conventional combine harvesters* (Part two), INMATEH – AGRICULTURAL ENGINEERING, vol. 32, no. 3, pag. 43÷50, Bucharest;
- [3]. Ivan Gh., Nedelcu M. (2011) – *Theoretical study of pile displacement on the straw walker of conventional combine harvesters* (Partea three), INMATEH – AGRICULTURAL ENGINEERING, vol. 33, no. 1, pag. 43÷48, Bucharest;
- [4]. Ivan Gh., Nedelcu M. (2011) – *Theoretical study of pile displacement on the straw walker of conventional combine harvesters* (Partea four), INMATEH – AGRICULTURAL ENGINEERING, vol. 34, no. 2, pag. 43÷50, Bucharest;
- [5]. Ivan Gh., Nedelcu M. (2012) – *Theoretical study of pile displacement on the straw walker of conventional combine harvesters* (Partea five), INMATEH – AGRICULTURAL ENGINEERING, vol. 36, no. 1, pag. 33÷40, Bucharest;
- [6]. Krasnicenko A.V. (1962-1964) – *Handbook of Agricultural Machinery Builder* – vol.2, Technical Publishing House Bucharest, Romania, pag. 388÷394;
- [7]. Letošnev M.N. (1959) – *Agricultural Machinery*, State Agro-Forestry Publishing House, pag. 423÷510;
- [8]. Neculaiasa V., Dănilă I. (1986) – *Grain Harvester Machinery*, Polytechnic Institute of Iasi, Romania.

REZULTATE

In comparație cu caracteristicile scuturătorului combinei C110, cele două variante propuse ale scuturătorului optimizat pe baza studiului teoretic au următoarele particularități:

- înălțimea primei cascade mărită cu aproape 30%;
- lungimea zonei de separare mărită astfel încât cele trei site de separare ale zonei să aibă aceeași lungime și un singur tip de sită de separare;
- schimbarea configurației jgheaburilor și sitelor astfel încât partea activă a marginii zimțate și pragurilor sitelor să respecte valorile calculate;
- cascadele nu au prevăzute perforații și praguri care ar împiedica deplasarea pe verticală a vrafului;
- turația optimă a scuturătorului calculată pentru un coeficient de frecare al vrafului pe scuturător de $f=0.4$ este pentru prima variantă a elementului de scuturare de $n=231rpm$ ($k=3.13$) și pentru a doua variantă de $n=191 rpm$ ($k=2.14$).

CONCLUZII

După cum s-a afirmat în rezumatul articolelor prezentate, studiul teoretic al deplasării vrafului pe scuturătorul cu cai pe două axe pune la dispoziția constructorilor combinelor convenționale de recoltat cereale metodologia de calcul a caracteristicilor constructive și funcționale necesare micșorării pierderilor procesului de scuturare, creșterii capacității de lucru a scuturătorului și implicit a combinei. Astfel, dacă debitul de alimentare la omologarea combinei C110 a fost stabilit la valoarea de 5 kg/s, scuturătorul experimentat a permis creșterea acestuia la 5,44kg/s, pierderile la scuturare fiind cu 19% mai mici.

Studiul teoretic poate fi aplicat la toate scuturătoarele combinelor convenționale produse în prezent, performanțele acestora crescând cu investiții reduse.

BIBLIOGRAFIE

- [1]. Ivan Gh., Nedelcu M. (2010) – *Studiul teoretic al deplasării vrafului pe scuturătorul combinelor convenționale de recoltat cereale* (Partea întâi), INMATEH – AGRICULTURAL ENGINEERING, vol. 31, nr. 2, pag. 5÷10, București;
- [2]. Ivan Gh., Nedelcu M. (2010) – *Studiul teoretic al deplasării vrafului pe scuturătorul combinelor convenționale de recoltat cereale* (Partea a doua), INMATEH – AGRICULTURAL ENGINEERING, vol. 32, nr. 3, pag. 43÷50, București;
- [3]. Ivan Gh., Nedelcu M. (2011) – *Studiul teoretic al deplasării vrafului pe scuturătorul combinelor convenționale de recoltat cereale* (Partea a treia), INMATEH – AGRICULTURAL ENGINEERING, vol. 33, nr. 1, pag. 43÷48, București;
- [4]. Ivan Gh., Nedelcu M. (2011) – *Studiul teoretic al deplasării vrafului pe scuturătorul combinelor convenționale de recoltat cereale* (Partea a patra), INMATEH – AGRICULTURAL ENGINEERING, vol. 34, nr. 2, pag. 43÷48, București;
- [5]. Ivan Gh., Nedelcu M. (2012) – *Studiul teoretic al deplasării vrafului pe scuturătorul combinelor convenționale de recoltat cereale* (Partea a cincea), INMATEH – AGRICULTURAL ENGINEERING, vol. 36, nr. 2, pag. 33÷40, București;
- [6]. Krasnicenko A.V. (1962-1964) - *Manualul constructorului de Mașini Agricole* – vol.2, Editura Tehnică București, pag. 388÷394;
- [7]. Letošnev M.N. (1959) - *Mașini agricole*, Editura Agrosilvică de Stat-București, pag. 423÷510;
- [8]. Neculaiasa V., Dănilă I. (1986) - *Mașini de recoltat cereale*, Institutul Politehnic Iași, Romania.

STUDIES AND RESEARCHES ON OPTIMIZATION OF ENERGETICS OF TRACTOR-TOWED FORAGE HARVESTER COMBINE AGGREGATES

STUDII SI CERCETARI ASUPRA OPTIMIZARII ENERGETICII AGREGATELOR TRACTOR-COMBINA TRACTATA DE RECOLTAT FURAJE

PhD. Stud. Ștefănoiu M.D.¹⁾, Math. Cârdei P.²⁾, PhD. Eng. Vlăduț V.²⁾, Assoc. Prof. PhD. Eng. Boruz S.¹⁾,
Assoc. Prof. PhD. Eng. Lazar S.³⁾, PhD. Stud. Fodor M.⁴⁾

¹⁾University of Craiova / Romania; ²⁾INMA Bucharest / Romania; ³⁾University from Novi Sad / Serbia;

⁴⁾Romanian Academy - Institute of Biology / Romania

E-mail: boruz.sorin@gmail.com

Abstract: The problem of the optimization of working regimes of agricultural aggregates remains one of current, even if their approach began with over a half of century ago or even earlier. The reasons for the problem remains in the study are several: difficulty of verifying experimentally the optimality of solutions, the existence of some solutions with certain errors in the specialty literature of reference, the complexity of mathematical models on which is solve the problems of optimality and which introduce new parameters, necessary for obtaining of some functions goal which would have optimal points in the strict sense of local extremum, parameters which however are not usual and are difficult to determine by measurements.

This article starts from a known method from the literature of the '70, corrects the solution and modifies slightly the mathematical model in order to make its calibration on a specific case so that the final results – the coordinates of the optimal point - to be obtained numerically and compared with data from the literature.

Keywords: combine harvesters, energetics, feedingstuffs, optimization, towed

INTRODUCTION

By the name “optimizing the energetic of trailed forage harvester combines” (but, generally, and of many other machines), is meant the activity of construction of a mathematical model able to provide an optimal point in the area of process control of working parameters of the aggregate. The most complete model of the working process for such a process can be built within the Systems Theory for example, according to [4] and [1].

The construction of a complete model within the theory of dynamical systems would suppose also writing the equations of motion of the aggregate, considering the transient stages of movement, construction of interpolation curves which would approximate the traction characteristics of the tractor, etc. All this would mean a too much complex construction for the beginning. For this reason we preferred to use a reduced model, which starts directly from the consumed energies for the combine traction and for operating at the PTO.

The list of model parameters is given in Table 1

Rezumat: Problema optimizării regimurilor de lucru ale agregatelor agricole rămâne una de actualitate, chiar dacă abordarea acestora a început cu peste jumătate de veac în urmă sau chiar mai înainte. Cauzele pentru care problema rămâne în studiu sunt mai multe: dificultatea de a verifica experimental optimalitatea soluțiilor, existența unor soluții cu anumite erori în literatura de specialitate de referință, complexitatea modelelor matematice pe care se rezolvă problemele de optimalitate și care introduc parametri noi, necesari pentru obținerea unor funcții scop care să aibe puncte optime în sensul strict de extremum local, care parametri însă nu sunt uzuali și sunt greu de determinat prin măsurări.

Acest articol pleacă de la o metodă cunoscută din literatura de specialitate a anilor '70, corectează soluția și modifică ușor modelul matematic pentru a putea face calibrarea acestuia pe un caz concret astfel încât rezultatele finale – coordonatele punctului optimal să fie obținute numeric și comparate cu date din literatura de specialitate.

Cuvinte cheie: combine, energetică, furaje, optimizare, tractate.

INTRODUCERE

Prin optimizarea energeticii combinelor tractate de recoltat furaje (dar, în general și a multor altor utilaje), se înțelege activitatea de construcție a unui model matematic capabil să furnizeze un punct optimal în spațiul parametrilor de comandă ai procesului de lucru al agregatului. Cel mai complet model al procesului de lucru pentru un astfel de proces se poate construi în cadrul Teoriei Sistemelor de exemplu, conform [4] și [1].

Construcția unui model complet în cadrul teoriei sistemelor dinamice ar presupune și scrierea ecuațiilor de mișcare ale agregatului, considerarea etapelor de mișcare în regim tranzitiv, construcția unor curbe de interpolare care să aproximeze caracteristicile de tracțiune ale tractorului, etc. Toate acestea ar însemna o construcție mult prea complexă, pentru început. Pentru acest motiv am preferat să folosim un model redus, care pornește direct de la energiile consumate pentru tracțiunea combinei și pentru acționarea la priza de putere.

Lista parametrilor modelului este dată în tabelul 1.

Table 1 / Tabelul 1

The list of mathematical model parameters used at the optimization of energetic of the aggregate tractor-towed forage harvester combine /
Lista parametrilor modelului matematic folosit la optimizarea energeticii agregatului tractor-combina tractată de recoltat furaje

No./ Nr.	Parameter / Parametrul	notation / notație	M.U. / U.M.
1	Gravitational acceleration / <i>Accelerația gravitațională</i>	g	ms^{-2}
2	Growth factor of specific energy for operating the active organs at harvest / <i>Coeficient de creștere a energiei specifice pentru acționarea organelor active la recoltare</i>	p_{2r}	$\text{Ws}^2\text{kg}^{-1}\text{m}^{-1}$
3	Coefficient of increase of force of resistance to movement / <i>Coeficientul de creștere a forței de rezistență la deplasare</i>	f_v	sm^{-1}

4	Coefficient of friction at rolling of combine wheels on the ground / Coeficientul de frecare la rularea roților combinei pe sol	f	-
5	Coefficient of correlation between no load speed and speed in work / Coeficientul de legătură între viteza în gol și viteza în lucru	β	-
6	Working flow / Debitul de lucru	q	Kgs ⁻¹
7	Distance from the edge of parcel to road / Distanța de la marginea parcelei la drum	e	m
8	Specific energy for operating the active organs at harvest / Energia specifică pentru acționarea organelor active la recoltare	p_{1r}	Wskg ⁻¹
9	Specific weight of the combine on the working width / Greutatea specifică a combinei pe lățimea de lucru	$g_s = \frac{M + m \cdot g}{B}$	Nm ⁻¹
10	Working width of combine / Lățimea de lucru a combinei	B	m
11	Plot width / Lățimea parcelei	C	m
12	Plot length / Lungimea parcelei	L	m
13	Traveled path length for repair the errors / Lungimea traseului parcurs pentru repararea greșurilor	L_s	m
14	Length of a return / Lungimea unei întoarceri	l_i	m
15	Mass of combine / Masa combinei	M	kg
16	Mass of equipment EI / Masa echipamentului EI	m	kg
17	Specific production of unit surface / Producția specifică unității de suprafață	ρ	Kgm ⁻²
18	Power consumption at PTO in no load / Puterea consumată la priză în gol	P_{pg}	W
19	Effective power consumption at PTO in no load / Puterea efectivă consumată la priză în gol	$P_{pg\text{ef}}$	W
20	Power output at PTO / Puterea furnizată la priza de putere	P_p	W
21	Effective power delivered at PTO / Puterea efectivă furnizată la priza de putere	$P_{p\text{ef}}$	W
22	Effective power to tow the combine / Puterea efectivă pentru tractarea combinei	P_{tef}	W
23	Power required to tow the combine / Puterea necesară pentru tractarea combinei	P_t	W
24	Effective total power to operate the combine during the work / Puterea totală efectivă pentru acționarea combinei în timpul lucrului	P_{Tef}	W
25	Turning radius / Raza de întoarcere	R	m
26	Working time in no load / Timpul de lucru în gol	t_g	s
27	Working time in harvesting / Timpul de lucru în recoltare	t_r	s
28	Working speed (in harvesting or in load) / Viteza de lucru (în recoltare sau sarcină)	v_r	m/s
29	Speed in no load (returns) / Viteza în gol (întoarceri)	v_g	m/s

MATERIAL AND METHOD

To try to get to the energetic optimization of the aggregate consisting of tractor and towed combine forage harvester, we will follow a path similar to that of [7], [2] and [9], where such a calculation is made for self-propelled combines. The method used in [7], [2], [9] is simple, consisting in the following steps:

- 1) Writing the balance of power of the forage harvester;
- 2) Obtaining the energy balance from that of power by multiplying each power term with the appropriate working time;
- 3) Replacing of time depending on the characteristics of the plot and working speeds (effective, no load, at returns);
- 4) Optimization of energetic consumption.

The authors of [7] do a simplified power balance to solve as possible easier the energetic optimization of the aggregate. In this chapter we will give a correct solution to the problem from [7], generalized by two relations that allow considering some complex working situations. Thus we will consider the required traction power for the trailed combine forage harvester, P_t , of the form:

$$P_t = \begin{cases} g_s f B v_r + g_s f_v B v_r^2, & \text{for the work in charge (harvesting) / pentru lucrul în sarcină (recoltare)} \\ g_s f B v_g + g_s f_v B v_g^2, & \text{for the work in no load (at turns) / pentru lucrul în gol (la întoarceri)} \end{cases}, \quad (1)$$

and for the power required to operate to the PTO

$$P_p = \begin{cases} P_{pg} + p_1 B \rho v_r + p_2 B \rho v_r^2, & \text{for the work in charge (harvesting) / pentru lucru în sarcina (recoltare), } \rho > 0 \\ P_{pg}, & \text{pentru lucru în gol (} \rho = 0 \text{)} \end{cases}, \quad (2)$$

The second degree terms from the working speed and from the no load speed are introduced to make possible the appearance of an objective function which would have an optimal point in the classical sense of local extremum in this

MATERIAL ȘI METODĂ

Pentru a încerca să ajungem la optimizarea energeticii agregatului format din tractor și combina tractată de recoltat furaje, vom urma o cale asemănătoare cu cea din [7], [2] și [9], unde se face un astfel de calcul pentru combine autopropulsate. Metoda folosită în [7], [2], [9] este simplă, constând în următoarele etape:

- 1) Scrierea bilanțului de putere al combinei de recoltat furaje;
- 2) Obținerea bilanțului energetic din cel de putere prin înmulțirea fiecărui termen putere cu timpul de lucru corespunzător;
- 3) Înlocuirea timpului funcție de caracteristicile parcelei și vitezele de lucru (efectiv, în gol, la întoarceri);
- 4) Optimizarea consumului energetic.

Autorii [7] fac un bilanț de putere simplificat pentru a rezolva cât mai ușor optimizarea energeticii agregatului. În acest capitol se va da o soluție corectă a problemei din [7], generalizată prin două relații care permit considerarea unor situații complexe de lucru. Astfel, noi vom considera puterea necesară tracțiunii combinei tractate de recoltat furaje, P_t , de forma:

iar pentru puterea necesară acționării la priză:

Termenii de gradul al doilea din viteza în lucru și din viteza în gol sunt introduși pentru a face posibilă apariția unei funcții obiectiv care să aibă un punct optimal în sens clasic de extremum local, în acest caz,

case, minimizing the energy consumed. These terms contain the square of the working speed and the square of the no load speed, like at the machines intended for tillage, especially plows, [5]. The authors [7] introduced the term quadratic into the working speed v_r , and adding the quadratic term into the no load speed v_g is a first original contribution of the authors.

Using the method of circular movement with returns in the four corners of the plot, is obtained the following formula for the length of a return:

$$l_i = R \left(\frac{\pi}{2} + 2 \right) + \frac{B}{2} + e \quad (3)$$

The working time in harvesting is calculated using the formula, according to [1]

$$t_r = \frac{CL}{Bv_r} \quad (4)$$

And the working time in no load (returns and distances covered to repair errors), according also to [6]:

$$t_g = \frac{2C}{Bv_g} \left(l_i + \frac{L_s}{C} B \right) \quad (5)$$

In these conditions, the energy consumed by tractor on a plot for harvesting with the forage combine, is obtained by multiplying the powers in working (harvesting) and in no load, with the times in working, respectively in no load, resulting the expression:

$$E = g_s f B v_r + f_v g_s B v_r^2 + p_1 B v_r \rho + p_2 B \rho v_r^2 + P_{pg} \frac{CL}{Bv_r} + \frac{2C}{Bv_g} g_s f B v_g + f_v g_s B v_g^2 + P_{pg} \left(l_i + \frac{L_s}{C} B \right). \quad (6)$$

By noting

Notând :

$$A = R \left(\frac{\pi}{2} + 2 \right) + e \quad (7)$$

and considering the linear relation between the speed in no load and speed in working (a second original contribution of authors):

și considerând relația liniară între viteza în gol și viteza în lucru (o a doua contribuție originală a autorilor):

$$v_g = \beta v_r, \quad (8)$$

and also in accordance with [6], considering the restriction:

și, de asemenea conform cu [6], considerând restricția:

$$B \rho v - q = 0 \quad (9)$$

where we have re-wrote the speed in working v_r with v , the speed in no load being replaced with the relation (8), for simplifying the writing. It is expressed the working width from the restriction (9) and is introduced in the energy expression (6), then grouping the terms and is obtained a simple expression of energy:

unde am renotat viteza în lucru v_r cu v , viteza în gol fiind înlocuită cu relația (8), pentru simplificarea scrierii. Se exprimă lățimea de lucru din restricția (9) și se introduce în expresia energiei (6), apoi se grupează termenii și se obține o expresie simplă a energiei:

$$E = E(v) = M + Nv + \frac{Q}{v}, \quad (10)$$

for $v > 0$, in which:

pentru $v > 0$, în care:

$$M = g_s f CL + p_1 \rho CL + 2 g_s f CA + \frac{P_{pg} \rho C}{q} \frac{C + 2A}{q} + f_v g_s \frac{\beta q}{\rho} \frac{C + 2L_s}{\rho}, \quad (11)$$

$$N = f_v g_s CL + 2 f_v g_s C \beta A + p_2 \rho CL, \quad (12)$$

$$Q = \frac{\rho P_{pg} + g_s f q \quad C + 2L_s}{\rho} \quad (13)$$

For the energy (10), by derivation in relation to the working speed v , is obtained by canceling the first derivative, the speed of a point of minimum:

Pentru energia (10), prin derivare în raport cu viteza de lucru v , se obține, anulând prima derivată, viteza unui punct de minim:

$$v_{\min} = \sqrt{\frac{Q}{N}}, \quad (14)$$

and the corresponding minimum energy

și energia minimă corespunzătoare:

$$E_{\min} = M + 2\sqrt{NQ}. \quad (15)$$

RESULTS

The main result of the calculation is the exact expression of the optimal speed, speed which characterizes the point of minimum of energy:

REZULTATE

Principalul rezultat al calculului este expresia exactă a vitezei optime, viteza care caracterizează punctul de minim al energiei:

$$v_{\min} = \sqrt{\frac{\rho P_{pg} + g_s f q \quad C + 2L_s}{\rho C \quad f_v g_s L + 2 f_v g_s \beta A + p_2 \rho L}} \quad (16)$$

The minimum energy expression can be explicitly depending on the model parameters specifying M , N and Q in (15) with the help of their definitions (11), (12) and (13).

The above optimization solution, as the solutions from [6], [1] and [8], belong to a class of simple solutions for the optimization of working processes of agricultural machines.

Generally it starts from the formulas containing at least one quadratic term, using restrictions to achieve a goal function which has a classical form with the a single point of minimum, positive. When such a function does not exist in classical models, the abovementioned authors also construct functions by introducing quadratic terms in the working speed or in no load speed.

These terms introduced by the authors of such optimal solutions involve and the introduction of new physical quantities as coefficients of quadratic terms.

These coefficients must be defined by the authors and must give values to them in concrete cases, in order to be tested.

Such values are generally obtained by the model calibration. In the case of the model described above, the newly introduced parameters and which normally are not some often used constants in the calculation, the design and operation of agricultural machines are:

- the coefficient of increasing of strength of resistance to movement f_v (which, in dimensional terms, is the inverse of a speed);

- specific energy to drive the active bodies p_1 ;

- growing coefficient of specific energy to drive the active organs at harvesting p_2 .

The test of the formula (16), we did calibrating the model by using the experimental data from [8], obtained on the aggregate tractor U-650 - towed forage harvester combine CTF with equipment EI.

Calibration was made in the terms: effective power to tow the combine (5.02 kW), effective power at the PTO (29.5 kW), power consumed at the PTO in no load (7.6 kW), respectively the actual total power for the actuation of the combine during the work (34.52 kW). These values were easily achieved exactly tapping the three parameters mentioned above, and a part of the usual parameters of the of the model. The list of values of all model parameters, and of parameters used for calibration appears in Table 2.

Expresia energiei minime se poate explicita în funcție de parametrii modelului explicitând M , N și Q în (15), cu ajutorul definițiilor acestora (11), (12) și (13).

Soluția de optimizare prezentată mai sus, ca și soluțiile din [6], [1] și [8], fac parte dintr-o categorie de soluții simple pentru optimizarea unor procese de lucru ale mașinilor agricole.

În general se pleacă de la formule care conțin măcar un termen pătratic, folosindu-se restricții pentru obținerea unei funcții scop care are o formă clasică cu un singur punct de minimum, pozitiv. În cazul în care o asemenea funcție nu există în modelele clasice, autorii susmenționați construiesc asemenea funcții introducând termen pătratic în viteza de lucru sau în viteza în gol.

Acești termeni introduși de autorii unor astfel de soluții optime presupun și introducerea unor mărimi fizice noi sub forma coeficienților termenilor pătratici.

Acești coeficienți trebuie definiți de autori și trebuie date valori ale acestora în cazuri concrete, pentru a putea fi testate.

Astfel de valori se obțin în general prin calibrarea modelului. În cazul modelului descris mai sus, parametrii nou introduși și care nu sunt în mod normal niște constante folosite des în calculul, proiectarea și exploatarea mașinilor agricole sunt:

- coeficientul de creștere a forței de rezistență la deplasare, f_v (care, din punct de vedere dimensional, este inversul unei viteze);

- energia specifică pentru acționarea organelor active, p_1 ;

- coeficient de creștere a energiei specifice pentru acționarea organelor active la recoltare, p_2 .

Testul formulei (16), l-am făcut calibrând modelul prin folosirea datelor experimentale din [8], obținute pe agregatul tractor U-650 – combină tractată de recoltat furaje CTF cu echipament EI.

Calibrarea s-a făcut în termenii: puterea efectivă pentru tractarea combinei (5,02 kW), puterea efectivă la priza de putere (29,5 kW), puterea consumată la priză în gol (7,6 kW), respectiv puterea totală efectivă pentru acționarea combinei în timpul lucrului (34,52 kW). Aceste valori au fost ușor atinse exact tatonând cei trei parametri specificați mai sus, precum și o parte din parametrii uzuali ai modelului. Lista valorilor tuturor parametrilor modelului, precum și a parametrilor folosiți pentru calibrare apare în tabelul 2.

Table 2 / Tabelul 2

Parameters of the model, notations, measurement units and calibration values. Parameters whose denomination (second column) is hatched are the only directly involved in the calibration process. Parameters with the order cell hatched are newly incorporated parameters into model, compared to [1], [3] and [5] /

Parametrii modelului, notații, unități de măsură și valorile de calibrare. Parametrii a căror denumire (coloana a doua) este hașurată sunt singurii direct implicați în procesul de calibrare. Parametrii cu celula de ordine hașurată sunt parametri nou introduși în model, față de [1], [3] și [5]

No./Nr.	Parameter / Parametrul	notation / notație	M.U. / U.M.	The calibration value / Valoarea de calibrare
1	Acceleration of gravity / <i>Accelerația gravitațională</i>	g	ms^{-2}	9.810 / 9,810
2	Turning radius / <i>Raza de întoarcere</i>	R	m	3.400 / 3,400
3	Distance from the access road to the plot edge / <i>Distanța de la drumul de acces la marginea parcelei</i>	e	m	0.000 / 0,000
4	Working width of the combine / <i>Lățimea de lucru a combinei</i>	B	m	2.000 / 2,000
5	Combine mass / <i>Masa combinei</i>	M	kg	1600.000 / 1600,000
6	Mass of EI equipment / <i>Masa echipamentului EI</i>	m	kg	650.000 / 650,000
7	The specific weight of combine on the working width / <i>Greutatea specifică a combinei pe lățimea de lucru</i>	g_s	Nm^{-1}	11040.000 / 11040,000
8	The coefficient of friction at rolling of combine wheels on the ground / <i>Coeficientul de frecare la rularea roților combinei pe sol</i>	f	-	0.0809 / 0,0809 ([9], pag. 28)
9	The coefficient of increasing of resistance strength to movement / <i>Coeficientul de creștere a forței de rezistență la deplasare</i>	f_v	sm^{-1}	0.005 / 0,005
10	Specific energy for driving active bodies in no load / <i>Energia specifică pentru acționarea organelor active în gol</i>	p_1	Wskg^{-1}	3277.750 / 3277,750
11	Increasing coefficient of specific energy for driving of active bodies in no load / <i>Coeficient de creștere a energiei specifice pentru acționarea organelor active în gol</i>	p_2	$\text{Ws}^2\text{kg}^{-1}\text{m}^{-1}$	178.600 / 178,600
12	Specific production / <i>Producția specifică</i>	ρ	Kgm^{-2}	1.420 / 1,420
13	Maximum permissible flow / <i>Debitul maxim admisibil</i>	q	Kgs^{-1}	5.166 / 5,166
14	The coefficient of correlation between speed in no load and the working speed / <i>Coeficientul de legătură între viteza în gol și viteza în lucru</i>	β	-	1.000 / 1,000
14	Width of plot / <i>Lățimea parcelei</i>	C	m	50.000 / 50,000
15	Length of plot / <i>Lungimea parcelei</i>	L	m	700.000 / 700,000
16	Length of traveled path to repair the errors / <i>Lungimea traseului parcurs pentru repararea greșurilor</i>	L_s	m	1750.000 / 1750,000
17	Power efficiency at traction / <i>Randamentul de putere la tracțiune</i>	η_t	-	0.720 / 0,720
18	Efficiency of power transmission to the PTO / <i>Randamentul de transmisie a puterii la priza de putere</i>	η_p	-	0.850 / 0,850

For the values of parameters of model given in Table 2 obtained by calibrating the model on the case of towed forage combine harvester CTF, arising by using the formula (16), for the optimal speed, the value 1.78 m/s (6.409 km/h).

This value falls well within the range of effective speed indicated by [6], 2.4 – 7.5 km/h and is very close to the working speed used in the experiments described in [10], 1.819 m/s (6.55 km/h).

CONCLUSIONS

The mathematical model can be easily calibrated on a specific case of aggregate tractor - towed forage harvester combine and, in addition, were obtained experimental results well framed and in the foreign literature and in consequence the model is valid.

The solution (16) being one analytical, elementary, is easy to observe the influence of each parameter of the model on the optimal speed and of the minimum energy necessary for harvesting of the plot, this last size could also being explained according to all model parameters.

It is easy to observe on the expression (16) that the optimal speed value decreases with increasing length of the plot L , but increases appreciably when increase the length traveled to repair the errors L_s , thus when the errors are multiplying. A graphic image of dependence of these two variables is given in Fig. 1.

Pentru valorile parametrilor modelului date în tabelul 2, obținute prin calibrarea modelului pe cazul combinei tractate de recoltat furaje, CTF, rezultă folosind formula (16), pentru viteza optimă, valoarea 1,78 m/s (6,409 km/h).

Această valoare se încadrează bine în intervalul de viteze eficiente indicat de [6], 2,4 – 7,5 km/h și este foarte apropiată de viteza de lucru folosită în experiențele descrise în [10], 1,819 m/s (6,55 km/h).

CONCLUZII

Modelul matematic poate fi ușor calibrat pe un caz concret de agregat tractor – combină tractată de recoltat furaje, și, în plus, s-au obținut rezultate bine încadrate experimental și în literatura de specialitate din străinătate, în consecință modelul este valid.

Soluția (16) fiind una analitică, elementară, este ușor de observat influența fiecărui parametru al modelului asupra vitezei optime și a energiei minime necesare recoltării parcelei, această ultimă mărime putând fi explicitată și ea în funcție de toți parametrii modelului.

Este ușor de observat pe expresia (16) că valoarea vitezei optime scade odată cu creșterea lungimii parcelei L , dar crește apreciabil atunci când crește lungimea parcursă pentru repararea greșurilor, L_s , deci atunci când greșurile se multiplică. O imagine grafică a dependenței de aceste două variabile este dată în fig. 1.

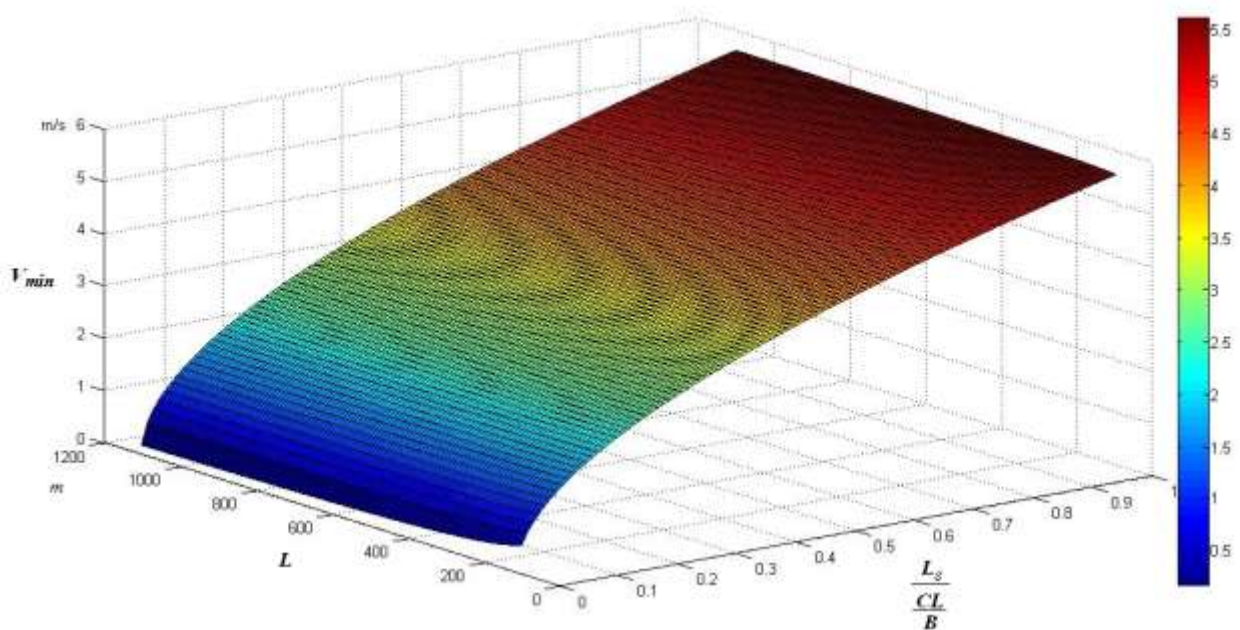


Fig. 1 - Variation of optimal speed depending the length of the plot L and of the length of the path traveled for repairing the errors L_s , expressed as the ratio between the length of this path and the total length of the traveled path in work (harvesting) /
Variația vitezei optime funcție de lungimea parcelei L și de lungimea drumului parcurs pentru repararea greșurilor L_s , exprimată ca raport între lungimea acestui drum și lungimea totală a traseului parcurs în lucru (recoltare)

Interesting is the optimal speed behavior in relation to the length of traveled path to repair the errors L_s , in terms of the range in which the optimal speed takes values, for the case of the work without errors (Fig. 2) and for the case in which the length of traveled path for repairing the errors is 15% of the total length of the traveled path in working (harvesting), Fig. 3.

Interesant este comportamentul vitezei optime în raport cu lungimea traseului parcurs pentru repararea greșurilor L_s , sub aspectul intervalului în care viteza optimă ia valori, pentru cazul lucrului fără greșuri (Fig. 2) și pentru cazul în care lungimea traseului parcurs pentru repararea greșurilor este de 15 % din lungimea totală a traseului parcurs în lucru (recoltare), fig. 3.

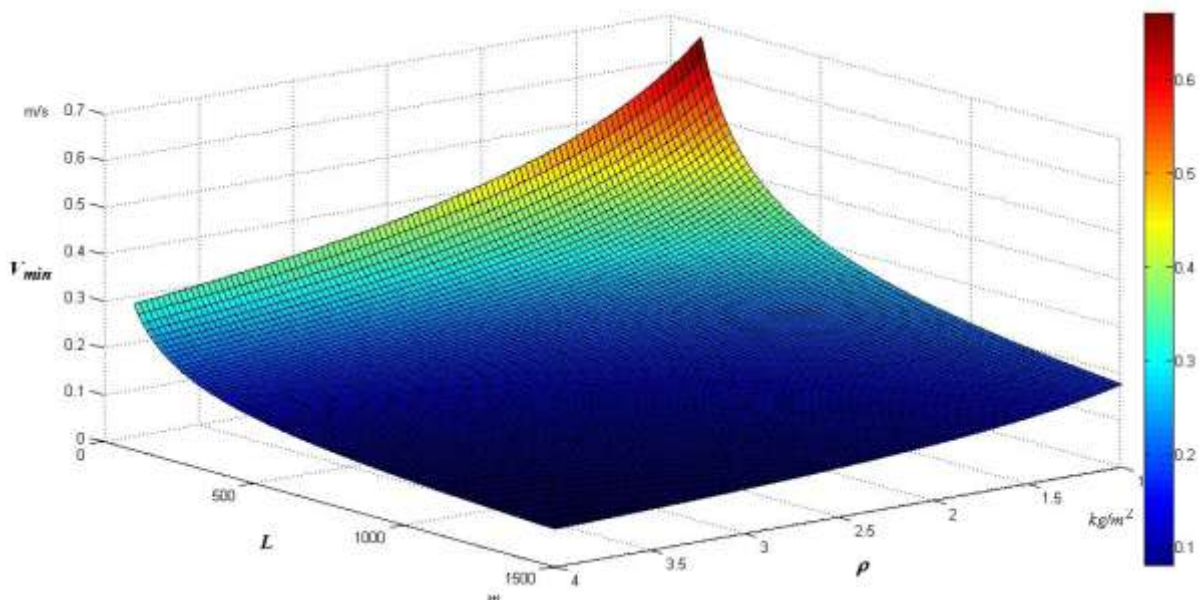


Fig. 2 - The variation of the optimal speed with the length of the plot and the specific production for $L_s = 0$ /
Variația vitezei optime cu lungimea parcelei și producția specifică, pentru $L_s=0$

Note that in the case of the path without errors, for plots with lengths between 100 m and 1500 m, respectively for productions contained in 1 and 4 kg/m^2 , the optimal speed is between 0.1 and 0.7 m/s (0.36 and 2.52 km/h). Under the same conditions, for a journey with errors, for which the length of the traveled path for

Se observă că în cazul parcurșului fără greșuri, pentru parcele cu lungimi cuprinse între 100 m și 1500 m, respectiv pentru producții specifice cuprinse în 1 și 4 kg/m^2 , viteza optimă se situează între 0,1 și 0,7 m/s (0,36 și 2,52 km/h). În aceleași condiții, pentru un parcurș cu greșuri, pentru care lungimea traseului parcurs pentru

repairing them is 15% of the total length of the traveled path in harvest, the optimal speed reaches values between 1 and 3 m/s (3.6 și 10.8 m/s). This translation of the crowd of values of the optimal speed can be seen in fig. 2 and 3.

repararea acestora este 15 % din lungimea totală a traseului parcurs în recoltare, viteza optimă ajunge la valori cuprinse între 1 și 3 m/s (3,6 și 10,8 m/s). Această translație a mulțimii valorilor vitezei optime se poate vizualiza în fig. 2 și 3.

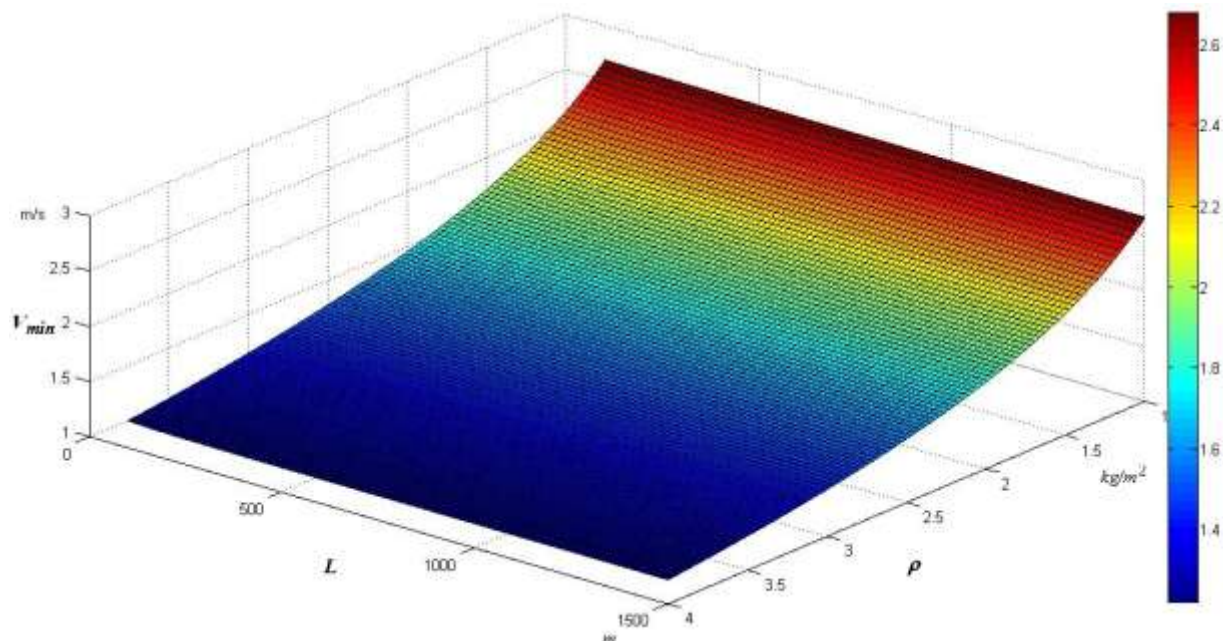


Fig. 3 - The variation of the optimal speed with the length of the plot and the specific production, for $L_s = 15\%$ of the length of the path in harvesting / *Variația vitezei optime cu lungimea parcelei și producția specifică, pentru $L_s=15\%$ din lungimea traseului în recoltare*

Similarly can be studied dependencies of optimal speed over all other variables, studying the consequences on the working capacity, on the consumption, etc.

It is also interesting to study the minimum energy variation depending on the parameters of which depends explicitly, for the practical purpose of minimizing the energy consumption as much as possible.

These applications are left at the disposal of those who will use this model. It should be pointed out that for each aggregate to which it applies the model, should be performed the calibration.

REFERENCES

- [1]. Belea C. (1985) - *Theory of systems*, Didactic and Pedagogic Publishing House, Bucharest;
- [2]. Dobrescu C. (1985) - *Optimization the parameters of agricultural aggregates in order to reduce energy consumption*, Editorial office for agricultural technique propaganda, Bucharest;
- [3]. Regional Directorate of Statistics, Bucharest, <http://www.bucuresti.insse.ro>;
- [9]. Ionescu V. (1985) - *Theory of systems*, Didactic and Pedagogic Publishing House, Bucharest.
- [5]. Letoșnev N. (1959) - *Agricultural machines*, Agro-Forestry Publishing House of State;
- [6]. Schuler R.T. (1991) - *Estimating Agricultural Field Machinery Costs*, A3510, Agricultural Bulletin, Rm. 245, 30 N. Murray St., Madison, Wisconsin 53715;
- [7]. Șandru A., Bădescu M., Șandru L. (1982) - *Reducing energy consumption through rational use of agricultural aggregates*, Publishing House Romanian Writing, Craiova.
- [8]. <http://dexonline.ro/definitie/gre%C8%99>;
- [9]. Șandru, A., S. Popescu, I. Cristea, V. Neculăiasa, (1983) - *Exploitation of agricultural machines*, Didactic and Pedagogic Publishing House, Bucharest.

În același mod se pot studia dependențele vitezei optime față de toate celelalte variabile, studiindu-se consecințele asupra capacității de lucru, asupra consumului, etc.

Este, de asemenea, interesant de studiat variația energiei minime funcție de parametrii de care depinde explicit, în scopul practic de a minimiza cât mai mult consumul energetic.

Aceste aplicații se lasă la dispoziția celor ce vor utiliza acest model. Trebuie atrasă atenția că pentru fiecare agregat pentru care se aplică modelul, trebuie efectuată calibrarea.

BIBLIOGRAFIE

- [1]. Belea C. (1985) - *Teoria Sistemelor*, Editura Didactică și Pedagogică, București;
- [2]. Dobrescu C. (1985) - *Optimizarea parametrilor agregatelor agricole în scopul reducerii consumului de energie*, Redacția de propagandă tehnică agricolă, București;
- [3]. Direcția Regională de Statistica București, <http://www.bucuresti.insse.ro>;
- [9]. Ionescu V. (1985) - *Teoria Sistemelor*, Editura Didactică și Pedagogică, București.
- [5]. Letoșnev N. (1959) - *Mașini Agricole*, Editura Agro-Silvică de Stat;
- [6]. Schuler R.T. (1991) - *Estimating Agricultural Field Machinery Costs*, A3510, Agricultural Bulletin, Rm. 245, 30 N. Murray St., Madison, Wisconsin 53715;
- [7]. Șandru A., Bădescu M., Șandru L. (1982) - *Reducerea consumului de energie prin folosirea rațională a agregatelor agricole*, Editura Scrisul Românesc, Craiova.
- [8]. <http://dexonline.ro/definitie/gre%C8%99>;
- [9]. Șandru, A., S. Popescu, I. Cristea, V. Neculăiasa, (1983) - *Exploatarea utilajelor agricole*, Editura Didactică și Pedagogică, București.

[10] Voicu E. (2007) - *Researches regarding dynamic and energetic optimization of the aggregate tractor with forage harvester*, PhD thesis, Transilvania University of Brasov, Faculty of Mechanical Engineering.

[10] Voicu E. (2007) - *Cercetări privind optimizarea dinamică și energetică a agregatului tractor cu combină de recoltat furaje*, Teza de doctorat, Universitatea Transilvania din Brașov, Facultatea de Inginerie Mecanică.

HOW MAKING EFFICIENT THE OPERATION OF SEEDLINGS PLANTING BY USING EQUIPMENT WITH PRISM-SHAPED SHARE

EFICIENTIZAREA OPERAȚIEI DE PLANTAT PUIEȚI UTILIZAND ECHIPAMENTE CU BRĂZDAR PRISMATIC

Eng. Mircea R.¹⁾, PhD.Eng. Ciupercă R.¹⁾, PhD. Stud. Eng. Matache M.¹⁾,
PhD. Stud. Eng. Drăghia D.²⁾, PhD. Eng. Usenko M.³⁾

¹⁾INMA Bucharest / Romania; ²⁾Forestry Inspectorate of Vâlcea / Romania; ³⁾Lutsk National Technical University / Ukraine
E-mail: mirceacradu@yahoo.com

Abstract: În the paper, are presented a few theoretical and practical considerations related to methods of fostering efficiency of mechanized afforesting works, in order to reduce the manpower, energetic consumption per unity of product obtained and achieve high quality working indexes by using planting equipment endowed with prism-shaped share.

Keywords: energetic efficiency, planting forestry seedlings.

INTRODUCTION

The working process of forestry seedlings planting machines comprises two operations, respectively opening a ditch by a share and planting the seedling by a planting apparatus. The ditch opening means cutting vertically the soil on a length "a" and a width "b" along with deformation and displacement of soil horizontally cut, in order to perform the ditch. (fig.1)

Along with soil deformation, a slight soil upward displacement is achieved, at a volume equal to difference between the ditch volume and distorted soil volume.

To achieve the planting operation according to qualitative indexes required by afforesting technologies, the land has to be suitably worked, being characterized mainly by depth and breaking degree. Depending on soil type chosen, this state can be obtained by performing the following operations:

Classic variants

- ploughing + disking + both combined;
- ploughing + disking;
- ploughing + working with combined aggregate of breaking and levelling.

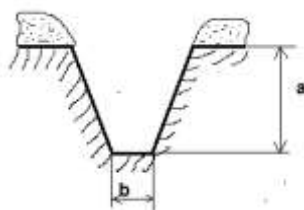
Variants with minimum tillage

- ploughing;
- disking with harrows with heavy disks.

These operations require low energy consumption and reduced expenses, from case to case.

The authors have aimed to achieve a series of tests with an equipment for seedlings planting in the same type of soil, but with different working degrees, so that they could identify the most efficient variant to accomplish the working qualitative indexes accepted (planting depth and breaking degree) and diminished energy consumption and finally reduced costs.

The working part of planting equipment, which achieves the conditions required by seedlings planting, respectively the ditch opening, is the share. Usually, the share is a prism-shaped structure with sharp point or dull point (fig.2 a,b) [7].



Rezumat: În lucrare se prezintă câteva considerații teoretice și practice referitoare la eficientizarea lucrărilor mecanizate de împăduriri, cu scopul reducerii necesarului de forță de muncă, a consumurilor energetice pe unitatea de produs realizat și realizarea unor indici de lucru de calitate, utilizând echipamente de plantat echipate cu brăzdar tip prismatic.

Cuvinte cheie: eficiență energetică, plantare puiet forestieri.

INTRODUCERE

Procesul de lucru al masinilor de plantare puiet forestieri, presupune realizarea a două operații, respectiv deschiderea rigolei de către un brăzdar și plantarea puietului efectuată de către aparatul de plantare. Deschiderea rigolei presupune tăierea solului în plan vertical pe o adâncime "a" și o lățime "b" și deformarea și deplasarea solului tăiat în plan orizontal, în vederea realizării rigolei. (fig.1)

Odată cu deformarea solului se realizează și o ușoară deplasare a acestuia în sus, la un volum egal cu diferența dintre volumul rigolei și al solului deformat.

Pentru realizarea unei operații de plantare la indici calitativi ceruți de tehnologiile de împăduriri, terenul trebuie să aibă o stare de prelucrare adecvată, caracterizat în principal prin adâncime și grad de mărunțire. În funcție și de tipul de sol, această stare poate fi obținută prin realizarea unor lucrări asupra solului, după cum urmează:

Variante clasice

- arat + discuit + prelucrare cu combinatorul;
- arat + discuit;
- arat + lucrat cu agregat combinat de mărunțire și nivelare.

Variante cu lucrări reduse

- arat;
- discuit cu grape cu discuri grele.

Aceste lucrări presupun consumuri energetice și financiare substanțiale, de la caz la caz.

Autorii și-au propus să realizeze o serie de experimentări cu un echipament de plantat puiet pe un același tip de sol dar cu grade diferite de prelucrare astfel încât să se poată identifica cea mai eficientă variantă, care pe de o parte să permită realizarea indicilor calitativi de lucru acceptați (adâncimea de plantare și grad de mărunțire) și consumuri energetice și în final financiare cât mai reduse.

Organul de lucru al echipamentului de plantat care realizează condițiile premergătoare operației de plantare efective a puietului, respectiv rigola, este brăzdarul. În mod obișnuit, brăzdarul se prezintă ca o construcție de formă prismatică, cu vârf ascuțit sau cu vârf obtuz (fig.2 a,b) [7].

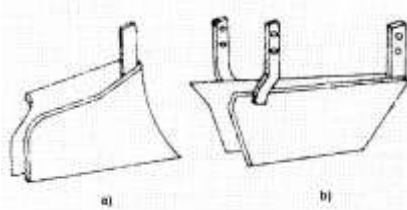


Fig. 1 - Ditch shape / Forma rigolei

The prism-shaped share must respond to a series of constructive and functional requirements, suitable to working process to be performed.

Constructive parameters defining and characterizing the share above are shown in (fig.3) [7].

Length of share walls, $l_{p \min}$ is checked by the relation (1.1):

For forestry planting machines, $l_{p \min}=25...40\text{cm}$.

Height of share walls in front of body $H_{\max}$ is considered to be suitable if it meets requirement (1.2).

Maximum depth $a_{\max}$ is settled according to relation (1.3).

Fig. 2 - Types of prism-shaped shares/ Tipuri de brazdare prismatice

Brăzdarul prismatic trebuie să satisfacă o serie de cerințe constructive și funcționale, corespunzătoare procesului de lucru pe care trebuie să-l execute.

Parametrii constructivi care definesc și caracterizează brăzdarul prismatic se prezintă în (fig.3) [7].

Lungimea pereților brăzdarului, $l_{p \min}$ se verifică cu relația (1.1):

La mașinile de plantat forestiere $l_{p \min}=25...40\text{cm}$.

Înălțimea pereților brăzdarului în dreptul carenei $H_{\max}$ se consideră corespunzătoare dacă satisface condiția (1.2).

Adâncimea maximă $a_{\max}$ se stabilește în baza relației (1.3).

$$L_{p \min}=2d_r, \text{ cm} \quad (1.1)$$

$$H_{\max} \geq a_{\max} + h_x \quad (1.2)$$

$$A_{\max} = L_r + \Delta L_1 + \Delta L_2, \text{ cm} \quad (1.3)$$

Height of earth wall in front of the share is $h_x=10\div15$ cm. It is considered the share working correctly when the earth out of earth wall does not penetrate within the prism shaped space.

Following the analysis of data presented one can deduce that the maximum height of share walls for normal-sized seedlings must be of $30\div45\text{cm}$.

Înălțimea valului de pământ din fața brăzdarului se ia $h_x=10\div15$ cm. Se apreciază că brăzdarul lucrează normal, atunci când, din masa valului nu pătrunde pământ în interiorul spațiului prismatic.

Din analiza datelor prezentate se poate deduce că pentru puietii de talie normală înălțimea maximă a pereților brăzdarului trebuie să fie de $30\div45\text{cm}$.

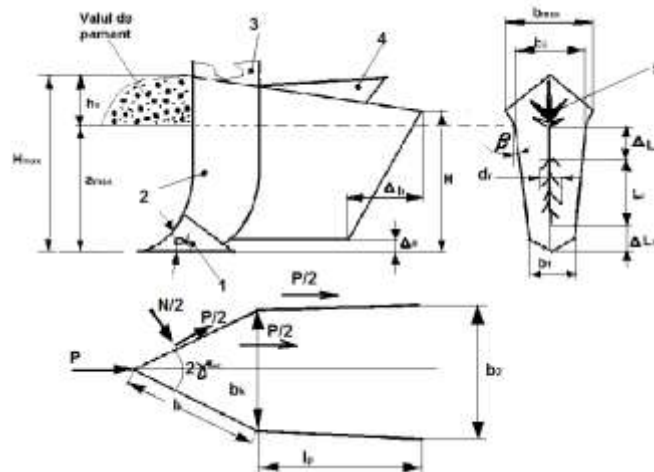


Fig. 3 - Main constructive parameters of prism-shaped share / Parametrii constructivi principali ai brăzdarului prismatic

$H_{\max}$ - share height in bottom area / înălțimea brăzdarului în zona carenei; $a_{\max}$ - maximum working depth maximum working depth / adâncimea maximă de lucru; h_x - earth wall height in front of the share / înălțimea valului de pământ din fața brăzdarului; α - tilting angle of share front / unghiul de înclinare a pieptului brăzdarului; l_p - length of share walls in middle area / lungimea pereților brăzdarului la zona mijlocie; Φ - tilting angle of share walls at rear part / unghiul de înclinare a pereților brăzdarului la partea din spate; b_2 - opening of base share walls / deschiderea pereților brăzdarului la bază; $b_{\max}$ - maximum opening of share wealls / deschiderea maximă a pereților brăzdarului față de verticală; b_x - walls opening in bottom area / deschiderea pereților în zona carenei; 2γ - angle between bottom walls / unghiul dintre pereții carenei; H - walls height at rear part / unghiul dintre pereții carenei; 1 - share point / varful brăzdarului; 2 - bottom area / carenă; 3 - arm / bărsă; 4 - lateral wall / perete lateral; 5 - seedling / puiet

As the goal was to perform tests in soil with reduced working degree, we had to create a special type of share, of prism shape, which should penetrate, on one hand up to the depth wanted (approx. 30 cm.), and on the other hand, achieve an additional soil breaking in the area where the seedling roots are situated. Therefore the share is endowed at the front part with an aggressive knife, progressively penetrating, and little lateral wings for mincing, aggressiveness in working tractor lower link can be modified depending on the degree of tillage.

The share constructive parameters are obtained according to the above requirements, in order to achieve an as reduced as possible resistance during work.

MATERIAL AND METHOD

Resistance against the machine towing during the work is determined by the relation (2.1):

Deoarece s-a urmărit efectuarea de experimentări și în teren cu un grad mai redus de prelucrare, a trebuit să realizăm un tip special de brăzdar, de formă prismatică, care să realizeze, pe de o parte, pătrunderea la adâncimea dorită (cca. 30 cm) și o mărunțire suplimentară a solului în zona de poziționare a rădăcinilor puietului. Pentru aceasta brăzdarul are prevăzut un cuțit agresiv în partea din față cu pătrundere progresivă și niște aripioare laterale pentru mărunțire, agresivitatea în lucru putând fi modificată din tiranții tractorului în funcție de gradul de prelucrare a solului.

Parametrii constructivi ai brăzdarului sunt realizați în concordanță cu cerințele prezentate mai sus, în perspectiva realizării unei rezistențe în timpul lucrului cât mai reduse.

MATERIAL ȘI METODĂ

Rezistența opusă la tractarea mașinii de plantat în timpul lucrului, se determină cu relația (2.1):

$$R_{tr} = R_r + R_{td} + R_{ap} \quad (2.1)$$

where:

R_r - resistance against own displacement of the machine during work;
 R_{td} - resistance set back to soil cutting and deformation;
 R_{ap} - resistance set back by planting apparatus.

în care:

R_r - rezistența opusă la deplasarea proprie a mașinii în lucru;
 R_{td} - rezistența opusă la tăierea și deformarea solului;
 R_{ap} - rezistența opusă de aparatul de plantare.

$$R_r = \mu G_{mp}; R_{td} = k_0 ab \quad (2.2)$$

$$R_{ap} = f F_f \quad (2.3)$$

where:

μ - coefficient of friction between machine and soil;
 G_{mp} - weight of planting machine, without planting apparatus;
 k_0 - soil resistance to cutting and deformation;
 a - share working depth;
 b - share working width,

în care:

μ - coeficientul de frecare dintre mașină și sol;
 G_{mp} - greutatea mașinii de plantat, mai puțin a aparatului de plantat;
 k_0 - rezistența solului la tăiere și deformare;
 a - adâncimea de lucru a brăzdarului;
 b - lățimea de lucru a brăzdarului.

where:

F_f - force of resistance of levelling wheel - driving.
 Relation (2.1) becomes:

în care:

F_f - forța de rezistență a roții de tasare - antrenare.
 Relația (2.1) devine:

$$R_r = \mu G_{mp} + k_0 ab + R_{ap} \quad (2.4)$$

Forces acting on the share during work are schematically shown in (fig. 4), where:

- R_a - resultant of elementary resistance to soil compression and splitting;
- R_s and R_d - resultants of elementary resistance to soil compression and lateral displacement;
- F_a , F_1 and F_2 - resultants of friction forces acting on the knife edge and share sides.

Resultant of forces acting on the share, placed in the share symmetry plan is:

Forțele ce acționează asupra brăzdarului în timpul lucrului sunt prezentate schematic în (fig. 4), în care:

- R_a - rezultanta rezistențelor elementare la comprimare și despicaire a solului;
- R_s și R_d - rezultantele rezistențelor elementare la comprimarea și deplasarea laterală a solului;
- F_a , F_1 și F_2 - rezultantele forțelor de frecare ce acționează pe muchia cuțitului și flancurile laterale ale brăzdarului.

Rezultanta $\bar{R}$ a forțelor ce acționează asupra brăzdarului, dispusă în planul de simetrie al acestuia este

$$\bar{R} = \bar{R}_o + \bar{R}_v \quad (2.5)$$

where:

în care:

$$\bar{R}_v = \bar{R}_a + \bar{F}_a \quad (2.6)$$

and

și

$$\bar{R}_o = \bar{R}_1 + \bar{R}_2 = \bar{R}_s + \bar{F}_1 + \bar{R}_d \quad (2.7)$$

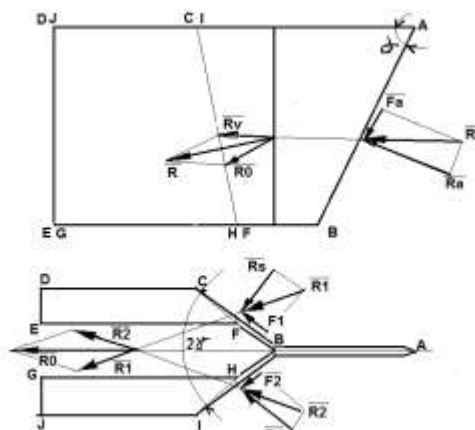


Fig. 4 - Forces acting on the share during the work / Forțele ce acționează asupra brăzdarului în timpul lucrului

and For the share works at as small as possible resistance, it is endowed with two functional angles, respectively α și γ , (fig. 4), where:

α - tip angle of share in vertical plan, necessary for progressively cutting the soil;
 γ - share point angle in horizontal plan, necessary for cut soil deforming and progressively displacing.

Angle γ is set in compliance with deformation and displacement of soil cut by share point.

Friction forces F_1 , F_2 between share lateral sides and soil set back to displacements of soil cut and according to

Pentru o funcționare a brăzdarului, cu rezistențe cât mai mici, acesta are prevăzute din construcție două unghiuri funcționale, respectiv α și γ , (fig. 4), unde:

α - unghiul la varf al brăzdarului în plan vertical, necesar tăierii progresive a solului;

γ - unghiul la varf al brăzdarului în plan orizontal, necesar pentru deformarea și deplasarea progresivă a solului tăiat.

Unghiul γ se stabilește din condiția asigurării deformării și deplasării cu alunecare a solului tăiat de varful brăzdarului.

Deplasării solului tăiat i se opun forțele de frecare F_1 , F_2 dintre fețele laterale ale brăzdarului și sol, conform

și

relation (2.8).

φ – friction angle between share and soil

Soil particles sliding happens if $R_{1,2} > F_{1,2}$ Explaining these forces by their expressions, it results:

$$F_1, F_2 = R_{s,d} \mu = R_{s,d} \tan \varphi \quad (2.8)$$

$$R_1 = R_0 \cos \gamma = R_{s,d} \tan(\pi/2 - \gamma) \quad (2.9)$$

$$R_{s,d} \tan(\pi/2 - \gamma) > R_{s,d} \tan \varphi \quad (2.10)$$

$$\tan(\pi/2 - \gamma) > \tan \varphi \quad (2.11)$$

$$\gamma < \pi/2 - \varphi \quad (2.12)$$

For the planting machines, $\gamma = 32^\circ$ and $\alpha = 45^\circ$.

Description of equipment

Equipment of planting forestry seedlings, symbolized EPF1 (fig.5), is made of a compact structure of carried type, conceived for being set on three-point hydraulic elevator.

It mainly comprises: a frame, a settlement mechanism, a share, a depth limiting device, markers, seedling boxes, sun-blind.

Constructive and functional parameters

Constructive and functional parameters of equipment EPF1 are shortly presented in table 1.

relației (2.8).

φ – unghiul de frecare dintre brăzdar și sol

Alunecarea particulei de sol are loc dacă $R_{1,2} > F_{1,2}$ Explicitand aceste forțe prin expresiile lor, rezultă:

Pentru mașinile de plantat, $\gamma = 32^\circ$ iar $\alpha = 45^\circ$.

Descrierea echipamentului

Echipamentul de plantat puieți forestieri, simbolizat EPF1 (fig.5), este realizat într-o formă compactă, de tip purtat, conceput pentru fixarea pe ridicătorul hidraulic în trei puncte.

Se compune în principal din: cadru; mecanism tasare; brăzdar; limitator adâncime; marcatori; lădițe puieți; copertina.

Parametri constructivi și funcționali

Parametrii constructivi și funcționali ai echipamentului EPF1 sunt prezentați sintetic în tabelul 1.



Fig. 5- Equipment of planting forestry seedlings, EPF1 / Echipament de plantat puieți forestieri--EPF1--în lucru

Table 1 / Tabel 1

Constructive and functional parameters of equipment EPF 1 /
Parametrii constructivi și funcționali ai echipamentului EPF 1

Den.no / Nr. crt.	Parameter / Parametru	MU / U.M.	Value / Valoarea
1	Tipul mașinii / Type of machine		Carried / Purtată
2	No. Of planting sections / Număr de secții de plantare	pcs. / buc	1
3	Working depth / Adâncimea de lucru	cm	30
4	Working speed / Viteza de lucru	km / h	0.2÷3 / 0,2÷3
5	Theoretical planting distances between the seedlings of a row for 1,2,3,4, 6 planting arms / Distanțe teoretice de plantare între puieți pe rând, pentru 1, 2, 3, 4, 6 brațe de plantare	mm	500, 750, 1000, 1500, 3000

Experiments with forestry seedlings planting equipment EPF1 in aggregate with a 80 HP tractor have been performed in summertime, in experimental field of INMA Bucharest, in brown-reddish forestry soil, for three working operations, respectively: *ploughing and disking before planting (july) - classical variant; disking before planting (ploughin in autumn), autumn ploughing – variants of minimum tillage.*

These soil working operations require different energy consumption and financial expenses, therefore, after the tests and data obtained, a series of conclusions have been drawn in order to adopt the most efficient variants for forestry seedling planting.

Determinations have been made for three working speeds, according to table 2.

Within the experiments, we have determined the planting depth (qualitative index); traction force, power required and fuel consumption (energetic indexes).

Apparata used for achieving the records and

Experimentările cu echipamentul de plantat puieți forestieri EPF1 în agregat cu un tractor de 80 CP, s-au desfășurat în perioada de vară, în poligonul experimental al INMA București pe teren brun roscat de padure, pentru trei stări de prelucrare, respectiv: *arat și discuit înainte de plantare (iulie)- variantă clasică; discuit înainte de plantare (arat în toamnă), arat în toamnă – variante cu lucrări reduse.*

Aceste stări de prelucrare a solului necesită consumuri energetice și financiare diferite, de aceea, în urma experimentărilor și a datelor obținute s-au desprins o serie de concluzii în baza cărora pot fi adoptate variantele cele mai eficiente de utilizat pentru lucrarea de plantat puieți forestieri.

Determinările s-au efectuat pentru trei viteze de lucru, conform tabelului 2.

În cadrul experimentărilor au fost determinati: adâncimea de plantare (indice calitativ); forța de tracțiune, puterea necesară și consumul de combustibil (indici energetici).

Aparatura utilizată pentru efectuarea înregistrărilor și

measurements comprise:

System of data amplifying and acquisition of MGCplus HBM (Hottinger-Baldwin-Messtechnik type with the following technical characteristics:

- Supplying voltage 220 Vca;
- Possibility of measuring bridges, semi-bridges and quarters of inductive bridges or formed of tensiometric gauges, active and passive piezoresistant sensors, current and tension, thermocouples, resistors, etc;
- Possibility of connecting up to 16 amplifying modules;
- output $-10 \div 10$ Vcc;
- Frequency of maximum sampling 19.2 kHz;
- Interfaces: analogic; IEEE488; RS-485; RS-232; Ethernet; hard-disk; CAN bus;
- Saving data in laptop;
- Soft parameters MGCplus Assistant;
- Soft of acquisition and processing data CatmanEasy.
- installation of measuring the fuel consumption;
- gauge tape, dividing rule.

RESULTS

Values determined after the planting depth experiments can be easily identified in diagram of fig. 6, for traction force, in table 2, and diagrams (fig. 7,8), for the necessary power, in table 3, and for the fuel consumption in table 4 and diagram of fig. 9.

Graphics for traction force have been drawn for two average speeds V1 and V2, because the speeds for tests 1 and 2 are very close.

măsurătorilor, cuprinde:

Sistem de amplificare și achiziție date tip MGCplus HBM (Hottinger-Baldwin-Messtechnik, cu următoarele caracteristici tehnice:

- Tensiune alimentare 220 Vca;
- Posibilitate de măsurare punți, semipunți și sferturi de punți inductive sau formate din mărci tensometrice, senzori piezoresistivi activi și pasivi, curent și tensiune, termocupluri, rezistori etc;
- Posibilitate de conectare a până la 16 module de amplificare;
- ieșire $-10 \div 10$ Vcc;
- Frecvența de eșantionare maximă 19.2 kHz;
- Interfețe: analogică; IEEE488; RS-485; RS-232; Ethernet; hard-disk; CAN bus;
- Salvare date pe laptop;
- Soft parametrizare MGCplus Assistant;
- Soft achiziție și prelucrare date CatmanEasy.
- instalație măsurare consum de combustibil;
- ruletă, riglă gradată.

REZULTATE

Valorile determinate în urma experimentărilor pentru adâncimea de plantare pot fi ușor identificate în diagrama din fig. 6, pentru forța de tracțiune, în tabelul 2, și diagramele (fig. 7,8), pentru puterea necesară, în tabelul 3 iar pentru consumul de combustibil în tabelul 4 și diagrama din fig. 9.

Graficele pentru forța de tracțiune s-au ridicat pentru două viteze medii V1 și V2, deoarece vitezele pentru testele 1 și 2 sunt foarte apropiate.

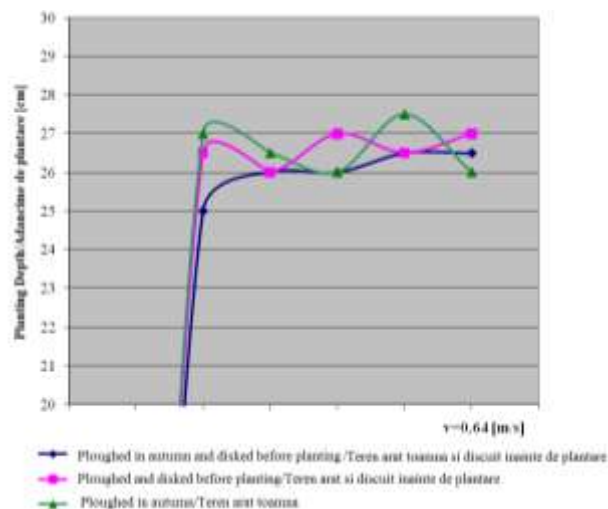


Fig. 6 - Planting depth -reddish-brown forest soil / Adâncimea de plantare— sol brun roșcat de pădure

Table 2 / Tabel 2

Traction force values according to land state / Valorile forței de tracțiune funcție de starea de prelucrare a terenului

Den.no./ Nr crt.	Type of field and its working state/ Tipul terenului și starea de prelucrare	Average traction force (kN) / Forța tracțiune medie (kN)	Average speed (m/s) / Viteza medie (m/s)
1	Reddish-brown-Ploughing and disking before planting / Brun roșcat de pădure-Arat și discuit înainte de plantare	30.569 / 30,569	0.408 / 0,408
2	Reddish-brown-Ploughing and disking before planting / Brun roșcat de pădure-Arat și discuit înainte de plantare	33.961 / 33,961	0.600 / 0,600
3	Reddish-brown-Ploughing and disking before planting / Brun roșcat de pădure-Arat și discuit înainte de plantare	32.671 / 32,671	0.630 / 0,630
4	Reddish-brown-Disking before planting / Brun roșcat de pădure-Discuit înainte de plantare	38.942 / 38,942	0.421 / 0,421
5	Reddish-brown-Disking before planting / Brun roșcat de pădure-Discuit înainte de plantare	38.685 / 38,685	0.605 / 0,605
6	Reddish-brown-Disking before planting / Brun roșcat de pădure- Discuit înainte de plantare	36.683 / 36,683	0.645 / 0,645
7	Reddish-brown-Ploughing in autumn / Brun roșcat de pădure- Arat în toamnă	37.425 / 37,425	0.442 / 0,442
8	Reddish-brown-Ploughing in autumn / Brun roșcat de pădure- Arat în toamnă	34.149 / 34,149	0.610 / 0,610
9	Reddish-brown-Ploughing in autumn / Brun roșcat de pădure- Arat în toamnă	38.854 / 38,854	0.646 / 0,646

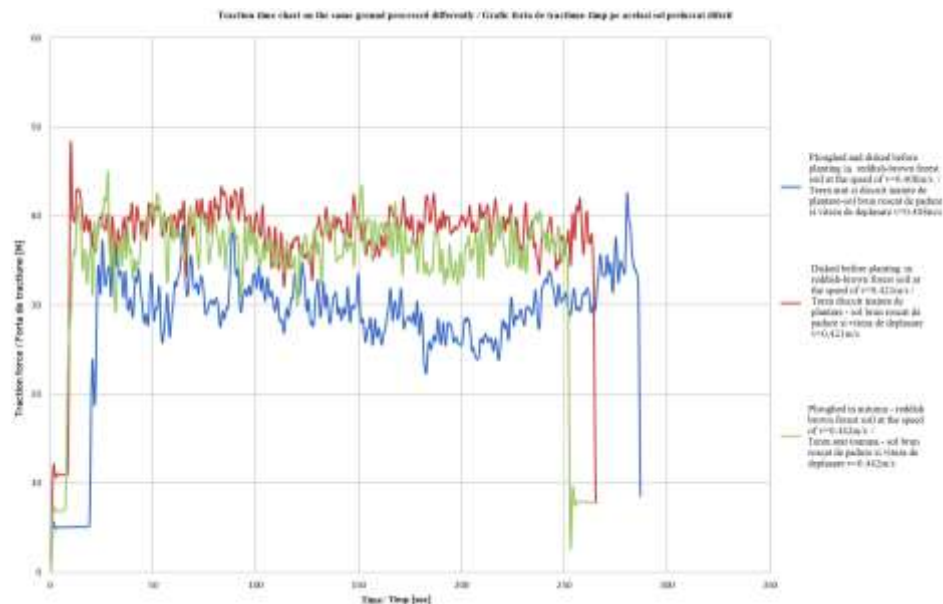


Fig.7.-Graphic of traction force-time fo speed V1 / Graficul forței de tracțiune-timp pentru viteza de deplasare, V1

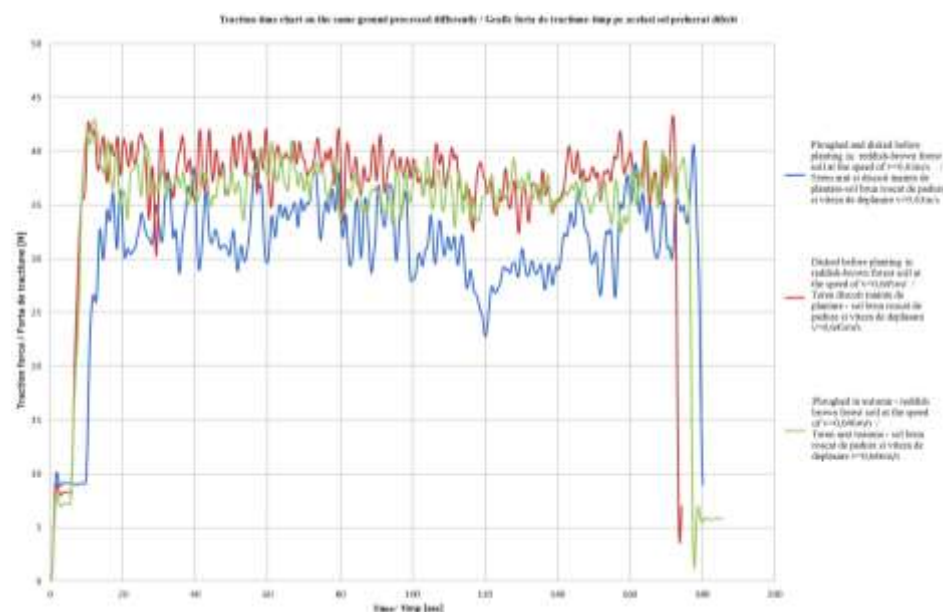


Fig. 8 -Graphic of traction force-time fo speed, V1 / Graficul forței de tracțiune-timp pentru viteza de deplasare, V2

Tabelul 3 / Table 3

Values of traction force according to field working state /
 Valorile puterii de tracțiune funcție de starea de prelucrare a terenului

Den. No. / Nr crt	Type of field and woking state / Tipul terenului și starea de prelucrare	Average traction force / Forța de tracțiune medie [N]	Average speed / Viteza medie [m/s]	Average power required / Puterea medie necesară [kW]
1	Reddish-brown-Ploughing and disking before planting / Brun roscat de padure-Arat si discuit inainte de plantare	30569.3 / 30569,3	0.408 / 0,408	12.472 / 12,472
2	Reddish-brown-Ploughing and disking before planting / Brun roscat de padure-Arat si discuit inainte de plantare	33.961,76 / 33,961,76	0.600 / 0,600	20.377 / 20,377
3	Reddish-brown-Ploughing and disking before planting / Brun roscat de padure-Arat si discuit inainte de plantare	32671.31/ 32671,31	0.630 / 0,630	20.582 / 20,582
4	Reddish-brown-Disking before planting / Brun roscat de padure-Discuit inainte de plantare	38942.32 / 38942,32	0.421 / 0,421	16.394 / 16,394
5	Reddish-brown-Disking before planting / Brun roscat de padure-Discuit inainte de plantare	38685.45 / 38685,45	0.645 / 0,645	25.597 / 25,597
6	Reddish-brown-Disking before planting / Brun roscat de padure- Discuit inainte de plantare	36683.99 / 36683,99	0.641 / 0,641	23.514 / 23,514
7	Reddish-brown-Ploughing in autumn / Brun roscat de padure- Arat in toamna	37425.43 / 37425,43	0.442 / 0,442	16.542 / 16,542
8	Reddish-brown-Ploughing in autumn / Brun roscat de padure- Arat in toamna	34149.15 / 34149,15	0.610 / 0,610	22.162 / 22,162
9	Reddish-brown-Ploughing in autumn / Brun roscat de padure- Arat in toamna	38854.83 / 38854,83	0.646 / 0,646	25,100 / 25,100

Table 4 / Tabelul 4
Rates of fuel consumption per hour and hectare / Valorile consumului de combustibil orar și la hectar

Den.No / Nr crt.	Type and state of field / Tipul și starea terenului	Fuel consumption per hour / Consum de combustibil orar [l/h]	Fuel consumption per hectare / Consum de combustibil la hectar [l/ha]	Average speed / Viteza medie [m/s]	Average power required / Puterea medie necesară [kW]
1	Reddish-brown-Ploughing and disking before planting / Brun roscat de padure-Arat și discuit înainte de plantare	6.5 / 6,5	22.118 / 22,118	0.408 / 0,408	12.472 / 12,472
2	Reddish-brown-Ploughing and disking before planting / Brun roscat de padure-Arat și discuit înainte de plantare	7.2 / 7,2	16.2 / 16,2	0.600 / 0,600	20.377 / 20,377
3	Reddish-brown-Ploughing and disking before planting / Brun roscat de padure-Arat și discuit înainte de plantare	7.3 / 7,3	15.918 / 15,918	0,630 / 0,630	20.582 / 20,582
4	Reddish-brown-Disking before planting / Brun roscat de padure-Discuit înainte de plantare	7.5 / 7,5	24.687 / 24,687	0.421 / 0,421	16.394 / 16,394
5	Reddish-brown-Disking before planting / Brun roscat de padure-Discuit înainte de plantare	7.8 / 7,8	16.791 / 16,791	0.645 / 0,645	25.597 / 25,597
6	Reddish-brown-Disking before planting / Brun roscat de padure- Discuit înainte de plantare	7.5 / 7,5	16.25 / 16,25	0.641 / 0,641	23.514 / 23,514
7	Reddish-brown-Ploughing in autumn / Brun roscat de padure- Arat in toamna	6.5 / 6,5	20.402 / 20,402	0.442 / 0,442	16.542 / 16,542
8	Reddish-brown-Ploughing in autumn / Brun roscat de padure- Arat in toamna	8.2 / 8,2	16.969 / 16,969	0.610 / 0,610	22.162 / 22,162
9	Reddish-brown-Ploughing in autumn / Brun roscat de padure- Arat in toamna	7.8 / 7,8	16.358 / 16,358	0.646 / 0,646	25.100 / 25,100

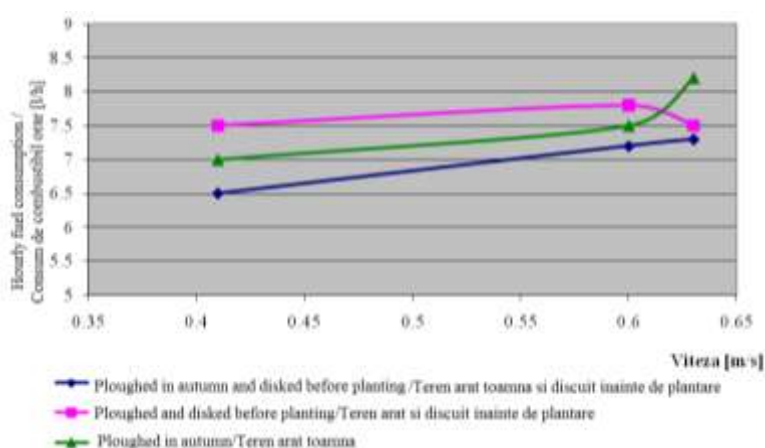


Fig. 9 - Variation of hourly fuel consumption according to field working stage / Variația consumului orar de combustibil în funcție de gradul de prelucrare a terenului

CONCLUSIONS

As a result of experimental researches performed with equipment for forestry seedling planting EPF1, in aggregate with a 80HP tractor, the following conclusions have been drawn:

Planting depth – performed in the three planting variants frames within the values recommended ($30\text{cm} \pm 5\text{ cm}$), accord. to fig. 6, differences being neglectable;

Force of traction determined

- in field ploughed and disked before planting: 3.2 tf;

CONCLUZII

În urma cercetărilor experimentale efectuate cu echipamentul de plantat puiet forestier EPF1, în agregat cu un tractor de 80CP, s-au desprins următoarele concluzii:

Adâncimea de plantare - realizată în cele trei variante de plantare se încadrează în valorile recomandate ($30\text{cm} \pm 5\text{ cm}$), conf fig. 6, diferențele fiind minore între variante;

Forța de tracțiune determinată

- în teren arat și discuit înainte de plantare: 3,2 tf;

- in field disked before planting: 3.8tf;
 - in field ploughed in autumn: 3.4 tf.
- Error is comprised between +6...16%.

Power required

- in field ploughed and disked before planting : 20.58 kW;
 - in field disked before planting: 25.59 kW;
 - in field ploughed in autumn: 22.16 kW;
- Error is comprised between +8...20%.

Consumption of fuel per hectare

- in field ploughed and disked before planting 22.11l/ha;
 - disked before planting : 24.68 l/ha;
 - in field ploughed in autumn : 20.4 l / ha.
- Error is comprised between +8...10,5%.

Specialty literature in the field of agriculture mechanizing has demonstrated that for an operation designed to prepare the soil, other than ploughing, minimum 20% out of fuel consumption is wasted.. Therefore, the fact that planting operation can be achieved along with obtaining qualitative working indexes according to relevant technologies, in minimum tillage, with reduced fuel consumption and low cost, represents an exemple to follow for agriculture and forestry workers, in order to efficiently planting the forestry seedlings.

REFERENCES

- [1]. Drăghia D. (2012) – *Studies and research of innovative techniques in afforestation technologies of mechanized planting seedlings*, Ph.D. Thesis, Craiova;
- [2]. Ioan D. (1976) - *Afforestations*, Didactic and Pedagogical Publishing House;
- [3]. Ministry of Forestry (1987) - *Technical guide for compositions, schemes and technologies of regeneration of forests*, Technical agricultural propaganda Publishing House;
- [4]. Ministry of Water, Forest and Environment Protection - *Technical norms on compositions, schemes and technologies of afforestation*;
- [5]. Popescu I. (1984) - *Mechanizing the forestry works*. Ceres Publishing House;
- [6]. Popescu I., Popescu S.C. (2000) - *Mechanizing the forestry works*, UniversityTRANSILVANIA Braşov Publishing House;
- [7]. Sbârnac A., Iana A. (1966) - *System of machines for mechanizing the forestry works*. Technical agricultural propaganda Publishing House
- [8] ****(2005) – *Researches regarding the promotion of innovative mechanizing techniques within afforesting technologies* ,INMA Bucureşti, Contract of funding no 17/03.10.2005.

- in teren discuit înainte de plantare: 3,8tf;
 - in teren arat toamna: 3,4 tf.
- Abaterea este cuprinsă între +6...16%.

Puterea necesară

- in teren arat si discuit înainte de plantare: 20,58 kW;
 - in teren discuit înainte de plantare: 25,59 kW;
 - in teren arat toamna: 22,16 kW;
- Abaterea este cuprinsă între +8...20%.

Consumul de combustibil la hectar

- in teren arat si discuit înainte de plantare: 22,11l/ha;
 - in teren discuit înainte de plantare: 24,68 l / ha;
 - in teren arat toamna: 20,4 l/ha.
- Abaterea este cuprinsă între +8...10,5%.

Din literatura de specialitate din domeniul mecanizării agriculturii s-a constatat că pentru o lucrare de pregătire a solului, alta decât aratul, cel puțin referitoare la consumul de combustibil, se consumă minimum 20% din valoarea pentru arat. Prin urmare faptul că lucrarea de plantat se poate realiza, în condițiile obținerii unor indici calitativi de lucru care se încadrează în limitele tehnologiilor, în teren prelucrat în variante cu lucrări reduse, rezultând astfel economii substanțiale de combustibili și în cele din urmă de resurse financiare, reprezintă căi de urmat pentru lucrătorii din agricultură și domeniul forestier în vederea eficientizării lucrării de plantat puiet.

BIBLIOGRAFIE

- [1]. Drăghia D. (2012) - *Studii și cercetări ale tehnicilor inovative în cadrul tehnologiilor de împădurire privind plantarea mecanizată a puietilor forestieri*, Teză de doctorat, Craiova;
- [2]. Ioan D. (1976) - *Împăduriri*, Ed. Didactică și Pedagogică;
- [3]. Ministerul Silviculturii (1987) - *Îndrumări tehnice pentru compoziții, scheme și tehnologii de regenerare a pădurilor*, Redacția de propagandă tehnică agricolă;
- [4]. Ministerul Apelor Pădurilor și Protecției mediului - *Norme tehnice privind compoziții, scheme și tehnologii de împădurire*;
- [5]. Popescu I. (1984) - *Mecanizarea lucrarilor silvice*, Ed. Ceres;
- [6]. Popescu I., Popescu S.C. (2000) - *Mecanizarea lucrărilor în silvicultură*, Editura Universității Transilvania Braşov;
- [7]. Sbârnac A., Iana A. (1966) - *Sistema de maşini pentru mecanizarea lucrărilor silvice*. Redacția de propagandă tehnică agricolă;
- [8] ****(2005) - *Cercetări privind promovarea unor tehnici inovative de mecanizare în cadrul tehnologiilor de împăduriri*, INMA Bucureşti, Contract de finanțare nr. 17/03.10.2005.

COMPARATIVE STUDY ON MECHANIZED PROCESS OF PLANTING VEGETABLE SEEDLINGS

STUDIU COMPARATIV ASUPRA PROCESULUI MECANIZAT DE PLANTAT RĂSADURI DE LEGUME

Ph.D. Eng. Ciupercă R.¹⁾, Ph.D. Eng. Popa L.¹⁾, Eng. Lazăr G.¹⁾, Eng. Drăgan R.¹⁾,
Dos. Ph.D. Aliyev Ch.²⁾

¹⁾INMA Bucharest / Romania; ²⁾Azerbaijan Scientific Research Institute of Forages, Meadows and Pastures / Azerbaijan
Phone: 021.269.32.55/133 E-mail: ciupercaradu@yahoo.com

Abstract: The paper presents a comparative study on mechanized process of planting vegetable seedlings, performed by two types of machines among the most common and used vegetable farm machines, respectively machine with a section equipped with rotative distributor with buckets and a second type- with section endowed with supply chain and planting flexible disks. After the analysis performed, the advantages and disadvantages of two machine types studied have been found out, in terms of technology of vegetable seedling planting.

Keywords: planting vegetable seedlings, efficient technology

INTRODUCTION

Advantages offered by setting vegetable crops through seedlings and the big variety of vegetable species to be cultivated, have determined the specialists to look for technologies and machines, which allow to obtain a higher mechanizing level of specific operations, a method to reduce the manpower required and expenses per product unit, as well as, the necessary time to plant the seedling.

Taking into account of the advantages of the seedling producing technology in the seedlings trays and of the extension of this technology, several types of machines or equipment for planting seedlings in covered areas or in open field have been achieved, each machine or equipment having its shortcomings as to meeting the requirements of vegetable crop setting and the economic effects.

Within the present study, two machines among the most used vegetable planting machine types were selected, respectively:

- with section equipped with rotative distributor with buckets;
- with section equipped with supply chain and flexible disks for planting.

MATERIAL AND METHOD

Agrotechnical and technological requirements imposed by the seedlings mechanized planting operation

- rows planted should be straight, deviations from row axle admitted are of max. 5% framing within ± 20 mm;
- minimum distance between row should be adjustable, preferably continuously, starting from min. 300 mm, for allowing to mechanize maintenance works and possibly harvesting works;
- distance between plants on a row should be continuously adjustable or in stages of 50 mm, framing within 100÷1200 mm;
- planting depth should frame within 30÷150 mm;
- seedlings should be vertically set when planting;
- percentage of plants inappropriately transplanted (inclined at over 30° to the vertical, covered by earth, let on the soil) should be under 5%, [2,3,4,7].

Rezumat: În lucrare se prezintă un studiu comparativ asupra procesului mecanizat de plantat răsaduri de legume, realizat cu două tipuri de mașini dintre cele mai des întâlnite și utilizate în fermele legumicole, respectiv cu secție echipată cu distribuitor rotativ cu cupe și al doilea tip cu secție echipată cu lanț pentru alimentare și discuri flexibile pentru plantare. În analiza efectuată s-au identificat avantajele și dezavantajele celor două tipuri studiate, în mod deosebit din perspectiva respectării tehnologiei de plantat răsaduri de legume.

Cuvinte cheie: plantat răsaduri de legume, tehnologie eficientă

INTRODUCERE

Avantajele pe care le oferă înființarea culturilor de legume prin răsad și numărul mare de specii legumicole care se cultivă, a determinat găsirea unor tehnologii și mașini care să permită un grad mai mare de mecanizare a lucrărilor specifice, o modalitate de reducere a necesarului de forță de muncă și a cheltuielilor pe unitatea de produs, cât și a timpului necesar pentru plantarea răsadului.

Ținând cont de avantajele pe care le oferă tehnologia de producere a răsadului în palete alveolare și de amploarea acestei tehnologii, s-au realizat mai multe tipuri de mașini sau echipamente pentru plantat răsaduri în spații acoperite sau în câmp deschis, fiecare cu avantajele și dezavantajele lor în ceea ce privește respectarea tehnologiei de înființare a culturilor legumicole și efectele economice.

În cadrul studiului de față au fost selectate spre analiză două dintre cele mai utilizate tipuri de mașini de plantat răsaduri de legume, respectiv:

- cu secție echipată cu distribuitor rotativ cu cupe;
- cu secție echipată cu lanț pentru alimentare și discuri flexibile pentru plantare.

MATERIALE ȘI METODĂ

Cerințe agrotehnice și tehnologice impuse operației de plantare mecanizată a răsadurilor

- rândurile plantate să fie drepte, abaterile de la axa rândului admise sunt de max. 5% în limitele ± 20 mm;
- distanța minimă între rânduri să fie reglabilă, de preferat continuă, începând cu min. 300 mm, pentru a permite mecanizarea lucrărilor de întreținere și eventual de recoltare;
- distanța între plante pe rând să fie reglabilă continuu sau în pași de 50 mm, în limitele 100÷1200 mm;
- adâncimea de plantare cuprinsă în limitele 30÷150 mm;
- fixarea în poziție verticală la plantare;
- procentul de plante răsadite necorespunzător (inclinate la peste 30° față de verticală, acoperite cu pământ, lăsate pe sol) să fie sub 5%, [2,3,4,7].

Description of tested equipments

Machine of seedlings planting equipped with rotary distributor cups, MPS symbol (Variant I) (fig.1), [5], is carried on three point suspension mechanism of 45 HP tractors and consists mainly of: the frame of the machine (1), driving wheel (2), transmission (3), support boxes (5) and two planting sections consist in: frame of the section (6), depth wheels (4), coulters (7), final transmission (8), rotary distributors cups (9), compaction wheels (10), chair.

In the transmission, fig. 1, the change of sprockets, can get more gear ratios which combined with the number of cups per distributor, leads to a large number of distances between plants in a row, approx. 46 distances.

Operation process

The seedling is taken from the trays by pulling the stem or pushing from the lower part. From constructive considerations, the maximum size admitted by planting bucket for the nutritive cube is of max. 60mm.

Operator who handles the seedlings, introduces them in the rotative distributor bucket of planting section, that transports them and put them precisely into the ditch opened by the share from the lower part of planting section, after what it is covered by earth at its root and then settled.

Planting section kinematics

According to kinematic scheme of the machine MPS, fig.1, transmission of movement from driving wheel to bucket distributor is very simple, being made of two chain gearings. The gyro frequency of rotative distributor is determined by the relation (1).

Descrierea mașinilor experimentate

Mașina de plantat răsaduri echipată cu distribuitor rotativ cu cupe, simbol MPS (Varianta I) (fig.1), [5], este purtată pe mecanismul de suspendare în trei puncte al tractoarelor de 45 CP și este alcătuită în principal din: cadrul mașinii (1), roată de antrenare (2), transmisie (3), suport lădițe (5) și două secții de plantare alcătuite din cadrul secției (6), roți de reglare a adâncimii (4), brăzdare (7), transmisie finală (8), distribuitoare rotative cu cupe (9), roți de tasare (10), scaun.

În cadrul transmisiei, fig. 1, prin schimbarea unor roți de lanț, se pot obține mai multe rapoarte de transmitere care, coroborate cu numărul de cupe de pe distribuitor, conduc la obținerea unui număr mare de distanțe între răsaduri pe rând, cca. 46 de distanțe.

Funcționare

Răsadul este scos din lădițe prin tragere de tulpină sau prin împingere de la partea inferioară. Din considerente constructive, dimensiunea maximă admisă de cupele de plantat, pentru cubul nutritiv, este de max. 60 mm.

Operatorul ce manipulează răsadurile, le introduce în cupa distribuitorului rotativ al secției de plantat, iar aceasta le transportă și le depune cu precizie în rigola deschisă de brăzdarul aflat la partea inferioară a secției după care este acoperit la rădăcină cu pământ care este apoi tasat.

Cinematica secției de plantare

Conform schemei cinematice a mașinii MPS, fig.1, transmiterea mișcării de la roata de antrenare la distribuitorul cu cupe este foarte simplă, aceasta fiind alcătuită din două transmisii cu lanț. Frecvența de rotație a distribuitorului rotativ se determină cu relația (1).

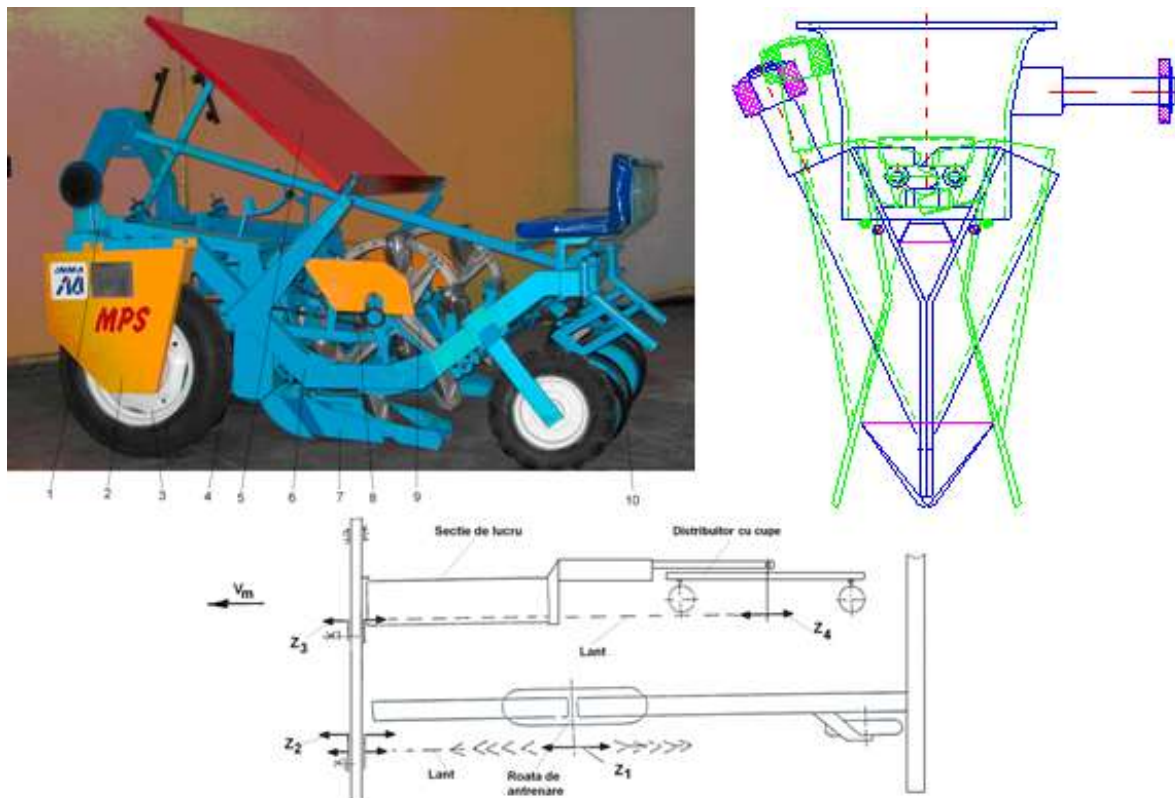


Fig. 1 - Machine of planting vegetables seedlings - MPS /
Mașină de plantat răsaduri - MPS

$$n_2 = n_1 \cdot i = n_1 \cdot i_1 \cdot i_2 = n_1 \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} = \frac{30 \cdot v_m}{\pi \cdot R_a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \quad (1)$$

where:

R_a – driving wheel radius;
 n_1 – rotative speed of driving wheel;
 n_2 – rotative speed of bucket distributor.

în care:

R_a – raza roții de antrenare;
 n_1 – turația roții de antrenare;
 n_2 – turația distribuitorului cu cupe.

Machine of seedlings planting equipped with section with supply chain and flexible disks for planting, PLANT symbol (Variant II) [6], is carried on three point suspension mechanism of 45 HP tractors.

Planting section of the machine in fig. 2 comprises mainly: a section frame (1), a share (2), a share support (3), conveying chain with buckets (4), seat (5), chain gearings (6), driving and settling wheels (7), planter with flexible disks (8).

Operation process

The operator puts the seedlings with their roots inward within the conveying chain bucket, which through the rotation movement transports the seedling to the planting apparatus, which grabs the stem between the flexible disks, after what it releases it along with the nutritive pot into the ditches opened by shares. The nutritive pot is set into the soil by settlement wheels passing.

Kinematics of planting section

Mainly, without emphasizing the details related to kinematics of section, fig. 2, the kinematic parameters influencing decisively the planting process are further presented.

These parameters are, [3]:

- relative position between conveying chain of apparatus of seedling supplying and flexible disks, determined by values L and H which have the expressions according to relations (2, 3);
- angle of taking over the seedlings, ε , determined according to relation (4);
- gyro frequencies of conveying chain buckets, n_{ca} and flexible disk, n_{cd} , having the expressions (5, 6).

where:

ε – angle of seedling taking over;
 μ – coefficient of friction between the nutritive pot and bucket;
 R_m – radius of disposing the mass centre of seedling to C;
 g – gravity acceleration.

Mașina de plantat răsaduri echipată cu secție cu lanț pentru alimentare și discuri flexibile pentru plantare, simbol PLANT (Varianta II) [6], este purtată pe mecanismul de suspendare în trei puncte al tractoarelor de 45 CP.

Secția de plantare a mașinii fig. 2 este alcătuită în principal din: cadru secție (1), brăzdar (2), suport brăzdar (3), lanț transportor cu cupe (4), scaun (5), transmisie cu lanț (6), roți de acționare și tasare (7), plantator cu discuri flexibile (8).

Funcționare

Operatorul așează răsadurile cu rădăcinile spre interior în cupele lanțului transportor care în mișcarea de rotație transportă răsadul la aparatul de plantare, care prinde tulpina între discurile flexibile urmată de eliberarea acestora cu ghiveciul nutritiv în jos, în rigolele deschise de brăzdare. Prin trecerea roților de tasare ghiveciul nutritiv este fixat în sol.

Cinematica secției de plantare

În principal, fără a intra în detalii privind cinematica secției, fig. 2, sunt prezentați în continuare parametri cinematici care influențează în mod decisiv procesul de plantare.

Acești parametri sunt, [3]:

- poziția relativă dintre lanțul transportor al aparatului de alimentare cu răsaduri și discurile flexibile, determinată de mărimile L și H care au expresiile conform relațiilor (2, 3);
- unghiul de preluare a răsadurilor, ε , care se determină conform relației (4);
- frecvențele de rotație ale cupelor lanțului transportor, n_{ca} și discului flexibil, n_{cd} , care au expresiile (5, 6).

în care:

ε – unghiul de preluare a răsadului;
 μ – coeficientul de frecare dintre ghiveciul nutritiv și cupă;
 R_m – raza de dispunere a centrului de masă al răsadului față de C;
 g – accelerația gravitațională.

$$L = \left(\frac{D_d + D_{cd}}{2} + l \right) \cdot \cos \varepsilon \quad (2)$$

$$H = \left(\frac{D_d + D_{cd}}{2} + l \right) \cdot \sin \varepsilon \quad (3)$$

$$\varepsilon = \arctg \mu - \arcsin \left[R_m \cdot \pi^2 \cdot n_{cd}^2 \cdot \frac{\cos \arctg \mu}{30^2 \cdot g} \right] \quad (4)$$

$$n_{ca} = \frac{60 \cdot v_t}{\pi \cdot D_t} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_{l1}}{z_{l2}} \cdot \frac{z_{l3}}{z_{l4}} \quad (5)$$

$$n_{cd} = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_t} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_{l1}}{z_{l2}} \quad (6)$$

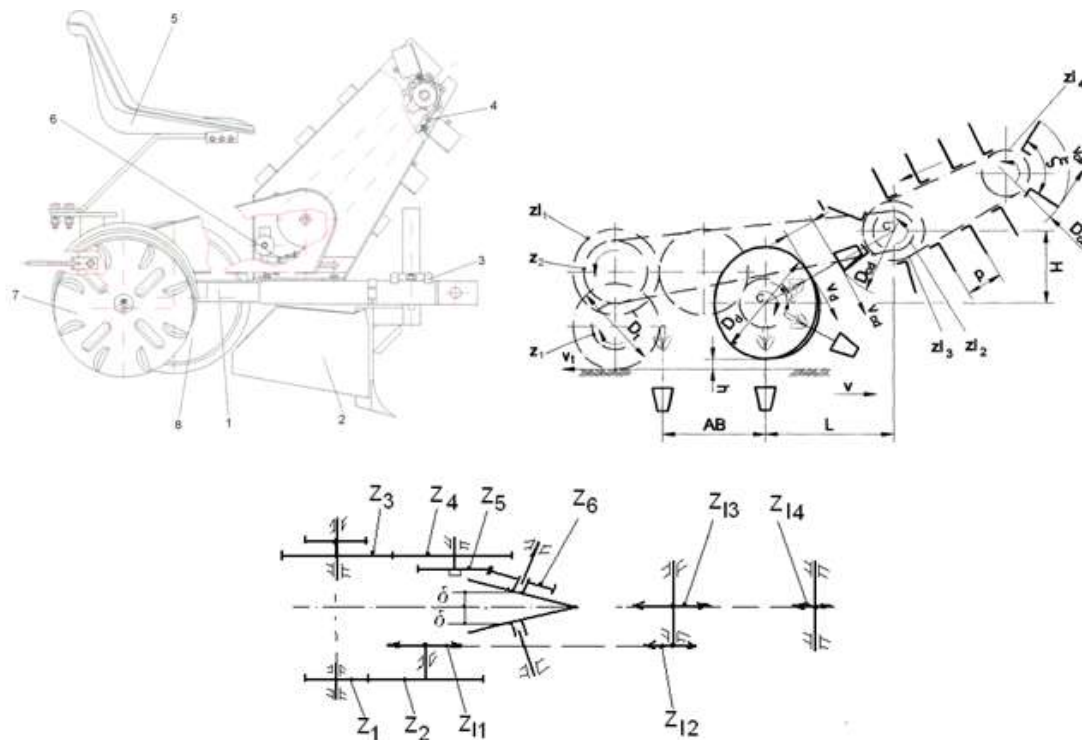


Fig. 2 – Machine of planting vegetables seedlings - PLANT / Mașina de plantat răsaduri - PLANT

Analyzing in terms of kinematics the two types of planting machines, the type with bucket distributors is noticed by its manifest constructive simplicity.

The functional characteristics of the two machine variants are rather similar, because they have to meet the same agrotechnical requirements.

Technical and functional characteristics

- power source: tractor 45 HP;
- minimum distance between rows, cm: 25 / 30;
- maximum distance between rows, cm: 90 / 150;
- distance between plants in a row, cm: between 15÷150;
- planting depth, cm: max. 10 / 16;
- displacement speed during the work, km / h: max. 2,5^{*)}

^{*)} Maximum speed during work is determined for a maximum distance between plants of a row.

RESULTS AND DISCUSSIONS

Tests of the two types of seedling planting machines in operating conditions have been performed in aggregate with a vegetable tractor of 45 HP, in similar conditions for different types of crops, with nutritive pots, the seeds and their growing level being shown in table 1. In figures 3, 4 are shown aspects during the experiments.

Analizând din punct de vedere cinematic cele două tipuri de mașini de plantat, se constată simplitatea constructivă evidentă a tipului cu distribuitoare cu cupe.

Caracteristicile funcționale ale celor două variante de mașini sunt asemănătoare deoarece acestea trebuie să răspundă aceluiași cerințe agrotehnice.

Caracteristici tehnice și funcționale VI / VII

- sursa energetică: tractor 45 CP;
- distanța minimă între rânduri, cm: 25 / 30;
- distanța maximă între rânduri, cm: 90 / 150;
- distanța între plante pe rând, cm: între 15÷150;
- adâncimea de plantare, cm: max. 10 / 16;
- viteza de deplasare în lucru, km / h: max. 2,5^{*)}

^{*)} Viteza maximă în timpul lucrului este determinată pentru distanța maximă dintre plante pe un rând.

REZULTATE ȘI DISCUȚII

Încercările în condiții de exploatare a celor două tipuri de mașini de plantat răsaduri s-au efectuat în agregat cu un tractor legumicol de 45 CP, în aceleași condiții, pentru diferite culturi, cu răsaduri în ghivece nutritive, materialul săditor și gradul de dezvoltare al acestuia fiind prezentate în tabelul 1. În figurile 3, 4 sunt prezentate aspecte din timpul experimentărilor.



Fig. 3 - Planting machine MPS, during the work / Mașina de plantat MPS în lucru



Fig. 4 - Planting machine PLANT, during the work / Mașina de plantat PLANT, în lucru

Table 1 / Tabelul 1

Seedlings developing degree / Gradul de dezvoltare a răsadurilor

Crt. no./ Nr. crt.	Seedlings / Material săditor	Dimensions of nutrient pot / Dimensiuni ghiveci nutritive (mm)	Seedlings developing degree / Gradul de dezvoltare al răsadurilor		
			Height / Înălțime (mm)	Diameter of stem / Diametrul tulpinii (mm)	No. of leaves / Număr Frunze (buc.)
1	Tomatoes / Tomate	40x40x40	100...320	3...6	4...8
2	Green pepper / Ardei gras	40x40x40	100...170	2...3.5 / 2...3,5	3...6
3	Aubergines / Pătlăgele vinete	40x40x40	160...220	3...4	3...6

Results of tests performed with the **Seedling planting machine equipped with rotative distributor with buckets, MPS (Variant I)** and with **Seedling planting machine equipped with section with supply chain and planting flexible disks, PLANT (Variant II)**, are shown in tables 2, 3. Experiments and determinations with Planting machine PLANT (Variant II) have been performed by a working team of INMA Bucharest within a research theme [6].

Rezultatele experimentărilor efectuate cu **Mașina de plantat răsaduri echipată cu distribuitor rotativ cu cupe, MPS (Varianta I)** și cu **Mașina de plantat răsaduri echipată cu secție cu lanț pentru alimentare și discuri flexibile pentru plantare, PLANT (Varianta II)**, sunt prezentate în tabelele 2, 3. Experimentările și determinările efectuate cu Mașina de plantat PLANT (Varianta II) au fost realizate de un colectiv de lucru de la INMA București în cadrul unei teme de cercetare [6].

Table 2 / Tabelul 2

Distance between rows and plants in a row, planting depth / Distanța între rânduri și între plante pe rând, adâncime de plantare

Crt. no. / Nr. Crt.	Seedlings/ Material săditor	Between rows / Între rânduri [cm]			Between plants in a row / Între plante pe rând [cm]			Planting depth / Adâncimea de plantare [cm]		
		Value / Valoare reglată	Deviation / Abaterea [%]		Adjusted Value / Valoare reglată	Deviation / Abaterea [%]		Adjusted Value / Valoare reglată	Deviation / Abaterea [%]	
			Variant I / Varianta I	Variant II / Varianta II		Variant I / Varianta I	Variant II / Varianta II		Variant I / Varianta I	Variant II / Varianta II
1	Tomatoes / Tomate	90	-0.5...+0.3 / -0,5...+0,3	-3.3...+2.6 / -3,3...+2,6	30	+1.6...+3.3 / +1,6...+3,3	-2.8...+5.7 / -2,8...+5,7	6	-3.8...+6.8 / -3,8...+6,8	-11.7 / -11,7
2	Green pepper / Ardei gras	70	-0.5...+1 / -0,5...+1	-3.3...+2.6 / -3,3...+2,6	20	+2.5...+3.0 / +2,5...+3,0	-2.8...+5.7 / -2,8...+5,7	6	-3.2...+6.0 / -3,2...+6,0	-11.7 / -11,7
3	Aubergines / Pătlăgele vinete	60	-0.6...+1.3 / -0,6...+1,3	-3.3...+2.6 / -3,3...+2,6	20	+2.5...+5.0 / +2,5...+5,0	-2.8...+5.7 / -2,8...+5,7	6	-1.6...+5.1 / -1,6...+5,1	-11.7 / -11,7

Table 3 / Tabelul 3

Damaged plants, deviations to vertical, plants inappropriately seeded/
Plante vătămate, abateri de la verticală, răsădite necorespunzător

Crt. no. / Nr. Crt.	Seedlings / Material săditor	Damaged plants / Plante vătămate			Deviations to vertical / Abateri de la verticală (cu abateri >30°)		Planting gaps / Goluri la plantare	
		No. of seedlings planted / Nr. răsăduri plantate	Percentage / Procent [%]		Percentage / Procent [%]		Percentage / Procent [%]	
			Variant I / Varianta I	Variant II / Varianta II	Variant I / Varianta I	Variant II / Varianta II	Variant I / Varianta I	Variant II / Varianta II
1	Tomatoes / Tomate	237	0.8 / 0,8	4.64 / 4,64	0	11.81 / 11,81	1.6 / 1,6	6.7 / 6,7
2	Green pepper / Ardei gras	108	0	2.77 / 2,77	0	11.81 / 11,81	1.8 / 1,8	6.7 / 6,7
3	Aubergines / Pătlașele vinete	176	1.1 / 1,1	3.4 / 3,4	0	11.81 / 11,81	1.7 / 1,7	6.7 / 6,7

1. Maximum deviations from row axis determined for Variant I are for approx. 8% out of seedlings planted.

Maximum deviations of -3.3...+2.6 % from the row axis, determined for Variant II are for approx. 14% out of seedlings planted.

2. Values for planting depth have been determined on 70 plants specimen.

3. Deviations from vertical of seedlings planted in Variant I are minimum, they not surpassing 5°.

Tests results interpretation

Following the experiments done and results obtained, shown in tables 2 and 3, it has found out that working qualitative indexes performed with the Seedlings **Planting machine equipped with rotative distributor with buckets, MPS (Variant I)** are clearly superior to those determined with **Seedlings planting machine equipped with supply chain and planting flexible disks, PLANT (Variant II)**, excepting the values of distances between the plants in a row, where the results are comparable.

These differences are due to major constructive and functional distinctions between the two variants, as it follows:

- deviations from row axis are determined by the big size of equipment and planting section Variant II mounting type on the frame, section of Variant I being much more compact from this point of view;

- deviations found out at small distances between the plants of a row are rather inherent for both variants and mainly determined by skidding between driving wheels and soil, present at both variants, even though Variant I has a wheel with tyre and Variant II a mechanic felly wheel. Superior deviation from Variant II is caused by transmission games, Variant II being more complicated in terms of structure;

- big planting depth deviations determined in Variant II are mainly caused by the plant positioning system on the conveying chain, position which greatly depends on seedling dimensions and operator skills.

In Variant I the seedling position into the bucket is the same, irrespective of the seedling size, it being supported with its nutrient pot on the taper bottom of planting bucket. At the same time, variant I planting section efficiently follows the land dislevelments, being endowed with a deformable parallelogram;

- percentage of damaged plants is higher in Variant II, as the plant is seized by its stem, sometimes by its leaves (for shorter plants) being submitted to a certain pressure between valves and disks, which usually leads to leaves degradation and often to stem breakage (in case of longer plants).

In case of Variant II the plant is free in the bucket, the contact between plant stem and bucket parts being

1. Abatererile maxime de la axa rândului determinate pentru Varianta I sunt pentru cca 8% din răsădurile plantate.

Abaterile maxime de -3,3...+2,6 % de la axa rândului, determinate pentru Varianta II sunt pentru cca 14% din răsădurile plantate.

2. Valorile pentru adâncimea de plantare s-au determinat pe un eșantion de 70 plante.

3. Abaterile de la verticală ale răsădului plantat în Varianta I sunt minime, acestea nu depășesc 5°.

Interpretarea rezultatelor experimentărilor

În urma experimentărilor efectuate și a rezultatelor obținute, prezentate în tabelele 2,3, s-a constatat că indicii calitativi de lucru realizați cu **Mașina de plantat răsăduri echipată cu distribuitor rotativ cu cupe, MPS (Varianta I)** sunt net superiori celor determinați cu **Mașina de plantat răsăduri echipată cu secție cu lanț pentru alimentare și discuri flexibile pentru plantare, PLANT (Varianta II)**, cu excepția distanței între plante pe rând unde rezultatele sunt comparabile.

Aceste diferențe au drept cauză diferențele majore constructive și funcționale dintre cele două variante, după cum urmează:

- abaterile de la axa rândurilor plantate sunt cauzate de gabaritul mai mare și modalitatea de montare pe cadru pentru secția de plantare din Varianta II, secția Variantei I fiind mult mai compactă din acest punct de vedere;

- abaterile constatate la distanțele între plante pe rând sunt inerente la cele două variante și sunt cauzate în principal de patinarea dintre roțile de antrenare și sol manifestată la ambele variante chiar dacă Varianta I are roată cu pneu iar Varianta II are roată cu obadă metalică. Abaterile superioare în Varianta II este cauzată de jocurile din transmisie, aceasta fiind mult mai complicată constructiv;

- abaterile mari de la adâncimea de plantare determinate în Varianta II sunt cauzate în principal de sistemul de poziționare a plantei pe lanțul transportor, poziționare care depinde în mare măsură de dimensiunile răsădului și de îndemânarea operatorului.

In cazul Variantei I poziția răsădului în cupă este aceeași indiferent de mărimea răsădului, acesta sprijinindu-se cu ghiveciul nutritiv pe fundul tronconic al cupei de plantare. În același timp secția de plantare a Variantei I urmărește mai bine denivelările terenului, fiind prevăzută cu un paralelogram deformabil;

- procentul de plante vătămate este mai mare în Varianta II din cauza faptului că planta este prinsă de tulpină și uneori chiar de frunze (pentru plantele mai scurte) fiind supusă unei presiuni între clapete și discuri, acest fapt conducând în general la degradarea frunzelor și adesea la ruperea tulpinei (în cazul plantelor mai lungi).

În cazul Variantei II planta este liberă în cupă, contactul dintre tulpina plantei și părțile cupei practic nu

practically inexistent;

- major deviations of seedling planted from vertical, determined in Variant II, are caused by the complicated constructive system of planting section, many of settings necessary between different parts and functional parameters being deducted also from the relations presented in chapter "Material and Method" and from the position of seedling on the chain. On the other hand, the vertical position of plant in Variant I, starting from positioning up to its placement into the ditch is due to bucket joint on the support, which allows it to continuously maintain vertical;

- higher percentage of planting gaps in Variant II is determined by the lack of feeding of conveyor with seedlings, by the operator, who is permanently obliged to place the plant in a certain position, therefore, he gets rapidly tired and makes mistakes. In case of Variant I the operator lets the plant simply drop into the bucket.

The seedling planting machine equipped with a rotative distributor with buckets (Variant I) has a simpler structure, so its maintenance is cheaper and operating failures rate is much more reduced.

At the same time, the operator position is vertical, so more ergonomic, comparatively with his position in case of Seedling planting machine equipped with section with feeding chain and planting flexible disks, (Variant II), where the operator always moves forward, which gets him tired, as one can see in figures 3, 4.

CONCLUSIONS

1. The seedlings planting machine equipped with rotative distributor with buckets (Variant I) has a simpler construction and achieves working qualitative indexes in compliance with all the agrotechnical requirements specific to seedlings planting machines;

2. The seedlings planting machine equipped with section with feeding chain and planting flexible disks, (Variant II) respects the agrotechnical requirements related to possibilities of obtaining big distances between rows, plants in a row and planting depth, but the working indexes effectively determined in operation and the other qualitative agrotechnical requirements have significant deviations, surpassing sometimes the recommended values.

3. As a final conclusion, in case of seedlings planting work the specific agrotechnical requirements, quantified as qualitative working indexes and financial indexes should be strictly respected, machines and equipment for seedlings planting endowed with rotative distributor should be used instead of using machines with section with supply chain and planting flexible disks.

REFERENCES

- [1] Buzea I., F. Moteanu (1987) – *Sowing and planting machines*, Ceres Publishing House;
- [2]. Ceașescu I. (1980) – *General and special vegetable growing*, Didactic and Pedagogical Publishing House Bucharest;
- [3] Muraru-Ionel C. (2009) – *Machines with flexible disks for planting vegetable seedlings*, Terra Nostra Publishing House, Iași.
- [4]. Popescu V., Popescu A. (2006) – *Vegetable crop in field and solariums*, MAST Publishing House; Bucharest.
- [5]. *** INMA Bucharest.(2006) – *Manufacturing machines and equipment for working in greenhouses*;
- [6]. *** INMA Bucharest (1992) – *Seedling planting machine in nutritive pots PLANT 6(8)*;
- [7]. *** SR 13215:1994 - *Seedlings planting machines*.

există;

- abaterile majore de la verticală ale răsadului plantat, constatate în Varianta II, au drept cauză sistemul constructiv complicat al secției de plantare, multe reglaje și concordanțe necesare între diferitele părți componente și parametri funcționali, reieșite și din relațiile prezentate la capitolul "Materiale și metodă" și de plasarea răsadului pe lanț. Pe de altă parte, poziția verticală a plantei în Varianta I, de la poziționare și până la plasarea acesteia în rigolă, este datorată articulației cupei pe suport care-i permite acesteia să aibă continuu poziția verticală;

- procentul mai mare de goluri constatate la plantare în Varianta II este cauzat de nealimentarea transportorului cu răsaduri de către operator, acesta fiind nevoit permanent să plaseze planta într-o anumită poziție, fapt ce conduce la oboseala acestuia și la rateuri. În cazul Variantei I operatorul lasă să cadă planta pur și simplu în cupă;

Mașina de plantat răsaduri echipată cu distribuitor rotativ cu cupe (Varianta I) are o construcție mult mai simplă ceea ce conduce la o întreținere mai puțin costisitoare și la o rată a defectărilor în exploatare mai redusă.

De asemenea, poziția operatorului este verticală, deci mai ergonomică, comparativ cu poziția în cazul Mașinii de plantat răsaduri echipată cu secție cu lanț pentru alimentare și discuri flexibile pentru plantare, (Varianta II), la care operatorul face tot timpul mișcări spre fața conducând la o oboseală accentuată a acestuia după cum se observă și din figurile 3, 4.

CONCLUZII

1. Mașina de plantat răsaduri echipată cu distribuitor rotativ cu cupe (Varianta I) are o construcție mult mai simplă și realizează indici calitativi de lucru care respectă în totalitate cerințele agrotehnice specifice mașinilor pentru plantat răsaduri;

2. Mașina de plantat răsaduri echipată cu secție cu lanț pentru alimentare și discuri flexibile pentru plantare, (Varianta II) respectă cerințele agrotehnice referitoare la posibilitățile de realizare a distanțelor dintre rânduri, dintre plante pe rând și a adâncimii de plantare, ca posibilități tehnice de realizare teoretică, însă indicii de lucru determinați efectiv în exploatare și celelalte cerințe agrotehnice calitative au abateri semnificative, depășind în unele cazuri cu mult valorile recomandate;

3. Ca o concluzie finală se poate face recomandarea că, pentru realizarea unei lucrări de plantat răsaduri care să respecte întocmai cerințele agrotehnice specifice, cuantificate în indici calitativi de lucru și în cele din urmă financiare, trebuie utilizate mașini sau echipamente de plantat răsaduri echipate cu distribuitor rotativ cu cupe în detrimentul celor echipate cu echipate cu secție cu lanț pentru alimentare și discuri flexibile pentru plantare.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Buzea I., F. Moteanu (1987) – *Mașini pentru semănat și plantat*, Editura Ceres;
- [2]. Ceașescu I. (1980) – *Legumicultura generală și specială*, Editura Didactică și Pedagogică, București;
- [3] Muraru-Ionel C. (2009) – *Mașini cu discuri flexibile pentru plantat răsaduri legumicole*, Editura Terra Nostra, Iași;
- [4]. Popescu V., Popescu A. (2006) – *Cultura legumelor din câmp și solarii*, Editura MAST; București;
- [5]. *** INMA București.(2006) - *Realizarea de mașini și echipamente pentru lucrări din sere*;
- [6]. *** INMA București (1992) – *Mașină de plantat răsaduri în ghivece nutritive PLANT 6(8)*;
- [7]. *** SR 13215:1994 - *Mașini de plantat răsaduri. Condiții*

Quality technical conditions, ASRO;

[8]. *** *Leaflets MAS Company, Italy;*

[9]. *** *Leaflets SFOGGIA Company, Italy;*

[10]. *** *Leaflets SPAPPERI Company, Italy.*

tehnice de calitate, ASRO;

[8]. *** *Prospecte firma MAS Italia;*

[9]. *** *Prospecte firma SFOGGIA Italia;*

[10]. *** *Prospecte firma SPAPPERI Italia.*

SIZE DISTRIBUTION OF THE DEGRADED INJECTION PUMPS ELEMENTS FOR THE RESTORATION OF THEIR OPERATIONAL STATE

DISTRIBUȚIA DIMENSIUNILOR ELEMENTELOR POMPELOR DE INECȚIE DEGRADAȚI ÎN VEDEREA RESTABILIRII STĂRII DE FUNCȚIONARE

PhD. Stud. Eng. Danciu A.¹⁾, Prof. PhD. Eng. Brătuțu G.²⁾, PhD. Eng. Vlăduț V.¹⁾,
Prof. PhD. Eng. Brkic M.³⁾

¹⁾INMA Bucharest / Romania, ²⁾Transilvania" University of Brașov / Romania; ³⁾University of Novi Sad / Serbia
Fax: 021/269.32.73; E-mail: danciu_aurel1@yahoo.com

Abstract:

Because of machining precision by pairing and running in (lapping) of the conjugated parts (piston and cylinder), the manufacturers, in order to not reject several parts assembled have recourse to execution of several diameters for these parts so that to be respected the conditions of ovality, conicity and the clearance between the conjugated components (max. $0.5 \div 2 \mu\text{m}$).

To highlight the size and shape of the injection pump elements (piston and cylinder) worn-out after the completion of an operating cycle on the engine, were taken randomly from a sample of 141 injection pump elements, studying the distribution of these dimensions.

The study of sizes distribution or of the effective deviations from shape of pistons and cylinders (bushings) of the worn off injection pumps elements, had as scope the knowledge of dimensions range of these, in order to check the possibilities to re-establish the operational state of these by lepping and re-pairing, pursuing and the determination of the number of measuring pneumatic complets, required in the resettlement process of the operational state of these.

The statistical and mathematical processing aimed to:

- determination of average diameters on two directions and in each of the three plans of measurement (both for pistons and for the cylinders of elements);
- the determination of pistons ovality and cylinders respectively in the three plans of measurement;
- the determination of averages for the piston conicity (C^{med}) and for cylinders (C^{MED});
- the determination of averages of the clearances in the three measurement plans for the conjugated parts;
- sorting in ascending order of the pistons and cylinders;
- highlighting the possibilities to restore the operating status of injection pump elements.

Keywords: injection pump elements, lapping, corrective maintenance, preventive maintenance, reconditioning.

INTRODUCTION

The tasks of the injection equipment are very difficult, given that within a cycle is injected an amount of fuel of only a few cubic millimeters, at pressures that can reach $500 \div 600 \text{ kgf/cm}^2$ and which is distributed on only $20 \div 30$ degrees of rotation of the motor shaft, after a prescribed law, ensuring in the same time a certain spraying characteristic [4].

Since only the injection pump with piston works at high pressures, required for a good spraying, it is necessary to ensure a good sealing of the piston in the cylinder.

This tightness is achieved by reducing the clearances between the piston and cylinder to very low values, achieved by running-in, ranging from 0.5 to $2 \mu\text{m}$, by a very fine surface quality performance and a perfect geometry. For the same purpose the piston length is

Rezumat:

Datorită preciziei de prelucrare prin împerechere și rodare (lepuire) a pieselor conjugate (piston și cilindru), fabricanții, pentru a nu rebuta multe piese ansamblate au recurs la execuția mai multor diametre la aceste piese astfel încât să fie respectate condițiile de ovalitate, conicitate și jocul dintre piesele conjugate (max. $0,5 \div 2 \mu\text{m}$).

Pentru evidențierea dimensiunilor și formei elementelor pompelor de inecție (piston și cilindru) uzați după realizarea unui ciclu de funcționare pe motor, s-au prelevat aleator un eșantion de 141 elemente de pompă de inecție, studiindu-se distribuția acestor dimensiuni.

Studiul distribuției dimensiunilor sau a abaterilor efective de la formă ale pistoanelor și ale cilindrilor (bucșelor) elementelor pompelor de inecție uzați, a avut ca scop cunoașterea plajei de dimensiuni a acestora, în vederea verificării posibilităților de restabilire a stării de funcționare a acestora prin lepuire și reimperechere, urmărindu-se și determinarea numărului de complete pneumatice de măsurare, necesare în procesul tehnologic de restabilire a stării de funcționare a acestora.

Prin prelucrarea statistico-matematică s-a urmărit:

- determinarea mediilor diametrelor după două direcții și în fiecare din cele trei planuri de măsurare (atât pentru pistoane cât și pentru cilindrii elementelor);
- determinarea ovalităților pistoanelor și respectiv a cilindrilor în cele trei planuri de măsurare;
- determinarea mediilor conicităților pentru pistoane (C^{med}) și pentru cilindri (C^{MED});
- determinarea mediilor jocurilor în cele trei planuri de măsurare pentru piesele conjugate;
- sortarea în ordine crescătoare a pistoanelor și a cilindrilor;
- evidențierea posibilităților de restabilire a stării de funcționare a elementelor pompelor de inecție.

Cuvinte cheie: elemente pompă inecție, lepuire, mentenanță corectivă, mentenanță preventivă, recondiționare.

INTRODUCERE

Sarcinile echipamentului de inecție sunt foarte dificile, având în vedere faptul că se injectează pe ciclu o cantitate de combustibil de numai câțiva milimetri cubi, la presiuni care pot atinge $500 \div 600 \text{ kgf/cm}^2$ și care se repartizează pe numai $20 \div 30$ grade de rotație a arborelui motor, după o lege prescrisă, asigurând totodată o anumită caracteristică de pulverizare [4].

Deoarece numai pompa de inecție cu piston lucrează la presiuni ridicate, cerute de o bună pulverizare, este necesar să se asigure o bună etanșeitate a pistonului în cilindru.

Această etanșeitate se obține prin reducerea jocurilor între piston și cilindru la valori foarte mici, realizate prin rodaj, cuprinse între $0,5$ și $2 \mu\text{m}$, prin execuția foarte fină a calității suprafețelor și a unei geometrii perfecte. În același scop, lungimea pistonului

increased relative to its diameter, and sometimes rolling grooves are provided on the piston. There are assemblies with functional clearances of only $1.5 \div 2.5 \mu\text{m}$, the surface quality being very fine and their geometry perfect. Due to these small functional clearances, the injection equipment is very sensitive to the operating conditions and maintenance [9].

The practice has demonstrated that by the procedures and normal machining means, can not be ensure the performance of pieces with absolute precision, but with certain deviations from the prescribed size, deviations that characterize the processing accuracy.

Even following processing by the same process (the same machine tool) with the tool set to quota, the parts of the considered batch, due to processing errors, will not have identical dimensions but will result with some errors different from part to part, of the one side and the other of the control quota (d_r).

The dimensions of parts will be contained in a minimum effective diameter ($d_{\text{ef.min}}$, for pistons) and respectively $D_{\text{ef.min}}$, (for cylinders) and a maximum effective diameter ($d_{\text{ef.max}}$, respectively $D_{\text{ef.max}}$).

Realization of high injection pressures requires a high machining precision of the parts combined (piston and cylinder), that achieved by the lapping of pairing so that the maximum clearance to be $0.5 \div 2 \mu\text{m}$. Manufacturers, in order not to reject many pieces assembled have recourse to the performance of several diameters of pistons and of the cylinders of elements so that after the final processing to be respected the following conditions:

- ovality (of pistons and cylinders) up to 0.001 mm;
- maximum conicity 0.001 mm, large base of the cone being at the end with spiral groove at pistons, and to cylinders, the small bases of the cone to be to the end of the inlet orifice;
- clearance between the conjugated components maximum $0.5 \div 2 \mu\text{m}$.

The mechanical fuel particles produce the wear of precision organs of injection system, in several ways, in relation to their size. The particles with the diameter greater than the clearance between the piston -drawer and the cylinder of the injection pump element are trapped between the edges of the piston-drawer and the edges of loading holes and are broken. If their hardness is greater than of the piston and cylinder the edges are chamfered, resulting in a reduction in the useful stroke of the piston-drawer and of the injection advance. A part of particle chips arrive between the piston -drawer and cylinder, causing an abrasive action. The remaining chips with other particles that have sneaked through the loading hole, arrive at the discharging valve and the injector needle. They produce an erosion wear due to the pressure and of the flow speed of fuel, as well as an wear of local destruction at the placement of the two bodies on the seat, which undermines the seal.

Particles that are smaller than or equal to the clearance, get between the piston-drawer and cylinder exercising an abrasive wear, mitigated in part by the resinous substances from fuel, that due to the adsorption cover them. It may be concluded that the main wear of precision organs is exercised by the particles larger than the clearance between the piston -drawer and cylinder.

The filtering process of the fuel at the compression ignition engine presents an important particularity, determined by the pulsating regime of flow of the fuel.

Thus, the fuel does not move continuously from the fuel pump to the injection pump, but in a pulsating flow regime, affecting positively the filtering process, because in the time intervals in which ceases the flow or takes place in reverse, in the filter takes place a process of separation of particles by sedimentation.

este sporită în raport cu diametrul său, iar uneori se prevăd șanțuri de laminare pe piston. Există ansambluri cu jocuri funcționale de numai $1,5 \div 2,5 \mu\text{m}$, calitatea suprafețelor fiind foarte fină, iar geometria lor perfectă. Datorită acestor jocuri funcționale mici, aparatura de injecție este foarte sensibilă la condițiile de exploatare și întreținere [9].

Practica a demonstrat că prin procedeele și mijloacele de prelucrare normale, nu se poate asigura realizarea pieselor cu precizie absolută, ci cu anumite abateri de la dimensiunea prescrisă, abateri care caracterizează precizia de prelucrare.

Chiar în urma prelucrării prin același procedeu (aceeași mașină unealtă) cu scula reglată la cotă, piesele din lotul considerat, datorită erorilor de prelucrare, nu vor avea dimensiuni identice ci vor rezulta cu anumite erori diferite de la piesă la piesă, de o parte și de alta a cotei de reglare (d_r).

Dimensiunile pieselor vor fi cuprinse într-un diametru efectiv minim ($d_{\text{ef.min}}$, pentru pistoane) și respectiv $D_{\text{ef.min}}$, (pentru cilindrii) și un diametru efectiv maxim ($d_{\text{ef.max}}$, respectiv $D_{\text{ef.max}}$).

Realizarea presiunilor de injecție mari impune o precizie ridicată de prelucrare a pieselor conjugate (piston și cilindru), aceasta realizându-se prin lepuirea de împerechere astfel încât jocul maxim să fie de $0,5 \div 2 \mu\text{m}$. Fabricanții, pentru a nu rebuta multe piese ansamblate au recurs la execuția mai multor diametre ale pistoanelor și ale cilindrilor elementelor astfel încât după prelucrarea finală să fie respectate următoarele condiții:

- ovalitatea (pistoanelor și a cilindrilor) maxim 0,001 mm;
- conicitatea maxim 0,001 mm, baza mare a conului fiind spre capătul cu canal spiral la pistoane, iar la cilindrii, baza mică a conului să fie spre capătul cu orificiul de admisie;
- jocul dintre piesele conjugate maxim $0,5 \div 2 \mu\text{m}$.

Particulele mecanice din combustibil produc uzura organelor de precizie ale sistemului de injecție, pe mai multe căi, în raport cu dimensiunea lor. Particulele cu diametrul mai mare decât jocul dintre pistonul-sertar și cilindrul elementului pompei de injecție sunt prinse între muchiile pistonului-sertar și marginile orificiilor de încărcare și sunt sfărâmate. Dacă duritatea lor este mai mare decât a pistonului și a cilindrului marginile se teșesc, ceea ce antrenează o reducere a cursei utile a pistonului-sertar și a avansului la injecție. O parte din așchiile particulei ajung între pistonul-sertar și cilindru, determinând o acțiune abrazivă. Restul așchiilor împreună cu alte particule care s-au strecurat prin orificiul de încărcare, ajung la supapa de refulare și la acul injectorului. Ele produc o uzură de eroziune datorită presiunii și vitezei de curgere a combustibilului, precum și o uzură de distrugere locală la așezarea celor două organe pe sediu, ceea ce compromite etanșarea.

Particulele care au dimensiuni mai mici decât jocul sau egale cu el, ajung între pistonul-sertar și cilindru și exercită o uzură abrazivă, atenuată în parte de substanțele rășinoase din combustibil, care datorită adsorbției le învelesc. Se poate conchide că uzura principală a organelor de precizie o exercită particulele mai mari decât jocul dintre pistonul-sertar și cilindru.

Procesul de filtrare a combustibilului la motorul cu aprindere prin comprimare prezintă o particularitate importantă, determinată de regimul pulsator de curgere a combustibilului.

Astfel, combustibilul nu se deplasează continuu de la pompa de alimentare la pompa de injecție, ci într-un regim pulsator de curgere, care influențează pozitiv procesul de filtrare, deoarece în intervalele de timp în care scurgerea încetează sau are loc în sens invers, în filtru se desfășoară un proces de separare a particulelor prin sedimentare.

To ensure a long operating capacity of Diesel fuel installation, must be carried out preventive and corrective maintenance operations.

The restoration of operating state (reconditioning by the method of the repair steps) of precision parts of the injection pump elements (piston respectively cylinder) it is possible when the wear (the clearance between pair pieces) not exceed $2.5 \div 20 \mu\text{m}$ [2].

In the reconditioning process by the method of repairing steps (lapping and re-pairing using various abrasive pastes) an important role is played by making measurements.

The study of size distribution or of the actual form deviations of the conjugated used parts (pistons and cylinders) aimed at the knowledge of their size range for reconditioning and the execution of number of pneumatic measuring suites [2] (pneumatic tampons for the measurement of cylinders of elements and pneumatic rings for the measurement of pistons of elements).

The pneumatic equipment is among the most economical means of dimensional control automation in machine construction, due to the relatively low costs, the stability of adjustments, low qualification of the personnel and ensuring the interchangeability due to good metrological characteristics of this means of measuring (sensitivity, stability, precision).

MATERIALS AND METHOD

In order to emphasize the dimensions and shape of the piston element and of the cylinder element after the completion of a functioning cycle on the engine, have taken randomly a sample of 141 injection pump elements with a diameter of 9 mm, equipping the injection pumps on the D-110 engines.

In order to restore the operating status of the injection pumps elements (reconditioning by lapping and re pairing) was necessary the study of the distribution [3], [7] of dimensions and of actual shape deviations of the joint worn off parts (pistons and cylinders) in doing so:

- the worn elements were stamped, washed and were performed measurements at the conjugated parts of them (taking into account that these pieces may not be unpaired) in the following manner:
 - at pistons the outer diameters were measured with an orthotest having the accuracy of 0.001 mm;
 - at cylinders the inner diameters were measured using an internal comparator and a standard plane-parallel components kit for measuring, having the accuracy of 0.001 mm;
- to determine the most accurate of shape deviation both at pistons and at sleeves of the elements were measured the outer diameters (at pistons) and the inner diameters (at cylinders) by two perpendicular directions and three levels of measurement (Fig. 1) thus:
 - the A-A direction parallel to the slit (at piston of element) or with the inlet orifice (at the cylinder of element);
 - the B-B direction perpendicular to the slit (at the piston of element) or on the cylinder inlet orifice (at the cylinder of element);
 - measurement plan I at 5 mm from the front locating surface on the valve seat;
 - measurement plan II at 11 mm from the front locating surface on the valve seat;
 - measurement plan III at 17 mm from the front locating surface on the valve seat;
 - the outcomes measurements were printed in a table in the order of measurements made.

Pentru a asigura o capacitate îndelungată de funcționare a instalației de alimentare a motoarelor Diesel, trebuie efectuate operațiile de mentenanță preventivă și corectivă.

Restabilirea stării de funcționare (recondiționare prin metoda treptelor de reparații) a pieselor de precizie ale elementelor pompelor de injecție (piston respectiv cilindru) este posibilă când uzura (jocul între piesele perechi) nu depășește $2,5 \div 20 \mu\text{m}$ [2].

În procesul de recondiționare prin metoda treptelor de reparații (lepuire și reîmperechere folosind diferite paste abrazive) un rol important îl are efectuarea de măsurători.

Studiul distribuției dimensiunilor sau a abaterilor efective de formă ale pieselor conjugate uzate (pistoane și cilindri) a avut ca scop cunoașterea plajei de dimensiuni a acestora în vederea recondiționării și a execuției numărului de complete pneumatice de măsurare [2] (tampoane pneumatice pentru măsurarea cilindrilor elementelor și inele pneumatice pentru măsurarea pistoanelor elementelor).

Aparatura pneumatică se situează printre cele mai economice mijloace de automatizare a controlului dimensional în construcția de mașini, datorită costurilor relativ reduse, stabilității reglajelor, calificării reduse a personalului și de asigurare a interschimbabilității datorită caracteristicilor metrologice bune ale acestor mijloace de măsurat (sensibilitate, stabilitate, precizie).

MATERIALE ȘI METODĂ

În vederea evidențierii dimensiunilor și formei pistonului elementului și a cilindrului elementului după realizarea unui ciclu de funcționare pe motor, s-au prelevat aleator un eșantion de 141 elemente de pompă de injecție cu diametru de 9 mm, ce echipează pompele de injecție de pe motoarele D-110.

În vederea restabilirii stării de funcționare a elementelor pompelor de injecție (recondiționare prin lepuire și reîmperechere) a fost necesară studierea distribuției [3], [7] dimensiunilor și abaterilor efective de formă ale pieselor conjugate uzate (pistoane și cilindri) procedându-se astfel:

- elementele uzate au fost poansonate, spălate și s-au efectuat măsurători la piesele conjugate ale acestora (avându-se în vedere ca aceste piese să nu fie desparate) astfel:
 - la pistoane s-au măsurat diametrele exterioare cu ajutorul unui ortotest având precizia de 0,001 mm;
 - la cilindri s-au măsurat diametrele interioare cu ajutorul unui comparator de interior și a unei truse de cale plan-paralele, având precizia de 0,001 mm;
- pentru stabilirea cât mai precisă a abaterilor de formă, atât la pistoanele elementelor cât și la bușele elementelor, au fost măsurate diametrele exterioare (la pistoane) și diametrele interioare (la cilindri) după două direcții perpendiculare și în trei planuri de măsurare (Fig. 1) astfel:
 - direcția A-A paralelă cu fanta (la pistonul elementului), sau cu orificiul de admisie (la cilindrul elementului);
 - direcția B-B perpendiculară pe fantă (la pistonul elementului), sau pe orificiul de admisie (la cilindrul elementului);
 - planul de măsurare I la 5 mm de la suprafața frontală de așezare pe scaunul supapei;
 - planul de măsurare II la 11 mm de la suprafața frontală de așezare pe scaunul supapei;
 - planul de măsurare III la 17 mm de la suprafața frontală de așezare pe scaunul supapei;
 - rezultatele măsurărilor au fost inscripționate într-un tabel în ordinea măsurărilor efectuate.

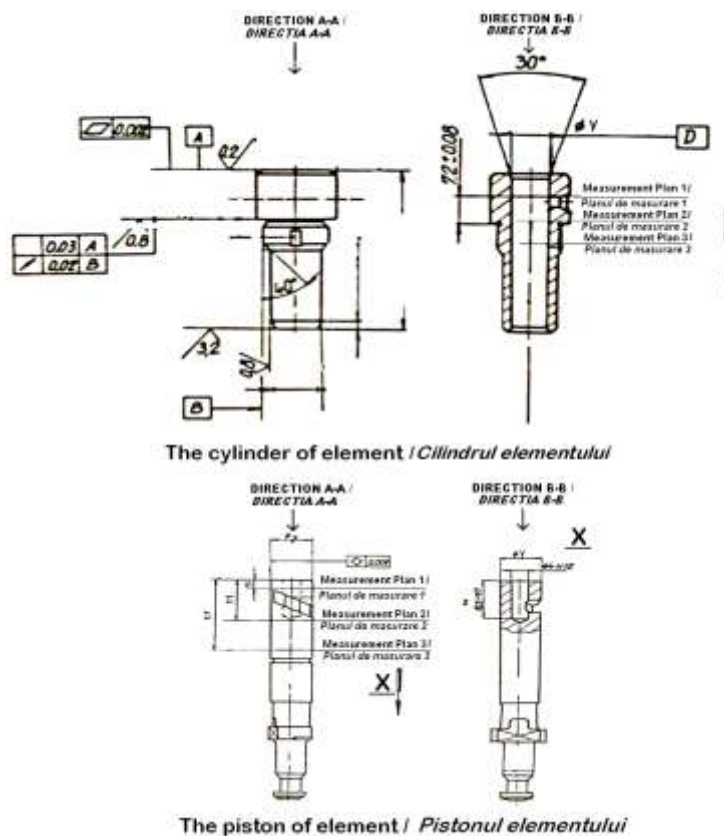


Fig. 1 - Plans and directions for measuring of cylinders and pistons of the elements of injection pumps /
Planurile și direcțiile de măsurare ale cilindrilor și ale pistoanelor elementelor pompelor de injecție

Using the initially measurement of the worn pistons and cylinders of the elements, was performed the statistical and mathematical processing [1], [3], through which were pursued:

- determining average diameters (Table 1) by the two directions and in each of the three levels of measurement (both for pistons and for the cylinders of the elements);
- determining the ovality of pistons and respectively of cylinders in the three plans of measurement;
- determining the averages conicity for pistons (c^{med}) and for cylinders (C^{MED});
- determining the averages clearances in the three measurement plans of the conjugated parts;
- systematization of dimensions or actual deviations in ascending order for the unpaired pistons and cylinders this time, emphasizing the frequencies of occurrence for each interval.

In this respect the processing performed in EXCEL aimed:

- putting into correlation of the current number of the average of diameters ordered in ascending for the pistons, respectively for the unpaired cylinders, with the current number of the diameters initially measured for the 141 elements;
- increasing ordering of the averages of pistons diameters after the minimum of these values determined in one of the three measurement plans (I, II or III);
- increasing ordering of the averages of cylinders diameters after the maximum of these values determined in one of the three measurement plans (I, II or III);
- highlighting the possibilities to restore the operating status of the elements of injection pumps (reconditioning by the method of reparation steps), by creating histograms [5], [6], [7], [8], [10], and emphasizing the overlapping distribution curves for pistons and cylinders of the injection pump elements taken into study;

Folosind datele măsurătorilor inițiale ale pistoanelor și ale cilindrilor elementelor uzate, s-a efectuat prelucrarea statistico-matematică [1], [3] prin care s-au urmărit:

- determinarea mediilor diametrelor (tabel 1) după cele două direcții și în fiecare din cele trei planuri de măsurare (atât pentru pistoane cât și pentru cilindrii elementelor);
- determinarea ovalităților pistoanelor și respectiv a cilindrilor în cele trei planuri de măsurare;
- determinarea mediilor conicităților pentru pistoane (c^{med}) și pentru cilindri (C^{MED});
- determinarea mediilor jocurilor în cele trei planuri de măsurare pentru piesele conjugate;
- sistematizarea dimensiunilor sau a abaterilor efective în ordine crescătoare pentru pistoane și cilindrii desperecheați de această dată, evidențiindu-se frecvențele de apariție pe fiecare interval.

În acest sens prelucrarea efectuată în EXCEL a urmărit:

- punerea în corespondență a numărului curent al mediilor diametrelor ordonate crescător pentru pistoane, respectiv pentru cilindri desperecheați, cu numărul curent al diametrelor măsurate inițial pentru cei 141 elemente;
- ordonarea crescătoare a mediilor diametrelor pistoanelor după minimul acestor valori determinate în unul din cele trei planuri de măsurare (I, II sau III);
- ordonarea crescătoare a mediilor diametrelor cilindrilor după maximul acestor valori determinate în unul din cele trei planuri de măsurare (I, II sau III);
- punerea în evidență a posibilităților de restabilire a stării de funcționare a elementelor pompelor de injecție (recondiționare prin metoda treptelor de reparații), prin realizarea de histogramme [5], [6], [7], [8], [10], și prin evidențierea suprapunerii curbelor de distribuție pentru pistoane și cilindrii elementelor pompelor de injecție luați în studiu;

- determining the number of measuring pneumatic completes for pistons and cylinders of elements by means of the pneumatic device Superjet, taking as amplitude 40 μm as this device has the measurement range, ($\pm 20 \mu\text{m}$) [2].

Dimensional characteristics and constructive for the new parts:

- o clearance between piston and cylinder: $0.0005 \div 0.002 \text{ mm}$;
- o piston ovality on diameter: max. 0.001 mm ;
- o cylinder ovality on diameter: max. 0.001 mm ;
- o piston conicity: max. 0.001 mm (large base of the cone to the end with spiral channel);
- o cylinder conicity: max. 0.001 mm (the small cone basis to the end with the inlet orifice);
- o thermal treatment: at the temperature of -75°C , for at least 20 minutes, followed by an aging consisting of a long term return at approx. 180°C .
- o hardness: $61 \div 65 \text{ HRC}$.

RESULTS

Using the initially measurements of pistonel and cylinders of worn elements, were determined the average diameters for pistons respectively for cylinders in measuring transversal plans I, II and respectively III using the relations (1) și (2). The results are presented in Table 1.

$$\Phi_{I,II,III}^{med.} = \frac{\Phi_{P(A-A)_{I,II,III}} + \Phi_{P(B-B)_{I,II,III}}}{2} \quad (1)$$

$$\Phi_{I,II,III}^{MED.} = \frac{\Phi_{C(A-A)_{I,II,III}} + \Phi_{C(B-B)_{I,II,III}}}{2} \quad (2)$$

in which: $\Phi_I^{med.}$ and $\Phi_{I,II,III}^{MED.}$ - are the averages of piston diameters (respectively of the cylinder element) measured in the plan I (at 5 mm from the locating surface on the valve seat following the two directions A-A and respectively B-B;

- $\Phi_{II}^{med.}$ și $\Phi_{II}^{MED.}$ - are the averages of piston diameters (respectively of the cylinder of element) measured in the plan II (at 11 mm from the locating surface on the valve seat following the two directions A-A and respectively B-B;

- $\Phi_{III}^{med.}$ și $\Phi_{III}^{MED.}$ - are the averages of piston diameters (respectively of the cylinder of element) measured in the plan III (at 17 mm from the locating surface on the valve seat following the two directions A-A and respectively B-B;

- $\Phi_{P(A-A)_{I,II,III}}$ și $\Phi_{P(B-B)_{I,II,III}}$ - are the values of diameters

from longitudinal plans A-A and B-B for pistons, values measured in one of the transversal plans (I, II or III);

- $\Phi_{C(A-A)_{I,II,III}}$ și $\Phi_{C(B-B)_{I,II,III}}$ are the values of diameters

from longitudinal plans A-A and B-B for the cylinders (bushings) of the elements, values measured in one of the transversal plans (I, II or III);

- in each measurement transversal plane I, II or III were determined ovality for pistons and respectively elements cylinders based on the relations (3) and (4)

$$O_{(I,II,III)} = \left| \Phi_{P(A-A)_{I,II,III}} - \Phi_{P(B-B)_{I,II,III}} \right| \quad (3)$$

$$O_{(I,II,III)} = \left| \Phi_{C(A-A)_{I,II,III}} - \Phi_{C(B-B)_{I,II,III}} \right| \quad (4)$$

- the conicity averages for pistons ($c^{med.}$) and respectively the conicity averages for cylinders (CMED) was calculated with the relations (5) and (6).

$$c^{med.} = \Phi_I^{med.} - \Phi_{III}^{med.} \quad (5)$$

- stabilirea numărului de complete pneumatice de măsurare pentru pistoanele și cilindrii elementelor cu ajutorul aparatului pneumatic Superjet, luându-se ca amplitudine 40 μm cât are domeniul de măsurare acest aparat, ($\pm 20 \mu\text{m}$) [2].

Caracteristici dimensionale și constructive pentru piesele noi:

- o jocul între piston și cilindru: $0.0005 \div 0.002 \text{ mm}$;
- o ovalitatea pe diametru a pistonului: max. 0.001 mm ;
- o ovalitatea pe diametru a cilindrului: max. 0.001 mm ;
- o conicitatea pistonului: max. 0.001 mm (baza mare a conului spre capătul cu canal spiral);
- o conicitatea cilindrului: max. 0.001 mm (baza mică a conului spre capătul cu orificiul de admisie);
- o tratament: la temperatura de -75°C , timp de cel puțin 20 minute, urmată de o îmbătrânire constând dintr-o revenire de durată la cca. 180°C .
- o duritatea: $61 \div 65 \text{ HRC}$.

REZULTATE

Folosind datele măsurătorilor inițiale ale pistonelor și ale cilindrilor elementelor uzate, s-au determinat diametrele medii pentru pistoane respectiv pentru cilindri în planurile de măsurare transversale I, II și respectiv III cu ajutorul relațiilor (1) și (2). Rezultatele sunt prezentate în tabelul 1.

în care: $\Phi_I^{med.}$ și $\Phi_{I,II,III}^{MED.}$ - sunt mediile

diametrelor pistonului (respectiv al cilindrului elementului) măsurat în planul I (la 5 mm de la suprafața de așezare pe scaunul supapei după cele două direcții A-A și respectiv B-B;

- $\Phi_{II}^{med.}$ și $\Phi_{II}^{MED.}$ - sunt mediile diametrelor pistonului (respectiv al cilindrului elementului) măsurat în planul II (la 11 mm de la suprafața de așezare pe scaunul supapei după cele două direcții A-A și respectiv B-B;

- $\Phi_{III}^{med.}$ și $\Phi_{III}^{MED.}$ - sunt mediile diametrelor pistonului (respectiv al cilindrului elementului) măsurat în planul III (la 17 mm de la suprafața de așezare pe scaunul supapei după cele două direcții A-A și respectiv B-B;

- $\Phi_{P(A-A)_{I,II,III}}$ și $\Phi_{P(B-B)_{I,II,III}}$ - sunt valorile diametrelor din

planurile longitudinale A-A și B-B pentru pistoane, valori măsurate în unul din planurile transversale (I, II sau III);

- $\Phi_{C(A-A)_{I,II,III}}$ și $\Phi_{C(B-B)_{I,II,III}}$ sunt valorile diametrelor din

planurile longitudinale A-A și B-B pentru cilindri (bucșele) elementelor, valori măsurate în unul din planurile transversale (I, II sau III);

- în fiecare plan de măsurare transversal I, II sau III s-au determinat ovalitățile pentru pistoanele și respectiv cilindrii elementelor pe baza relațiilor (3) și (4)

$$C^{MED} = \Phi_{III}^{MED} - \Phi_I^{MED} \quad (6)$$

where: Φ_I^{med} , Φ_{III}^{med} and respectively Φ_I^{MED} , Φ_{III}^{MED} are the averages of pistons diameters respectively of the cylinders in the measuring plans I and III.

- to the worn conjugated parts (piston and cylinder) were calculated the clearances averages in the three planes of measurement I, II and III using the relation (7).

$$j_{I,II,III} = \Phi_{I,II,III}^{MED} - \Phi_{I,II,III}^{med} \quad (7)$$

where: $j_{I,II,III}$ - are averages of the clearances between

pistons and cylinders that worked together, clearances calculated as the difference between the average diameters of conjugated parts in one of three measurement plans (I, II, or III);

- $\Phi_{I,II,III}^{MED}$ - are the averages of cylinder diameters of the elements (in one of three measurement plans);

- $\Phi_{I,II,III}^{med}$ - are the averages of piston diameters of the elements (in one of three measurement plans).

Based on data obtained at measurements for the 141 elements taken in study and of the results concerning the calculations of the average of diameters, of the ovality, of the conicity, as well as of the clearances of conjugated parts, processed in EXCEL has been prepared the Table 1 where are presented:

- mediile diametrelor pentru pistoane respectiv pentru cilindrii în [mm] calculate în fiecare din cele trei planuri de măsurare;
- the ovality for pistons respectively for the cylinders in [mm] calculated in the three measuring planes;
- the conicity averages for pistons calculated as difference between the means of diameters corresponding to measurement plans I and III in [mm];
- the conicity averages for cylinders calculated as difference between the diameters averages corresponding to the measurement plans III and I in [mm];
- averages of the clearances between the conjugated parts, calculated as difference between the average diameter of the cylinders and those of the of pistons in every measuring plan, in [mm].

unde: Φ_I^{med} , Φ_{III}^{med} și respectiv Φ_I^{MED} , Φ_{III}^{MED} sunt mediile diametrelor pistoanelor respectiv ale cilindrilor în planurile de măsurare I și III.

- la piesele conjugate uzate (piston și cilindru) au fost calculate mediile jocurilor în cele trei planuri de măsurare I, II și III cu ajutorul relației (7).

unde: $j_{I,II,III}$ - sunt mediile jocurilor între pistoane și

cilindrii care au funcționat împreună, jocuri calculate ca diferență între mediile diametrelor pieselor conjugate în unul din cele trei planuri de măsurare (I, II, sau III);

- $\Phi_{I,II,III}^{MED}$ - sunt mediile diametrelor cilindrilor elementelor (în unul din cele trei planuri de măsurare);

- $\Phi_{I,II,III}^{med}$ - sunt mediile diametrelor pistoanelor elementelor (în unul din cele trei planuri de măsurare).

În baza datelor obținute la măsurători pentru cei 141 elemente luați în studiu și a rezultatelor privind calculele mediilor diametrelor, ale ovalităților, ale conicităților, precum și ale jocurilor pieselor conjugate, prelucrate în EXCEL s-a întocmit tabelul 1 unde sunt prezentate:

- mediile diametrelor pentru pistoane respectiv pentru cilindrii în [mm] calculate în fiecare din cele trei planuri de măsurare;
- ovalitățile pentru pistoane respectiv pentru cilindrii în [mm] calculate în cele trei planuri de măsurare;
- mediile conicităților pentru pistoane calculate ca diferență între mediile diametrelor corespunzătoare planurilor de măsurare I și III în [mm];
- mediile conicităților pentru cilindri calculate ca diferență între mediile diametrelor corespunzătoare planurilor de măsurare III și I în [mm];
- mediile jocurilor între piesele conjugate, calculate ca diferență între diametrele medii ale cilindrilor și cele ale pistoanelor în fiecare plan de măsurare, în [mm].

Table 1 / Tabel 1

Crt. No. / Nr. crt.	Average values of the diameters / Valorile medii ale diametrelor [mm]						Ovality / Ovalități [mm]						Average values of conicity / Valorile medii ale conicități [mm]		Clearances between the conjugated parts / Jocurile între piesele conjugate [mm]		
	piston / piston			cylinder / cilindru			piston / piston			cylinder / cilindru			piston / piston	cylinder / cilindru	After the direction A-A or the direction B-B / După direcția A-A sau direcția B-B		
	Measuring plan. / Planul de măsurare			Measuring plan. / Planul de măsurare			Measuring plan. / Planul de măsurare			Measuring plan. / Planul de măsurare			C _{med}	C _{MED}	Measuring plan. / Planul de măsurare		
	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III			I	II	III
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
1	9.108	9.109	9.1085	9.1165	9.1175	9.119	0	0	0.001	0.001	0.001	0	0.0005	0.0025	0.0085	0.0085	0.0105
2	9.1395	9.139	9.1395	9.15	9.1495	9.1495	0.001	0	0.001	0	0.001	0.001	0	0.0005	0.0105	0.0105	0.01
3	9.1195	9.12	9.12	9.13	9.129	9.1295	0.001	0	0	0	0	0	0.0005	0.0005	0.0105	0.009	0.0095
4	8.9965	8.996	8.9955	9.005	9.003	9.003	0.001	0	0.001	0	0	0	0.001	0.002	0.0085	0.007	0.0075
5	9.023	9.0235	9.0235	9.0335	9.031	9.032	0	0.001	0.001	0.003	0.002	0.002	0.0005	0.0015	0.0105	0.0075	0.0085
6	9.0285	9.029	9.029	9.037	9.036	9.036	0.003	0.002	0.002	0	0	0	0.0005	0.001	0.0085	0.007	0.007
7	9.038	9.0375	9.037	9.046	9.045	9.045	0	0.001	0	0.002	0	0	0.001	0.001	0.008	0.0075	0.008
8	9.0245	9.025	9.0245	9.0305	9.03	9.0305	0.001	0	0.001	0.003	0	0.001	0	0	0.006	0.005	0.006
9	9.093	9.093	9.093	9.109	9.1095	9.1095	0	0	0	0.002	0.001	0.001	0	0.0005	0.016	0.0165	0.0165
10	9.1585	9.158	9.1575	9.167	9.165	9.1665	0.001	0	0.001	0	0	0.001	0.001	0.0005	0.0085	0.007	0.009
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
131	9.114	9.1145	9.1145	9.1235	9.1235	9.124	0	0.001	0.001	0.001	0.001	0	0.0005	0.0005	0.0095	0.009	0.0095
132	9.118	9.1175	9.117	9.125	9.1245	9.124	0	0.001	0	0	0.001	0	0.001	0.001	0.007	0.007	0.007
133	9.1135	9.114	9.114	9.121	9.1205	9.12	0.001	0	0	0	0.001	0	0.0005	0.001	0.0075	0.0065	0.006
134	9.1225	9.123	9.1225	9.1295	9.1295	9.1295	0.001	0	0.001	0.001	0.001	0.001	0	0	0.007	0.0065	0.007

135	9.131	9.1305	9.13	9.1375	9.1375	9.1375	0	0.001	0	0	0.001	0.001	0.001	0.001	0	0.0065	0.007	0.0075
136	9.1485	9.15	9.15	9.1575	9.157	9.157	0.001	0	0	0	0.001	0	0	0.0015	0.0005	0.009	0.007	0.007
137	9.112	9.1115	9.11	9.1175	9.1175	9.117	0	0.001	0	0	0.001	0.001	0	0.002	0.0005	0.0055	0.006	0.007
138	9.1015	9.1015	9.1015	9.108	9.1075	9.107	0.001	0.001	0.001	0	0.001	0	0	0	0.001	0.0065	0.006	0.0055
139	9.1185	9.1175	9.117	9.124	9.1245	9.125	0.001	0.001	0	0	0.001	0	0.0015	0.001	0.0055	0.007	0.008	
140	9.061	9.0605	9.06	9.065	9.065	9.065	0	0.001	0	0	0.002	0.002	0	0.001	0	0.004	0.0045	0.005
141	9.104	9.103	9.102	9.115	9.114	9.1125	0	0	0	0	0.002	0	0.001	0.002	0.0025	0.011	0.011	0.0105

From the analysis of this table can be drawn the following conclusions.

- the averages of diameters of pistons had values ranging between 8.899 mm and 9.2145 mm;
- the averages of diameters of cylinders had values ranging between 8.907 mm and 9.235 mm;
- the ovality determined to the pistons of the elements had values ranging between $0 \div 0.011$ mm,
- the ovality determined to the cylinders of the elements had values ranging between $0 \div 0.01$ mm;
- averages of the conicity values at pistons ranged between 0 to 0.0055 mm;
- averages of the conicity values determined at cylinders ranged between 0 to 0.0055 mm;
- averages of the clearances values of conjugated parts ranged between 0.0025 mm to 0.0815 mm. To be possible the interpretation of how the process was carried out were systematized actual size in ascending order for pistons and cylinders unpaired this time, on intervals and frequencies. In practice these components will be introduced in holders with combined alveoles for pistons and cylinders after measurements are performed [2].

Sorting in increasing order of the pistons was performed after the minimum between the averages of diameters measured on the two directions (direction A-A parallel to the slit, or the direction B-B perpendicular to the slit) in one of the three measurement plans (I, II or III).

Grading in increasing order of cylinders was performed after the maximum of the averages of diameters measured on the two directions (direction A-A parallel to the inlet orifice or the direction B-B perpendicular the inlet orifice) in one of the three measurement plans (I, II or III).

Was calculated using relations (8) and (9) the amplitude of sizes of pistons and respectively of cylinders of elements, observing $d_{ef.min}$ și $d_{ef.max}$, for pistons and respectively $D_{ef.min}$, $D_{ef.max}$, for cylinders.

- for the pistons of the elements:

$$d_{ef.min} = 8.899 \text{ mm};$$

$$\text{and } d_{ef.max} = 9.215 \text{ mm},$$

- for the cylinders (bushings) of the elements:

$$D_{ef.min} = 8.908 \text{ mm}$$

$$\text{și } D_{ef.max} = 9.235 \text{ mm}.$$

The number of intervals (i) is taken according to the relation (10) [3]:

$$5 < i < 17$$

(10)

After ascending ordering of the statistical strings (of the average values of the pistons diameters, respectively of cylinders), were determined the number of intervals of these statistical strings with the relation (11) [3] for cylinders and pistons:

$$n_i = \frac{t_n - t_1}{A}$$

(11)

where: n_i – the number of intervals;

t_n - the last data value or maximum of the averages of diameters calculated as average of diameters measured

Din analiza acestui tabel se pot trage următoarele concluzii.

- mediile diametrelor pistoanelor au avut valori cuprinse între 8,899 mm și 9,2145 mm;
- mediile diametrelor cilindrilor au avut valori cuprinse între 8,907 mm și 9,235 mm;
- ovalitățile determinate la pistoanele elementelor au avut valori cuprinse între $0 \div 0,011$ mm,
- ovalitățile determinate la cilindrii elementelor au avut valori cuprinse între $0 \div 0,01$ mm;
- mediile valorilor conicităților la pistoane au fost cuprinse între $0 \div 0,0055$ mm;
- mediile valorilor conicităților determinate la cilindri au fost cuprinse între $0 \div 0,0055$ mm;
- mediile valorilor jocurilor pieselor conjugate au fost cuprinse între $0,0025 \div 0,0815$ mm. Pentru a fi posibilă interpretarea modului cum a fost efectuată prelucrarea s-au sistematizat dimensiunile efective în ordine crescătoare pentru pistoane și cilindrii desperecheați de această dată, pe intervale și frecvențe. În practică aceste piese conjugate se vor introduce în suporturi cu alveole pentru pistoane și cilindri după efectuarea măsurătorilor [2].

Sortarea în ordine crescătoare a pistoanelor s-a efectuat după minimul dintre mediile diametrelor măsurate după cele două direcții (direcția A-A paralelă cu fanta, sau direcția B-B perpendiculară pe fantă) în unul din cele trei planuri de măsurare (I, II sau III).

Sortarea în ordine crescătoare a cilindrilor s-a efectuat după maximul dintre mediile diametrelor măsurate după cele două direcții (direcția A-A paralelă cu orificiul de admisie sau direcția B-B perpendiculară pe orificiul de admisie) în unul din cele trei planuri de măsurare (I, II sau III).

S-a calculat cu ajutorul relațiilor (8) și (9) amplitudinea dimensiunilor pistoanelor și respectiv a cilindrilor elementelor, observându-se $d_{ef.min}$ și $d_{ef.max}$, pentru pistoane și respectiv $D_{ef.min}$, $D_{ef.max}$, pentru cilindri.

$$w = d_{ef.max} - d_{ef.min} = 9.215 - 8.899 = 0.3135 \text{ mm} \quad (8)$$

$$W = D_{ef.max} - D_{ef.min} = 9.235 - 8.908 = 0.327 \text{ mm} \quad (9)$$

- pentru pistoanele elementelor:

$$d_{ef.min} = 8,899 \text{ mm};$$

$$\text{și } d_{ef.max} = 9,215 \text{ mm},$$

- pentru cilindri (bucșele) elementelor:

$$D_{ef.min} = 8,908 \text{ mm}$$

$$\text{și } D_{ef.max} = 9,235 \text{ mm}.$$

Numărul intervalelor (i) se ia conform relației (10) [3]:

După ordonarea crescătoare ale șirurilor statistice (a valorilor medii ale diametrelor pistoanelor, respectiv ale cilindrilor), s-au determinat numărul de intervale ale acestor șiruri statistice cu relația (11) [3] pentru cilindrii și pistoane:

în care: n_i - numărul de intervale;

t_n - valoarea ultimei informații sau maximul dintre mediile diametrelor calculate ca medie a diametrelor

on the two directions A-A and B-B in one of the three plans;

t_1 - the value of the first information or minimum of the averages of diameters calculated as average of diameters measured on the two directions A-A and B-B in one of the three plans;

A - the interval size, (the pace) which is chosen to the value of 40 μm as the pneumatic device type Superjet can provide the reading with the micron accuracy (the measurement range being of $\pm 20 \mu\text{m}$).

For the elements with $\Phi = 9 \text{ mm}$, the number of intervals of the statistical string will be:

- for pistons:

măsurate după cele două direcții A-A și B-B în unul din cele trei planuri;

t_1 - valoarea primei informații sau minimul dintre mediile diametrelor calculate ca medie a diametrelor măsurate după cele două direcții A-A și B-B în unul din cele trei planuri;

A - mărimea intervalului, (pasul) care este aleasă la valoarea de 40 μm cât poate să asigure citirea cu precizia de micron aparatul pneumatic tip Superjet (intervalul de măsurare fiind de $\pm 20 \mu\text{m}$).

Pentru elementii cu $\Phi = 9 \text{ mm}$, numărul de intervale ale șirului statistic vor fi:

- pentru pistoane:

$$n_{ip} = \frac{9.2125 - 8.899}{0.04} = 7.8375 \quad (12)$$

- for the cylinders (bushings) of the element:

- pentru cilindri (bucșele) elementului:

$$n_{ib} = \frac{9.235 - 8.908}{0.04} = 8.175 \quad (13)$$

It has chosen $n_{ip} = 9$ intervals for pistons and $n_{ib} = 9$ intervals for cylinders for the performance of measuring pneumatic complets.

The statistical string usually consists of five headings, namely:

- the limits of each interval;
- the middle value of the interval;
- the number of events n_i within each interval;
- experimental possibility of occurrence of events, p_i ;
- the integral (sum) of experimental possibilities of occurrence of events.

The limits of the 9 intervals (from 40 to 40 μm) of the statistical strings for the pistons and cylinders of elements from the injection pumps with the diameter of 9 mm are presented in Table 2.

S-a ales $n_{ip} = 9$ intervale pentru pistoane și $n_{ib} = 9$ intervale pentru cilindri în vederea executării de complete pneumatice de măsurare.

Șirul statistic se compune de obicei din cinci rubrici, și anume:

- limitele fiecărui interval;
- valoarea mijlocului intervalului;
- numărul de evenimente n_i din fiecare interval;
- posibilitatea experimentală a apariției evenimentelor, p_i ;
- integrala (suma) posibilităților experimentale ale apariției evenimentelor.

Limitele celor 9 intervale (din 40 în 40 μm) ale șirurilor statistice pentru pistoanele și cilindrii elementelor de la pompele de injecție cu diametrul de 9 mm sunt prezentate în tabelul 2.

Table 2 / Tabel 2

The limits statistical strings intervals / Limitele intervalelor șirurilor statistice

Crt. No. / Nr. crt.	Pistons / Pistoane			Cylinders / Cilindri		
	Measuring range limits / Limitele intervalului de măsurare [mm]		Frequencies / Frecvențe	Measuring range limits / Limitele intervalului de măsurare [mm]		Frequencies / Frecvențe
	Inferior / inferioară	Superior / superioară		Inferior / inferioară	Superior / superioară	
1	8.881 / 8.881	8.92 / 8.92	17	8.9 / 8.9	8.94 / 8.94	19
2	8.921 / 8.921	8.96 / 8.96	12	8.941 / 8.941	8.98 / 8.98	11
3	8.961 / 8.961	9 / 9	14	8.981 / 8.981	9.02 / 9.02	24
4	9.001 / 9.001	9.04 / 9.04	36	9.021 / 9.021	9.06 / 9.06	31
5	9.041 / 9.041	9.08 / 9.08	15	9.061 / 9.061	9.1 / 9.1	17
6	9.081 / 9.081	9.12 / 9.12	29	9.101 / 9.101	9.14 / 9.14	24
7	9.121 / 9.121	9.16 / 9.16	15	9.141 / 9.141	9.18 / 9.18	12
8	9.161 / 9.161	9.2 / 9.2	2	9.181 / 9.181	9.22 / 9.22	1
9	9.201 / 9.201	9.24 / 9.24	1	9.221 / 9.221	9.26 / 9.26	2

The histograms with the frequencies of the number of occurrences of events in the 9 intervals considered (whose size is of 40 μm as can provide the reading with the micron accuracy the pneumatic device type Superjet), for pistons and cylinders are shown in Fig. 2 and Fig. 3.

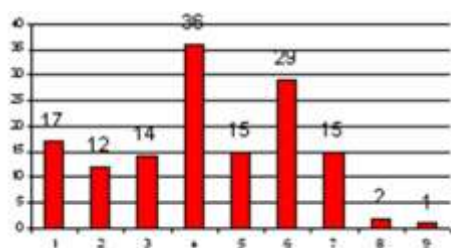


Fig. 2 - frequency of occurrence events at pistons on size intervals / Frecvențe apariție evenimente la pistoane pe intervale de dimensiuni

Histogramele cu frecvențele numărului de apariții a evenimentelor în cele 9 intervale considerate (a căror dimensiune este de 40 μm cât poate să asigure citirea cu precizia de micron aparatul pneumatic tip Superjet), pentru pistoane și cilindri sunt prezentate în Fig. 2, și Fig. 3.

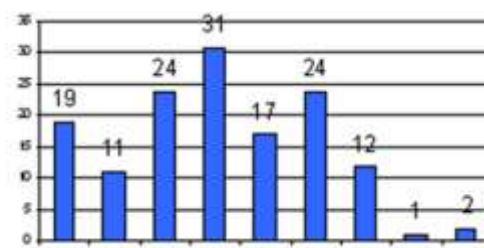


Fig. 3 - Frequency of occurrence events at cylinders on size intervals / Frecvențe apariție evenimente la cilindri pe intervale de dimensiuni

In order to highlight the possibilities for reconditioning of injection pumps elements in line taken into study, have diminished the amplitudes (pace) from 40 to 10 μm to increase the number of intervals.

Thus, for the pistons and cylinders of the elements of 9 mm, numărul de intervale din 10 în 10 μm was 35 compared to the 9 intervals which were analyzed and presented in the histograms in Fig. 2 and Fig. 3.

With these data were reprocessed in EXCEL the statistical strings, drawing in the same coordinate axes the distribution curves for the values of average of pistons diameters and of diameters of injection pump cylinders (superimposing these curves).

The distribution curves of overlapping of the events occurrences (the averages of piston diameters and of cylinders ordered ascending on the 35 intervals) are represented in the diagram in Fig. 4



Fig. 4 - Frequency of occurrence of events in each size range / Frecvențe apariție evenimente pe fiecare interval de dimensiuni

CONCLUSIONS

The tasks of the injection equipment are very difficult, because it have to work at high pressures (required for a good spraying), requiring a good seal of the piston in the cylinder.

The sealing is achieved by reducing the clearance between the piston and cylinder to very low values, ranging from 0.5 to 2 μm , by a very fine execution of surface quality and of a perfect geometry, achieved by running in (lapping for pairing, using lapping pastes with different granulations).

To restore the operating status of the injection pumps elements (reconditioning by lapping and re-pairing), was necessary to study the distribution of sizes and of the effective deviations of form of the conjugated worn parts, (pistons and cylinders), being performed the measurement of the outside diameter at pistons and of the inner diameter at cylinders on two perpendicular directions and in three plans of measurement.

Through the statistical and mathematical processing, were determined the averages of piston diameters, of the conicity, of the clearances between the conjugated parts as well as the pistons ovality and respectively of cylinders, on the three measurement plans.

Also was performed the systematization of the dimensions or of the effective deviations in ascending order (for pistons after the minimum values of the diameters averages and for cylinders after the maximum of averages of the diameters in one of the three measurement plans), elaborating the charts of the probability function (histograms), with the frequencies of occurrence on each interval.

The study of distribution of averages of sizes or of the effective deviations from the form of worn pistons and of cylinders (bushings) of the worn elements of injection pumps, with the diameter of 9 mm, aimed the knowledge of their size range, to determine the number of measuring pneumatic complets for the pistons and cylinders of elements, pneumatic complets necessary to carry out of

Pentru a se putea pune în evidență posibilitățile de recondiționare a elementelor pompelor de injecție în linie luată în studiu, s-au micșorat amplitudinile (pasul) de la 40 μm la 10 μm în vederea măririi numărului de intervale.

Astfel, pentru pistoanele și cilindrii elementelor de 9 mm, numărul de intervale din 10 în 10 μm a fost de 35 față de cele 9 intervale câte au fost analizate și prezentate în histogramele din fig. 2 și fig. 3.

Cu aceste date, s-au prelucrat din nou în EXCEL șirurile statistice, trasându-se în aceleași axe de coordonate curbele de distribuție pentru valorile mediilor diametrelor pistoanelor și ale mediilor diametrelor cilindrilor elementelor pompelor de injecție (suprapunând aceste curbe).

Curbele de distribuție a suprapunerii aparițiilor evenimentelor (mediile diametrelor pistoanelor și ale cilindrilor ordonate crescător pe cele 35 de intervale) sunt reprezentate în diagrama din fig. 4.

CONCLUZII

Sarcinile echipamentului de injecție sunt foarte dificile, deoarece trebuie să lucreze la presiuni ridicate (cerute de o bună pulverizare), fiind necesară o bună etanșeitate a pistonului în cilindru.

Etanșeitatea se obține prin reducerea jocurilor între piston și cilindru la valori foarte mici, cuprinse între 0,5 și 2 μm , prin execuția foarte fină a calității suprafețelor și a unei geometrii perfecte, realizate prin rodaj (lepuire de împerechere, folosind paste de lepuire cu diferite granulații).

În vederea restabilirii stării de funcționare a elementelor pompelor de injecție (recondiționare prin lepuire și reîmperechere), a fost necesară studierea distribuției dimensiunilor și a abaterilor efective de formă ale pieselor conjugate uzate, (pistoane și cilindri), efectuându-se măsurarea diametrului exterior la pistoane și a diametrului interior la cilindri după două direcții perpendiculare și în trei planuri de măsurare.

Prin prelucrarea statistico-matematică, s-au determinat mediile diametrelor, ale conicităților, ale jocurilor între piesele conjugate precum și a ovalităților pistoanelor și respectiv a cilindrilor, în cele trei planuri de măsurare.

De asemenea s-a efectuat sistematizarea dimensiunilor sau a abaterilor efective în ordine crescătoare (pentru pistoane după valorile minime ale mediilor diametrelor și pentru cilindri după maximul mediilor diametrelor în unul din cele trei planuri de măsurare), întocmindu-se graficele funcției de probabilitate (histograme), cu frecvențele de apariție pe fiecare interval.

Studiul distribuției dimensiunilor sau a abaterilor efective de la formă ale pistoanelor uzate și ale cilindrilor (bucșelor) elementelor pompelor de injecție uzate, cu diametrul de 9 mm, a avut ca scop cunoașterea plajei de dimensiuni a acestora, în vederea stabilirii numărului de complete pneumatice de măsurare pentru pistoanele și cilindrii elementelor, complete pneumatice necesare

measurements in the technological process of restoring of their operating status.

From analyzing of overlapping distribution curves of the averages of sorted diameters in ascending order on the 35 intervals from 10 in 10 mm, resulted that it may be reconditioned by lapping and re-pairing (using special pastes based on chromium oxide or in aluminum oxide with different granulations), more than 80% of the elements of injection pumps taken into study.

Restoration of hte operating state of elements of the in line injection pumps by lapping (running in) and re-pairing is possible, an important role having performing measurements during finding of worn elements and in their reconditioning process.

The experimental results led to the fact that the restoration of hte operating state of elements of the in line injection pumps using the method of repairing steps is possible to be performed centralized, in establishments properly equipped for such operations and which have a sufficient number of worn parts.

REFERENCES

- [1]. Balu M.E. (2007) - *Fundamentals of Statistics*, Spiru Haret University, Publishing House of the Foundation TOMORROW ROMANIA Bucharest <http://www.scribd.com/doc/90665983/12/Prezentarea-seriilor-statistice-unidimensionale>;
- [2]. Florea Ș., Danciu A. (1986-1989) - *Studies and researches on establishing the technology of reconditioning of the working process flow, design, construction and testing of Tools Devices Checkers needed for the centralized reconditioning of elements of the injection pumps from the U-650 tractors*, Research reports, ICSITMUA Bucharest;
- [3]. Găgiu C. (1995) - *Reliability in operation of tractors and agricultural machinery*, AGRIS - Editorial office of agricultural magazines, Bucharest;
- [4]. Grűnwald B. (1969) - *Theory, calculation and construction of engines for road vehicles*, Didactical and pedagogical Publishing House, Bucharest;
- [5]. Kanda J., Takao A. (2001) - *Influence of probability distribution of loads on optimum reliability*, Reliability Engineering & System Safety, Volume 73, Issue 3, September 2001, Pages 197–204,
- [6]. Kotz S., Nadarajah S. (2000) - *Extreme Value Distributions, Theory and Applications*, Imperial College Press, London;
- [7]. Nadarajah S. (2003) - *Reliability for extreme value distributions*, Mathematical and Computer Modelling, Volume 37, Issues 9–10, Pages 915–922;
- [8]. Om Prakash Y., Nanua S., Parveen S.G. (2005) - *Reliability demonstration test planning: A three dimensional consideration*, Reliability Engineering & System Safety, Volume 91, Issue 8, August 2006, Pages 882–893;
- [9]. Selivanov A.I. (1956) - *The supply installation for Diesel engines*, Technical Publishing House, Bucharest (translated from Russian);
- [10]. Zhejun Gong (2006) - *Estimation of mixed Weibull distribution parameters using the SCEM-UA algorithm: Application and comparison with MLE in automotive reliability analysis*, Reliability Engineering & System Safety, Volume 91, Issue 8, August 2006, Pages 915–922, College of Logistics Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan, Hubei 430063 People's Republic of China.

efectuării de măsurători în procesul tehnologic de restabilire a stării de funcționare a acestora.

Din analizarea suprapunerii curbilor de distribuție a mediilor diametrelor sortate în ordine crescătoare pe cele 35 intervale din 10 în 10 μm , a rezultat faptul că se pot recondiționa prin lepuire și reîmperechere (folosind paste speciale pe bază de oxid de crom sau din oxid de aluminiu cu diferite granulații), peste 80% din elementii pompelor de injecție luați în studiu.

Restabilirea stării de funcționare a elementelor pompelor de injecție în linie prin lepuire (rodare) și reîmperechere este posibilă, un rol foarte important avându-l efectuarea de măsurători în faza de constatare a elementelor uzate și în procesul de recondiționare al acestora.

Rezultatele experimentale au condus la faptul că restabilirea stării de funcționare a elementelor pompelor de injecție în linie prin metoda treptelor de reparații este posibilă a se efectua centralizat, în unități dotate corespunzător pentru astfel de operații și care dispun de un număr suficient de piese uzate.

BIBLIOGRAFIE

- [1]. Balu M.E. (2007) - *Bazele statisticii*, Universitatea Spiru Haret, Editura Fundației ROMÂNIA DE MÂINE București, <http://www.scribd.com/doc/90665983/12/Prezentarea-seriilor-statistice-unidimensionale>;
- [2]. Florea Ș., Danciu A. (1986-1989) - *Studii și cercetări privind stabilirea tehnologiei de recondiționare, a fluxului tehnologic de lucru, proiectarea, realizarea și experimentarea S.D.V.-urilor necesare recondiționării centralizate a elementelor pompelor de injecție de la tractoarele U-650*, Rapoarte de cercetare, ICSITMUA București;
- [3]. Găgiu C. (1995) - *Fiabilitatea în exploatare a tractoarelor și mașinilor agricole*, AGRIS - Redacția revistelor agricole, București;
- [4]. Grűnwald B. (1969) - *Teoria, construcția și calculul motoarelor pentru autovehicule rutiere*, Editura didactică și pedagogică, București;
- [5]. Kanda J., Takao A. (2001) - *Influence of probability distribution of loads on optimum reliability*, Ingineria Fiabilității & Securitatea Sistemelor, Volum 73, Seria 3, Septembrie 2001, Pag. 197–204,
- [6]. Kotz S., Nadarajah S. (2000) - *Distribuția valorilor extreme*, Teorie și aplicații, Colegiul Imperial de Presă din Londra;
- [7]. Nadarajah S. (2003) - *Fiabilitatea pentru distribuția valorilor extreme*, Matematică și Modelare Computeriză, Volum 37, Seria 9–10, Pag. 915–922;
- [8]. Om Prakash Y., Nanua S., Parveen S.G. (2005) - *Planificarea testului de demonstrare a fiabilității: O considerație tridimensională*, Ingineria Fiabilității & Securitatea Sistemelor, Volum 91, Seria 8, August 2006, Pag. 882–893;
- [9]. Selivanov A.I. (1956) - *Instalația de alimentare pentru motoare Diesel*, Editura tehnică, București (traducere din limba rusă);
- [10]. Zhejun Gong (2006) - *Estimarea parametrilor micști dr distribuție Weibull utilizând algoritmul SCEM-UA: Aplicarea și compararea cu MLE în analiza fiabilitatea automobilelor*, Ingineria Fiabilității & Securitatea Sistemelor, Volum 91, Seria 8, August 2006, Pag. 915–922, Colegiul de Inginerie Logistică, Universitatea de Tehnologie Wuhan, Wuhan, Hubei 430063 Republica Poporului China.

THE INFLUENCE OF ENVIRONMENTAL TEMPERATURE ON THE EXHAUST GASES OPACITY FROM A SINGLE CYLINDER DIESEL ENGINE POWERED BY FUEL OBTAINED FROM POLYETHYLENE

INFLUENTA TEMPERATURII MEDIULUI ASUPRA OPACITATII GAZELOR DE EVACUARE DE LA UN MAC MONOCILINDRIC ALIMENTAT CU COMBUSTIBIL OBTINUT DIN POLIETILENA

PhD. Stud. Eng. Popescu G.L.

Technical University of Cluj Napoca / Romania

Tel: 0743174196 / 0264-401778; E-mail: georgepopescu60@gmail.com

Abstract: The paper presents the experimental researches on the influence of ambient temperature on the opacity of the exhaust gases of a single cylinder compression ignition engine powered with fuel processed by pyrolytic recycling of low density polyethylene.

Keywords: fuel, Diesel engine, opacity, plastics, recycling, temperature.

INTRODUCTION

Energy consumption in transport and agricultural sectors depend almost exclusively on imported fossil fuels (oil). Due to the importance of these sectors for the good functioning of the whole economy, it would be useful that the use of fuels and of alternative energies to partake of a growing faster than any other area up to 2020. The importance and vulnerability of the two areas requires continue measures to be taken in order to reduce the negative contribution on the sustainable development and of the insecurity of fuel supply of Europe [7, 8].

At the same time, the economic evolution of the consumption, production methods and production costs (much inferior of recycling costs) have contributed to the escalation of waste plastics in the world.

This implies that on one hand more resources are used to meet the increased demand for plastics, and on the other hand increasing amounts of waste plastics are generated.

Even the cities with a reduced economic growth have started to produce more wastes due to the use of plastic packaging, of those for single use, shopping bags, PET bottles and other supplies or equipment that have plastic as a major component.

The biggest disadvantage produced by plastic waste is the fact that they are not biodegradable, decomposition of plastics could take up to several hundred of years.

Current environmental problems, the need to use for alternative sources of energy, lead to an increased concern related to the possibility of using various types of waste as raw materials for obtaining new types of fuels. Recycling of waste can provide an opportunity to collect and dispose of plastic waste in the most adequately way for the environment, which may be converted at the same time into a valuable resource.

The superior capitalization of waste plastics, such as Diesel fuel type production, plays an important role in conserving of natural resources and in the reduction of greenhouse gases [6]. Conservation of natural resources became an important goal for most governments of the world, because the rapid industrialization and economic development consumes ever more natural resources.

MATERIALS AND METHODS

Experiments and analyzes were conducted at the Faculty of Mechanical Engineering, Faculty of Materials and Environmental Engineering from the Technical University

Rezumat: În lucrare sunt prezentate cercetările experimentale privind influența temperaturii mediului ambiant asupra opacității gazelor de evacuare ale unui motor monocilindric cu aprindere prin comprimare, alimentat cu combustibil procesat prin reciclarea pirolitică a polietilenei de joasă densitate

Cuvinte cheie: combustibil, mase plastice, motor Diesel, opacitate, reciclare, temperatură.

INTRODUCERE

Consumul de energie în sectoarele transporturilor și agricol depinde aproape exclusiv de combustibilii fosili importați (petrol). Datorită importanței acestor sectoare pentru buna funcționare a întregii economii, ar fi util ca utilizarea combustibililor și a energiilor alternative să aibă parte de o creștere mai rapidă decât a oricărui alt domeniu până în 2020. Importanța și vulnerabilitatea celor două sectoare necesită luarea unor măsuri continue în vederea reducerii contribuției negative asupra dezvoltării durabile și a nesiguranței aprovizionării cu combustibili a Europei [7, 8].

În același timp, evoluția economică a consumului, a metodelor de producție și a costurilor de producție (mult inferioare costurilor de reciclare) au contribuit la escaladarea generării de deșeuri din mase plastice în lume.

Acest lucru implică faptul că pe de o parte, mai multe resurse sunt utilizate pentru a satisface cererea crescută de mase plastice, iar pe de altă parte sunt generate cantități tot mai mari de deșeuri din mase plastice.

Chiar și orașele cu o creștere economică redusă au început să producă mai multe deșeuri din cauza ambalajelor din plastic, al celor de unică întrebuințare, pungi de cumpărături, sticle PET și alte bunuri/aparate, care au plasticul ca și componentă majoră.

Cel mai mare inconvenient produs de deșeurile de mase plastice este faptul că acestea nu sunt biodegradabile, descompunerea maselor plastice putând dura chiar și câteva sute de ani.

Actualele probleme de mediu, necesitatea utilizării unor surse alternative de energie, duc la o preocupare sporită legată de posibilitatea utilizării diverselor tipuri de deșeuri ca materii prime pentru obținerea unor noi tipuri de combustibili. Reciclarea deșeurilor poate oferi o oportunitate de a colecta și a elimina deșeurile din plastic în modul cel mai adecvat pentru mediu, putând fi convertite în același timp într-o resursă valoroasă.

Valorificarea superioară a deșeurilor de mase plastice, cum ar fi producerea de combustibili tip Diesel, are un rol important în conservarea resurselor naturale și în reducerea emisiilor de gaze cu efect de seră [6]. Conservarea resurselor naturale a devenit un obiectiv important pentru cele mai multe dintre guvernele țărilor lumii, deoarece industrializarea rapidă și dezvoltarea economică consumă tot mai mult din resursele naturale.

MATERIALE SI METODE

Experimentele și analizele s-au derulat în cadrul Facultății de Mecanică, Facultății de Ingineria Materialelor și a Mediului ale Universității Tehnice din Cluj-Napoca

of Cluj-Napoca and of the Cluj Branch of the Research Institute for Analytical Instrumentation.

The research conducted during the years 2009-2011 had as major objective: investigation of pollutant emissions including opacity coming from a single cylinder diesel engine powered by fuels obtained in the same research program from waste of low density polyethylene.

The specific objectives of the research activity were:

- Identification of methods and plastics that can stay at the basis of a pilot technology of obtaining a diesel type fuel from waste plastics. This objective was quantified by the following activities:

- analysis of technologies and specific methods of obtaining fuel from plastics waste [1, 2, 5];
- analysis and selection of plastics that match to pyrolysis process in order to obtain a fuel [1, 2, 5].

- The practical realization of a laboratory installation for the production of fuel using pyrolysis as a processing method of low density polyethylene.

The objective consisted in:

- choosing the components for the pyrolysis installation, of vapors cooling installation, of control equipments of the performed processes and its practical realisation (Fig. 1).

și al Filialei Cluj a Institutului de Cercetări pentru Instrumentație Analitică.

Cercetarea derulată pe parcursul anilor 2009-2011 a avut ca obiectiv major: investigarea emisiilor poluante inclusiv a opacității provenite de la un motor Diesel monocilindric alimentat cu un combustibil obținut în cadrul aceluiași program de cercetare din deșeuri de polietilenă de joasă densitate.

Obiectivele specifice ale activității de cercetare au fost:

- Identificarea metodelor și maselor plastice care pot sta la baza unei tehnologii pilot de obținere a unui combustibil tip motorină din deșeuri de mase plastice. Acest obiectiv a fost cuantificat prin următoarele activități:

- analiza tehnologiilor și metodelor specifice obținerii de combustibili din deșeuri de mase plastice [1, 2, 5];
- analiza și alegerea maselor plastice care se pretează procesului de piroliză în vederea obținerii unui combustibil [1, 2, 5].

- Realizarea practică a unei instalații de laborator pentru producerea combustibilului folosind piroliza ca metodă de procesare a polietilenei de joasă densitate

Obiectivul a constat în:

- alegerea componentelor instalației de piroliză, a instalației de răcire a vaporilor, a echipamentelor de control a proceselor derulate și realizarea practică a acestora (Fig. 1).

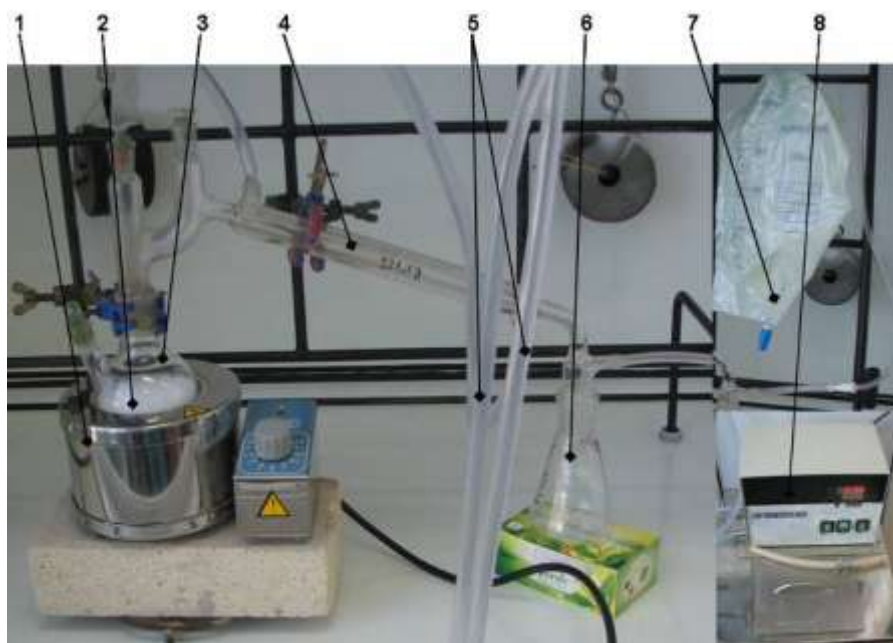


Fig. 1 - Electrically heated pyrolysis installation / Instalația de piroliză încălzită electric

1 - Thermostatic heating mantle Raypa X-250 / Manta de încălzire Raypa X-250 termostată; 2 - Polyethylene waste / Deșeuri de polietilenă; 3 - Pyrolysis flask / Balon de piroliză; 4 - Condenser / Refrigerent; 5 - Coolant hoses / Furtune pentru agentul de răcire; 6 - Erlenmeyer glass for fuel / Pahar Erlenmeyer pentru combustibil; 7 - Pyrolysis gas bag / Sac pentru gazele de piroliză; 8 - Thermostatic cooling bath / Baie de racire termostată;

- Characterizing the physicochemical properties and the composition of the new fuel.

The objective was done by:

- characterization of physicochemical properties in terms of similarity of these properties with those of Diesel fuel (table 1)[4], as in EN 590:2009+A₁:2010.

- Making a practical laboratory bench for testing the fuel in the engine.

Practical implementation of laboratory installation to produce fuel:

- designing and making a bench equipped with a one cylinder Diesel propeller group;
- the conception and the development of a data acquisition system as needed for our proposed goals;
- choosing the equipment for measuring the opacity of the exhaust gases and the temperature of the environment.

- Caracterizarea proprietăților fizico-chimice și a compoziției noului combustibil.

Obiectivul anterior menționat a fost realizat prin:

- caracterizarea proprietăților fizico-chimice din punct de vedere al asemănării acestor proprietăți cu cele ale motorinei (tabelul 1) [4], conform EN 590:2009+A₁:2010.

- Realizarea practică a unui stand de laborator pentru încercarea combustibilului în motor.

Punerea în practică a obiectivului a constat în:

- proiectarea și realizarea unui stand echipat cu un grup propulsor Diesel monocilindric;
- conceperea și dezvoltarea unui sistem de achiziție a datelor de interes în concordanță cu obiectivele propuse;
- alegerea echipamentelor pentru măsurarea opacității gazelor de evacuare și temperaturii mediului ambiant.

Table 1 / Tabelul 1

Some of diesel fuel specifications compared to those from obtained fuel /
Specificații ale motorinei comparativ cu cele ale combustibilului obținut

Proprieties / Proprietăți	UM	Amount / Valoare			
		Diesel fuel / Motorină		Polyethylene fuel / Combustibil din polietilenă	
Density at / Densitate la 15°C	kg/m ³	820 ÷ 845		79.3. / 79,3	
Cetane number / Cifra cetanică, min.	-	51		66	
Cold filter plugging point / Temperatura minimă de filtrabilitate, max.	°C	Clase(v) A B C +5 0 -5	Clase(i) D E -10 -15	Clase(v) A B C +4	Clase(i) D E
Flash point / Punct de inflamabilitate (Pensky-Martens), min.	°C	>55		>44	
Sulphur content / Conținut de sulf, max.	mg/kg	10		2	
Viscosity / Viscositate la 40°C	mm ² /s	2 ÷ 4,50 / 2÷4,5		2.0384 / 2,0384	
Water content / Conținut de apă, max.	mg/kg	200		0	
Copper strip corrosion test / Coroziune pe lama de cupru (3 h la 50°C)	Class/ Clasa	1		(1)	
Calorific value / Putere calorifică	kJ/kg	44800		45735.35 / 45735,35	

- Using the fuel for powering a single cylinder compression ignition engine and measuring the opacity of the exhaust gases at different speeds and without load.

Achieving the objective meant:

- using the fuel obtained from polyethylene waste to power a one cylinder engine with ignition and doing the test for idle functioning on different engine speeds, measuring the temperature of the environment and of the opacity of the exhaust gases (Fig. 2 and 3);
- acquiring the data for the engine speed and further processing.

On a laboratory bench scale was developed an electrically heated pyrolysis installation with a heating mantle model Raypa X-250 with thermostatic control and a maximum temperature range of 450°C. In order to control the temperature of pyrolysis process and to determine the air temperature it was used a digital thermometer HANNA INSTRUMENTS HI 95350 with a resolution of 0.1° the sensor is connected to check the temperature heating process. For cooling and temperature control in condensing area is using a thermostatically controlled water bath with circulation model DC-1006 with storage temperature from -10°C to 95°C with a resolution of 0.05°C.

- Utilizarea combustibilului obținut la alimentarea unui motor monocilindric cu aprindere prin comprimare și măsurarea opacității gazelor de evacuare, la diferite turații de mers în gol.

Realizarea obiectivului a constat în:

- utilizarea combustibilului din deșeuri de polietilenă, obținut și caracterizat anterior, la alimentarea unui motor monocilindric cu aprindere prin comprimare și efectuarea încercărilor la mers în gol pentru diferite turații, măsurarea temperaturii mediului ambiant și a opacității gazelor de evacuare (Fig. 2 și 3);
- achiziția datelor referitoare la turație și prelucrarea ulterioară a acestora.

Pe un stand de laborator în formă de scară s-a realizat o instalație de piroliză încălzită electric cu ajutorul unei mantale model Raypa X-250 termostată și cu o încălzire maximă de 450°C. Pentru controlul procesului de piroliză al polietilenei și determinarea temperaturii aerului, s-a folosit un termometru digital HANNA INSTRUMENTS HI 95350 cu o rezoluție de 0,1°C, senzorul fiind conectat pentru a verifica temperatura de încălzire a procesului. La răcirea și controlul temperaturii din zona de condensare s-a folosit o baie de apă termostată cu circulare externă a lichidului de răcire, model DC-1006 cu reglarea temperaturii de răcire în domeniul -10°C - 95°C și cu o rezoluție de 0,05°C.

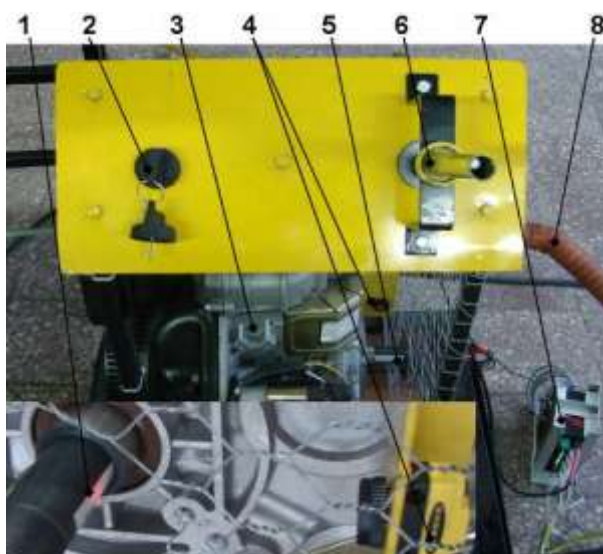


Fig. 2 - Retroreflective sensor for engine speed measuring / Măsurarea turației cu senzorul retroreflexiv

1 - the red light spot on reflective marker / spot de lumină roșie pe marcajul reflectorizant; 2 - engine start contact / contact pornire motor; 3 - KM186FA engine / motorul KM186FA; 4 - retroreflective sensor / senzor retroreflexiv; 5 - reflective marker placed on the motor shaft / marcajul reflectorizant de pe arborele motor; 6 - speed control mechanism / mecanism reglaj turație; 7 - data acquisition system / sistemul de achiziție a datelor; 8 - exhaust gas pipe / conductă evacuare gaze

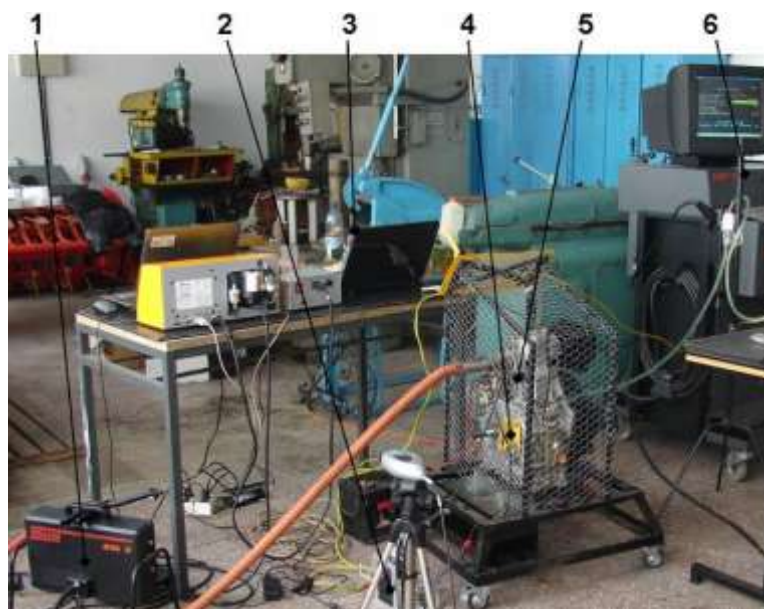


Fig. 3 - KM186FA engine stand and equipments to measure opacity and engine speed data acquisition system /
Standul cu motorul KM186FA și echipamentele pentru măsurarea opacității și achiziția datelor pentru turații

1 - the diagnosis station opacimeter / opacimetrul stației de diagnoză; 2 - engine speed data acquisition system / sistem de achiziție date turații; 3 - computer with software for data acquisition / calculatorul cu softul de achiziție a datelor; 4 - engine speed sensor / senzor de turație; 5 - powertrain / grup propulsor; 6 - Diagnosis station SMP 4000 / stația de diagnoză SMP 4000

To determine density and kinematic viscosity at 15°C it was used a SVM 3000 viscometer. To the experimental measurement of flash point (Pensky-Martens method) was used a Herzog HFP 339 - automatic closed cup analyzer.

The experimental measurement of cetane number was done by Waukesha CFR-F5 evaluation stand.

To determine the sulfur content of the fuel resulting from pyrolysis process of the low density polyethylene it was used the fluorescence sulfur analyzer UV Antek 9000.

The cold filter plugging point has been measured with the unit FPP 5Gs.

In determining the calorific value of the fuel it was used the calorimeter Parr 6200.

Engine speed measurement was performed with a retroreflective sensor and a data acquisition system.

Measurements were carried out in the following dates, 23.01.2012 when environmental temperature measured was 5.9°C, respectively 20.04.2012 at 19°C measured temperature of environment.

Tests have been made without load at constant speed, between: 1500 - 3200 [rpm].

RESULTS

The data recorded by acquisition system have indicated oscillations of engine speed range around the reference values, obtaining value strings in the shape of those presented in the 2nd table.

Regarding the engine speed obtained at every measuring, it was taken into consideration the average engine speed obtained from the statistical processing of the $1,83 \cdot 10^6$ recorded values.

For example are presented in the 3rd table the statistical results for the rated engine speed of 1500 rpm.

In the 4th table are present the values of the average engine speeds resulted by processing the measured engine speed.

Distribution of the recorded engine speed values and grouped into the histogram from figure 4 we can see that they follow a normal law of distribution, which allows the

Pentru determinarea experimentală a densității și a viscozității cinematice la 15°C s-a folosit un viscozimetru SVM 3000. La măsurarea experimentală a punctului de inflamabilitate (metoda Pensky-Martens) s-a utilizat un analizor automat cu creuzet închis Herzog HFP 339.

Măsurarea experimentală a cifrei cetanice s-a făcut cu standul de evaluare WAUKESHA CFR-F5.

Pentru determinarea conținutului de sulf din combustibilul obținut prin piroliza polietilenei de joasă densitate s-a folosit analizorul de sulf prin fluorescență UV ANTEK 9000.

Temperatura limită de filtrabilitate s-a măsurat cu aparatul FPP 5Gs.

La determinarea puterii calorifice a combustibilului s-a folosit calorimetrul PARR 6200, producător.

Măsurarea turației motorului s-a efectuat cu un senzor retroreflexiv și un sistem de achiziție a datelor.

Determinările s-au efectuat în datele de 23.01.2012, când temperatura măsurată a mediului a fost de 5,9°C, respectiv 20.04.2012 la o temperatură măsurată a mediului de 19°C.

Încercările efectuate s-au făcut la mers în gol, la turație constantă, în domeniul: 1500 – 3200 [rot/min].

REZULTATE

Datele înregistrate cu sistemul de achiziție au indicat oscilații ale vitezei de rotație a motorului în jurul valorilor turațiilor nominale de referință, obținându-se șiruri de valori de forma celor prezentate în tabelul 2.

Referitor la turația înregistrată pentru fiecare măsurătoare, s-a luat în considerare ca referință turația medie rezultată din prelucrarea statistică a celor minim $1,83 \cdot 10^6$ valori înregistrate pentru o măsurătoare cu sistemul de achiziție de date.

Pentru exemplificare sunt prezentate în tabelul 3 rezultatele obținute statistic pentru turația nominală a motorului de 1500 rot/min.

În tabelul 4 se prezintă valorile turațiilor medii rezultate în urma prelucrării statistice a turațiilor măsurate.

Din distribuția valorilor de turație înregistrate și grupate în histograma din figura 4 se constată că aceasta urmează o lege de repartiție normală, fapt ce permite

usage of the average experimental results [3] as a reference value. The same distribution was also found in the statistical processing of the other speeds.

The measured values of the opacity of the burning gases for the tests at different temperatures are present in the 5th table, and the graphic representation is shown in figure 5. In order to obtain a better result fidelity it was considered necessary the mathematical processing of the data using the polynomial regression of second order.

Coefficients, the value of correlation factor R^2 and regression equations for the two cases considered are presented in table 6.

It can be observed in figure 6 that the values of the correlation coefficient R^2 , is bigger than 0.93 in both cases.

utilizarea ca valoare de referință media rezultatelor experimentale [3]. Aceeași distribuție a fost regăsită și la prelucrarea statistică a celorlalte turații.

Valorile măsurate ale opacității gazelor de ardere pentru încercările efectuate la temperaturi diferite ale mediului sunt prezentate în tabelul 5, iar reprezentarea grafică este redată sintetic în figura 5. În vederea unei mai bune fidelități a rezultatelor s-a considerat necesară prelucrarea matematică a datelor folosindu-se regresia polinomială de ordinul doi.

Coefficienții, valoarea factorului de corelare R^2 și ecuațiile regresiei pentru cele două cazuri analizate sunt prezentate în tabelul 6.

Se poate remarca din figura 6 faptul că valorile coeficientului de corelare R^2 , în ambele cazuri, este mai mare de 0,93.

Table 2 / Tabelul 2

**Engine speed data acquisition example /
Exemplu de achiziție a datelor referitoare la turația motorului**

Measurement numbering / Număr măsurătoare	Engine speed / Turație [rot/min]
1	1571
2	1553
3	1553
4	1517
5	1517
6	1517
7	1517
8	1533
9	1533
10	1533
-----	-----
1832323	1545
1832324	1542
1832325	1542
1832326	1542
1832327	1550
1832328	1550
1832329	1550

Table 3 / Tabelul 3

**Statistical results for the rated engine speed of 1500 [rpm] /
Rezultatele obținute statistic pentru turația nominală a motorului de 1500 [rot/min]**

Engine speed[rpm] / Turație [rot/min]	Measurement number / Nr. de măsurători	Standard deviation / Deviația standard	Coefficient of variation / Coeficient de variație	Minimum / Minim	Mean / Medie	Maximum / Maxim
1500	1.83E+06 / 1,83E+06	20.61999 / 20,61999	0.01338 / 0,01338	1475	1545	1579
1500	1.96E+06 / 1,96E+06	23.87157 / 23,87157	0.01534 / 0,01534	1500	1554	1625

Table 4 / Tabelul 4

**Statistical mean values Revolutions of engine /
Valorile turațiilor medii statistice ale motorului**

Nominal speed of reference [rpm] / Turația nominală de referință [rot/min]	Statistic average speed [rpm] / Turația medie statistică [rot/min]	Statistic average speed [rpm] / Turația medie statistică [rot/min]
	Date of / Data 23/01/2012	Date of / Data 20/04/2012
1500	1545	1554
1600	1624	1644
1800	1838	1851
2000	1995	2025
2200	2262	2235
2400	2433	2466
2600	2536	2649
2800	2806	2822
3000	2985	3043
3200	3210	3250

Table 5 / Tabelul 5

Opacity values measured at different ambient temperatures /
 Valorile măsurate ale opacității la diferite temperaturi ale mediului

Date of / Data 23/01/2012			Date of / Data 20/04/2012		
Temperature / Temperatura [°C]	Statistic average speed [rpm] / Turația medie statistică [rot/min]	Opacity / Opacitate [m ⁻¹]	Temperature / Temperatura [°C]	Statistic average speed [rpm] / Turația medie statistică [rot/min]	Opacity / Opacitate [m ⁻¹]
5.9 / 5.9	1545	0.13 / 0,13	19	1554	0.04 / 0,04
5.9 / 5.9	1624	0.13 / 0,13	19	1644	0.05 / 0,05
5.9 / 5.9	1838	0.11 / 0,11	19	1851	0.03 / 0,03
5.9 / 5.9	1995	0.09 / 0,09	19	2025	0.03 / 0,03
5.9 / 5.9	2262	0.10 / 0,10	19	2235	0.03 / 0,03
5.9 / 5.9	2433	0.12 / 0,12	19	2466	0.06 / 0,06
5.9 / 5.9	2536	0.14 / 0,14	19	2649	0.08 / 0,08
5.9 / 5.9	2806	0.16 / 0,16	19	2822	0.11 / 0,11
5.9 / 5.9	2985	0.21 / 0,21	19	3043	0.12 / 0,12
5.9 / 5.9	3210	0.22 / 0,22	19	3250	0.14 / 0,14

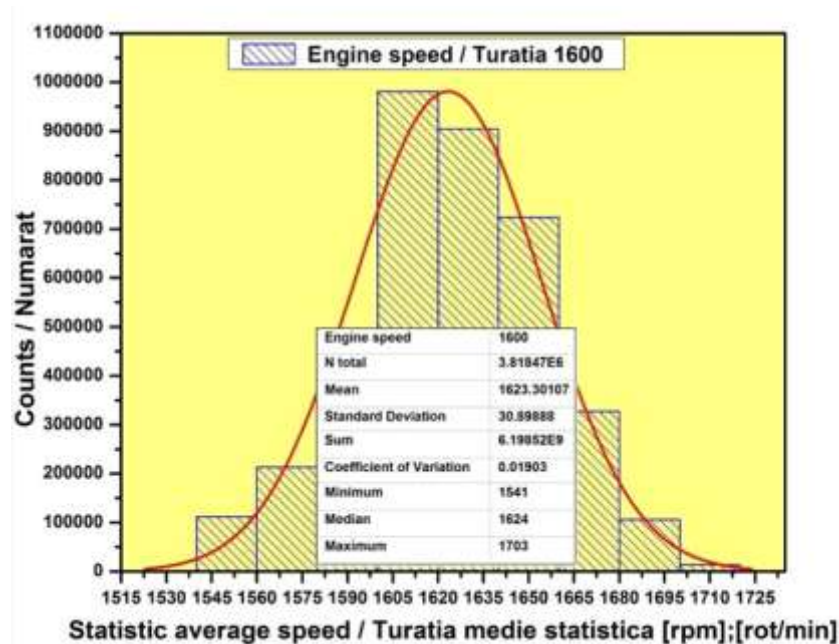


Fig. 4 - Histogram distribution and the grouping of recorded values for engine speed of 1600 /
 Histograma distribuției și grupării valorilor înregistrate pentru turația de 1600 [rot/min]

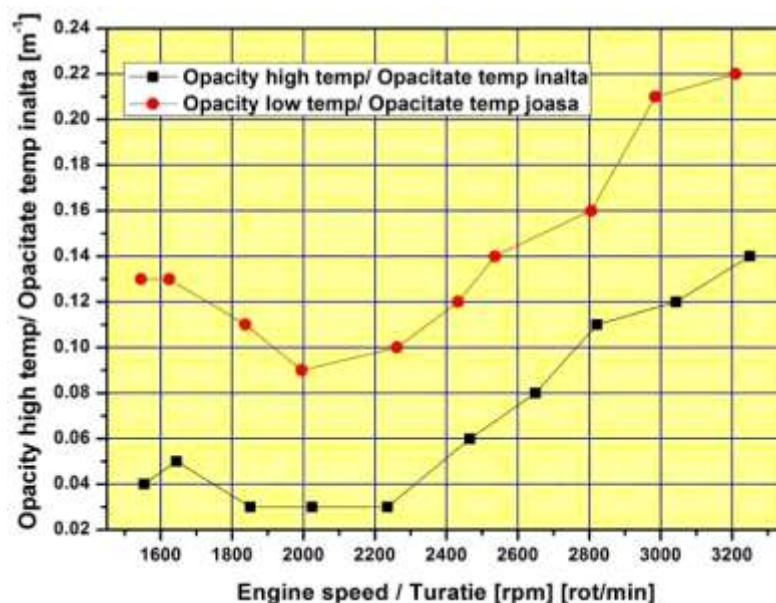


Fig. 5 - Opacity of exhaust gases for performed tests according to statistic average engine speed /
 Opacitatea gazelor de ardere pentru încercările efectuate în funcție de turația medie statistică a motorului

Table 6 / Tabelul 6

Polynomial regression analysis results /
Rezultatele analizei prin regresie polinomială

Parameter / Mărimea	Equation coefficients / Coeficienții ecuației			Correlation coefficient / Coeficient de corelare	Equation / Ecuația
	A	B1	B2	R ²	
Opacity at 5.9°C / Opacitatea la 5,9°C	0.50342 / 0,50342	-3.90049*10 ⁻⁴ / -3,90049*10 ⁻⁴	9.55115*10 ⁻⁸ / 9,55115*10 ⁻⁸	0.93234 / 0,93234	y = A + B1*x + B2*x ²
Opacity at 19°C / Opacitatea la 19°C	0.22828 / 0,22828	-2.10137*10 ⁻⁴ / -2,10137*10 ⁻⁴	5.73029*10 ⁻⁸ / 5,73029*10 ⁻⁸	0.93747 / 0,93747	y = A + B1*x + B2*x ²

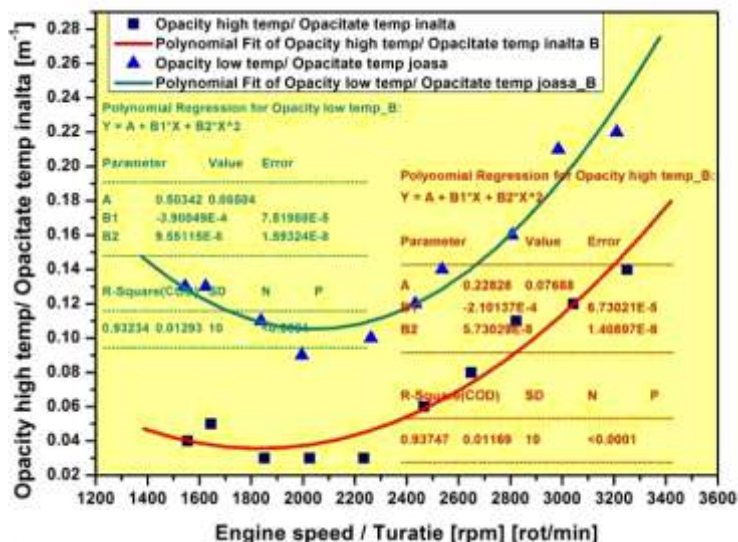


Fig. 6 - Graphs obtained on the second-order polynomial regression of measured values f opacity for the two environmental temperatures / Graficele obținute pe baza regresiei polinomiale de ordinul doi a valorilor măsurate ale opacității pentru cele două temperaturi ale mediului

CONCLUSIONS

The research performed leads to the following conclusions and appraisals:

- Processing the low density polyethylene through pyrolysis in a controlled environment can lead to some valuable hydrocarbons;
- Following the experiments we have obtained liquid fuels with properties close to those of fuels used for engines with internal combustion;
- The physicochemical properties experimentally determined of the fuels compared to those of Diesel point out without a doubt the similarities of the two fuels, but also the presence of some hydrocarbons with high molecular mass specific to heavy fuel oil;
- The cause of the engine speed oscillations was the energetic properties of the fuel obtained from polyethylene, in relation to the injection parameters (injection advance, the quantity of fuel injected), unmodified for the whole duration of the tests on which we add the normal phenomenon of oscillation of the engine speed on idle, specific to compression engines;
- The measured values of the opacity in different temperatures indicate a negative influence of low temperatures on the opacity of the exhaust gasses;
- Further investigations are necessary for pointing out the possible influence of ambient temperature lowered on the concentration of heavy unburned hydrocarbons in the exhaust gases and implicitly on opacity at use of fuel from waste polyethylene;

CONCLUZII

Cercetarea desfășurată conduce la următoarele concluzii și aprecieri:

- Procesarea prin piroliză a polietilenei de joasă densitate, în condiții controlate, poate conduce la obținerea unor hidrocarburi valoroase;
- În urma experimentelor s-au obținut combustibili lichizi cu proprietăți apropiate de cele ale combustibililor utilizați în motoarele cu ardere internă.
- Proprietățile fizico-chimice determinate experimental ale acestui combustibil și comparate cu cele ale motorinei indică fără dubiu apropierea celor doi combustibili, dar și prezența unor hidrocarburi cu masă moleculară mare specifice combustibililor grei (păcură).
- Cauza oscilațiilor de turație o considerăm că au fost proprietățile energetice ale combustibilului obținut din polietilenă, în raport cu parametrii de injecție (avans la injecție, cantitate de combustibil injectată), nemodificate pe întreaga durată de efectuare a testelor cărora li se adaugă fenomenul normal de oscilație a turației la mers în gol, specific motoarelor cu aprindere prin comprimare;
- Valorile măsurate ale opacității în condiții diferite de temperatură a mediului ambiant indică o influență nefavorabilă a temperaturilor joase asupra nivelului opacității gazelor de evacuare;
- Sunt necesare investigații suplimentare pentru evidențierea posibilei influențe a temperaturilor ambientale coborâte asupra concentrației de hidrocarburi grele nearse din gazele de evacuare și implicit a opacității la utilizarea combustibilului din deșeuri de polietilenă.

- The results strengthen the dependence between the physicochemical properties of the fuel, the genesis of pollutants, the concentration level in exhaust gases and the exploitation conditions of one cylinder compression engines.

Aknowlegement

This work was supported by the: Ministry of Education Research, Youth and Sports and Technical University of Cluj-Napoca and European Union, European Social Fund – “PRODOC” 2008.

REFERENCES

- [1]. Achilias D.S., Antonakou, E., Roupakias C., Megalokonomos P., Lappas A. (2008) - *Recycling Techniques of Polyolefins From Plastic Wastes*, Global NEST Journal, vol. 10, nr. 1/2008, ISSN 1790-7632, pag. 114-122;
- [2]. Aguado, J., Serrano, D.P., San Miguel, G. (2007) - *European Trends in Feedstock recycling of plastic Wastes*, Global NEST Journal, vol. 9, no. 1/2007, ISSN 1790-7632, pp. 12–19;
- [3]. Filip N. (2007) - *Consideration regarding the Corelation Between Experimental tests and Mathematical Model*, Proceedings of the 34th Actual Task in Agricultural Engineering. Opatia, Croatia, ISSN 1333-2651, pag. 311 – 318;
- [4]. Popescu G.L., Filip, N., Popescu V. (2011) - *Research on the implementation of alternative fuels obtained from polymeric materials for agricultural tractors*, Proceedings of 39-th International Symposium on Agricultural Engineering "Actual tasks on agricultural engineering", Opatija-Crația, ISSN 1333-2651, pg. 39-51;
- [5]. Popescu, V., Popescu, G.L., Cojocaru, I. (2009) - *Waste treatment in mechanical biological tratment (MTB) units*, Scientific Papers, University of Agricultural Sciences and Veterinary Medicine "Ion Ionescu of Brad" Iasi, Horticulture Series Journal, 2009, vol. 52/2009, ISSN 1454-7376, pg. 1163-1166;
- [6]. Scheirs J., Kaminsky W. (2006) - *Feedstock Recycling and Pyrolysis of Waste Plastics*, Converting Waste Plastics into Diesel and Other Fuels, Ed. "John Wiley & Sons Ltd.", ISBN 13:978-0-470-02152-1, West Sussex, Great Britain;
- [7]. *** Directive 2003/30/EC of 8 May 2003 on the promotion of the use of biofuels or other renewable fuels for transport;
- [8]. *** Directive 2009/28/EC of 23 April 2009 on the promotion of the use of energy from renewable sources.

- Rezultatele obținute vin să întărească dependența dintre proprietățile fizico-chimice ale combustibililor, geneza poluanților, nivelul concentrației acestora în gazele de evacuare și condițiile de exploatare a motoarelor monocilindrice cu aprindere prin comprimare.

Aknowlegement

Lucrarea este finanțată de către: Ministerul Educației, Cercetării, Tineretului și Sportului Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca și Uniunea Europeană, Fondul Social European – “PRODOC” 2008.

BIBLIOGRAFIE

- [1]. Achilias D.S., Antonakou E., Roupakias C., Megalokonomos P., Lappas A. (2008) - *Recycling Techniques of Polyolefins From Plastic Wastes*, Global NEST Journal, vol. 10, nr. 1/2008, ISSN 1790-7632, pg. 114-122;
- [2]. Aguado, J., Serrano, D.P., San Miguel, G., (2007) - *European Trends in Feedstock recycling of plastic Wastes*, Global NEST Journal, vol. 9, nr. 1/2007, ISSN 1790-7632, pag. 12–19;
- [3]. Filip, N. (2007) - *Consideration regarding the Corelation Between Experimental tests and Mathematical Model*, Proceedings of the 34th Actual Task in Agricultural Engineering. Opatia, Croatia, ISSN 1333-2651, pag. 311 – 318;
- [4]. Popescu G.L., Filip N., Popescu V. (2011) - *Cercetări privind implementarea unor combustibili alternativi obținuți din materiale polimerice pentru tractoarele agricole*, Lucrările celui de-al 39 Simpozion Internațional de Inginerie Agricolă "Tendințe Actuale în Ingineria Agricolă", Opatija-Crația, ISSN 1333-2651, pg. 39-51;
- [5]. Popescu, V., Popescu, G.L., Cojocaru, I. (2009) - *Tratarea deșeurilor municipale în instalații mecano-biologice (MTB)*, Jurnalul Lucrări Științifice, Universitatea de Științe Agricole și Medicina Veterinară "Ion Ionescu de la Brad" Iași, Seria Horticultură, vol. 52/2009, ISSN 1454-7376, pg. 1163-1166;
- [6]. Scheirs J., Kaminsky W. (2006) - *Reciclarea materiilor prime și piroliza reziduurilor plastice*, Converting Waste Plastics into Diesel and Other Fuels Reciclarea reziduurilor plastice în motorină și și alți combustibili, Ed. "John Wiley & Fii Ltd.", ISBN 13:978-0-470-02152-1, Sussex de Vest, Marea Britanie;
- [7]. *** Directiva 2003/30/CE din 8 Mai 2003 referitor la promovarea utilizării biocombustibililor sau altor combustibili regenerabili pentru transport;
- [8]. *** Directiva 2009/28/CE din 23 Aprilie 2009 referitor la promovarea utilizării energiei din surse regenerabile.

WRITING NORMS / NORME DE REDACTARE

Article Types

Three types of manuscripts may be submitted:

- 1. Regular articles:** These should describe new and carefully confirmed findings, and experimental procedures should be given in sufficient detail for others to verify the work. The length of a full paper should be the minimum required to describe and interpret the work clearly (max. 8 pages);
- 2. Short Communications:** A Short Communication is suitable for recording the results of complete small investigations or giving details of new models or hypotheses, innovative methods, techniques or apparatus. The style of main sections has not necessarily to be in accordance with that of full-length papers (max. 6 pages);
- 3. Reviews:** Submissions of reviews and perspectives covering topics of current interest are welcome and encouraged (max. 8 pages).

Review Process

All manuscripts are reviewed by the 2 members of the Scientific Review. Decisions will be made as rapidly as possible, and the journal strives to return reviewers' comments to authors in approx. 3 weeks. The editorial board will re-review manuscripts that are accepted pending revision.

NOTE: Submission of a manuscript implies: that the work described has not been published before (excepting as an abstract or as part of a published lecture, or thesis) that it is not under consideration for publication elsewhere.

1. REGULAR ARTICLES

- All portions of the manuscript must be typed *single-spaced*, A4, top and bottom: 2 cm; left: 2.3 cm; right: 1.7 cm, font: **Arial**, size 9 pt, except the title which will be 11 pt. and explicit figures, which will be 8 pt.
- Text paper will be written in two equal columns of 8.3 cm, 0.4 cm space between them, except the title, authors and their affiliations, tables, figures, graphs and equations to be entered once.
- Text will be written in English in the left column, respectively in native language in the right column.
- The chapter titles are written Uppercase (eg: INTRODUCTION, MATERIAL AND METHODS), between chapters is left a space for 9 pt. At the beginning of each paragraph to leave a tab of 0.5 cm.
- The paper will be written in Word, "Justify" alignment;
- The paper should be transmitted by E-mail.
- There are allowed 2 papers by each first author.

The **Title** should be a brief phrase describing the contents of the paper. PAPER'S TITLE will be uppercase, Bold (the title in English language) and *Bold italic* (the title in native language), center, 11 pt. Under the paper's title, after an space (enter) 9 pt., write *authors' names* (eg: Vasilescu G.). (font: 9 pt., bold) and *affiliations*, the *name of the corresponding author* (next row), (9 pt., regular). Also be passed: the phone, fax and E-mail information, for the first author of paper's (font: 8 pt., italic).

Title should be short, specific and informative. Avoid long titles; a running title of no more than 100 characters is encouraged (without spaces).

The **Abstract** should be informative and completely self-explanatory, briefly present the topic, state the scope of the experiments, indicate significant data, and point out major findings and conclusions. The Abstract should be 100 to 300 words in length. Complete sentences, active verbs, and the third person should be used, and the abstract should be written in the past tense. Standard

Tipuri de Articole

Trei tipuri de manuscris pot fi trimise:

- 1. Articole obișnuite (normale):** acestea trebuie să descrie cercetări noi și confirmate, iar procedurile experimentale să fie descrise pentru a putea fi verificate în detaliu, fără a leza dreptul de proprietate intelectuală. Mărimea unei lucrări trebuie să cuprindă minimul necesar pentru a descrie și interpreta în mod clar conținutul (ma.8 pagini);
- 2. Comunicări scurte:** o comunicare scurtă este folosită pentru înregistrarea rezultatelor din investigații complete de dimensiuni reduse sau pentru a oferi detalii despre modele noi de ipoteze, metode inovative, tehnici sau infrastructuri. Tipul secțiunilor (capitolelor) principale nu trebuie să fie neapărat în concordanță cu articolele normale (max. 6 pagini);
- 3. Sintezele:** Prezentarea unor comentarii și perspective acoperind subiecte de interes actual sunt binevenite și încurajate (maxim 8 pagini).

Procesul de evaluare (recenzie)

Toate manuscrisele sunt evaluate de către 2 membri ai Comitetului Științific. Deciziile vor fi luate cât mai rapid posibil și revista va returna comentariile evaluărilor înapoi la autori în aproximativ 3 săptămâni. Conducerea editorială va reevalua manuscrisele care sunt acceptate în vederea publicării în revistă.

Notă: Sunt acceptate numai lucrările care nu au mai fost publicate anterior. În cazul în care autorii trimit spre publicare lucrări ce conțin date, informații, capitole, etc., din alte lucrări publicate anterior și nu se fac referiri la acestea în text, răspunderea aparține acestora.

1. ARTICOLE OBIȘNUITE

- Toate capitolele manuscrisului trebuie să fie scrise *single-spaced*, A4, sus și jos: 2 cm; stânga: 2.3 cm; dreapta: 1.7 cm, font: **Arial**, mărime 9 pt, cu excepția titlului care se scrie cu 11 pt. și figurile explicite, care se scriu cu 8 pt.
- Textul lucrării va fi scris în două coloane egale de 8.3 cm, 0.4 cm spațiul dintre ele, exceptând titlul, autorii și afilierea acestora; tabelele, figurile și ecuațiile care nu se scriu pe coloane ci pe toată pagina (vezi modelul atașat);
- Textul se va scrie în limba engleză în coloana din stânga, respectiv în limba maternă - coloana din dreapta.
- Titlurile capitolelor sunt scrise cu majuscule (ex: INTRODUCERE, MATERIAL ȘI METODE), între capitole se lasă un spațiu de 9 pt. La începutul fiecărui paragraf se lasă un "tab" de 0.5 cm;
- Lucrarea va fi scrisă în Word, aliniere "Justify".
- Lucrarea trebuie trimisă prin e-mail.
- Sunt permise max. 2 lucrări ca prim autor.

Titlul trebuie să fie o frază scurtă care să descrie conținutul lucrării. Acesta va fi scris cu majuscule, centrat, mărime: 11 pt., bolduit, (titlul în engleză) și *bolduit italic* (titlul în limba maternă). Sub titlul lucrării după un spațiu de 9 pt., se scriu numele autorilor (ex: Vasilescu G.) (9 pt., bold), imediat sub numele autorilor se scrie: afilierea autorilor (9 pt., normal) iar pe următorul rând: telefonul, faxul, e-mailul corespunzător celui care a trimis lucrarea - primului autor (8 pt., italic).

Titlul trebuie să fie scurt, specific și informativ. Evitați titlurile lungi, un titlu de sub 100 caractere este recomandat (fără spații).

Rezumatul trebuie să fie informativ și ușor de înțeles; prezentați pe scurt topica, stadiul experimentelor, date semnificative, și evidențiați descoperirile majore și concluziile. Rezumatul trebuie să cuprindă între 100 și 300 cuvinte. Propozițiile complete, verbe active, și persoana a III-a trebuie folosite (rezumatul să fie scris la timpul trecut). Se va utiliza nomenclatura standard iar abrevierile

nomenclature should be used and abbreviations should be avoided. No literature should be cited (font: 9 pt., the title - ***bold italic***; the text of abstract: *italic*).

Following the abstract, about 3 to 10 **Keywords** that will provide indexing references should be listed (font: 9, ***bold italic*** - the title and 9 pt., *italic* - the text).

A list of non-standard **Abbreviations** should be added. In general, non-standard abbreviations should be used only when the full term is very long and used often. Each abbreviation should be spelled out and introduced in parentheses the first time it is used in the text. Only recommended SI units should be used. Authors should use the Solidus presentation (mg/ml). Standard abbreviations (such as ATP and DNA) need not to be defined.

The **INTRODUCTION** should provide a clear statement of the problem, the relevant literature on the subject, and the proposed approach or solution. It should be understandable to colleagues from a broad range of scientific subjects.

MATERIALS AND METHODS should be complete enough to allow experiments to be reproduced. However, only truly new procedures should be described in detail; previously published procedures should be cited, and important modifications of published procedures should be mentioned briefly. Capitalize trade names and include the manufacturer's name and address. Subheadings should be used. Methods in general use need not be described in detail.

RESULTS should be presented with clarity and precision. The results should be written in the past tense when describing findings in the authors' experiments. Results should be explained, but largely without referring to the literature. Discussion, speculation and detailed interpretation of data should not be included in the Results but should be put into the Conclusions section. Subheadings should be used.

The **CONCLUSIONS** should interpret the findings in terms of the results obtained in this and in past studies on this topic. State the conclusions in a few sentences at the end of the paper. The Results and Discussion sections can include subheadings, and when appropriate, both sections can be combined.

The **Acknowledgments** of people, grants, funds, etc should be brief (if necessarily).

Tables should be kept to a minimum and be designed to be as simple as possible. Tables are to be typed single-spaced throughout, including headings and footnotes. Each table must be written on the entire width of the page, into the text where reference is made, the columns are broken - one column (see attached sample). Tables should be self-explanatory without reference to the text. The details of the methods used in the experiments should preferably be described in the legend instead of in the text. The same data should not be presented in both table and graph form or repeated in the text. Table's title will be centered bold (in English) and bold italic native language then separated by a slash. In the table, each row will be written in English (Arial, regular, size: 9 pt.) / *native language* (Arial, italic, 9 pt.). The table and its number is written right justified, bold - in English and bold italic - native language, separated by a slash (/).

Figure legends should be typed in numerical order. Graphics should be prepared using applications capable of

trebuie evitate. Nu se vor utiliza citări de lucrări în "rezumat" (font: 9 pt., titlu - ***bold italic***; textul rezumatului - *italic*).

Cuvinte cheie: ca urmare a rezumatului, între 3 și 10 cuvinte cheie trebuie listate, aceste oferind referințe de indexare (font: 9 pt., ***bold italic*** - titlul și 9 pt., *italic* - textul).

Trebuie adăugată o listă de abrevieri specifice. În general, aceste abrevieri se folosesc atunci când termenul folosit este foarte lung și des întâlnit în lucrare. Fiecare abreviere ar trebui introdusă în paranteză pentru prima dată când este folosită în text. Doar unități din SI trebuie folosite. Autorii trebuie să folosească prezentarea Solidus (mg/ml). Abrevierile standard (ca ATP sau ADN) nu trebuie definite.

INTRODUCEREA trebuie să ofere o expunere clară a problemei, esența relevantă a subiectului și abordarea propusă sau soluția. Aceasta trebuie să poată fi înțeleasă de către colegii din diferite domenii științifice.

MATERIALE ȘI METODE: trebuie să fie suficient de complete pentru a permite experimentelor să fie reproduse. Totuși, numai metodele cu adevărat noi trebuie descrise în detaliu; metodele publicate anterior trebuie citate; modificările importante ale metodelor publicate trebuie menționate pe scurt. Scrieți cu majuscule denumirile comerciale și includeți numele și adresa producătorilor. Subcapitolele trebuie utilizate. Metodele utilizate în general, nu trebuie descrise în detaliu.

REZULTATELE trebuie prezentate cu claritate și precizie. Acestea trebuie scrise la timpul trecut, atunci când descriu constatările în experimentele autorilor. Rezultatele trebuie să fie explicite, dar în mare măsură, fără a se face referire la literatura de specialitate. Discuțiile, speculațiile și interpretarea detaliată a datelor nu trebuie să fie incluse în rezultate, ci trebuie incluse în capitolul Concluzii. Subcapitolele trebuie utilizate.

CONCLUZIILE trebuie să interpreteze constatările în ceea ce privește rezultatele obținute în această lucrare și în studiile anterioare pe această temă. Concluziile generale vor fi prezentate în câteva fraze la sfârșitul lucrării. Rezultatele și discuțiile pot include subpoziții, și atunci când este cazul, ambele secțiuni pot fi combinate.

Mulțumirile către oameni, cei care au acordat burse, fonduri, etc., trebuie să fie scurte (dacă este necesar).

Tabelele trebuie menținute la un nivel minim și să fie proiectate pentru a fi cât mai simple posibil. Tabelele vor fi scrise la un rând, inclusiv titlurile și notele de subsol. Fiecare tabel trebuie scris pe întreaga lățime a paginii, între textul în care se face trimitere; coloanele sunt eliminate - o singură coloană (vezi atașat modelul). Tabelele trebuie să fie auto-explicative, fără referire la text. Detaliile cu privire la metodele utilizate în experimente trebuie să fie, de preferință, descrise în legendă și nu în text. Aceleași date nu trebuie prezentate atât în tabel cât și sub formă grafică (decât dacă este absolut necesar) sau repetate în text. Titlul tabelului va fi scris centrat, bold (în engleză) și bold italic (în limba maternă), separate de un slash (/). În tabel, fiecare rând va fi scris în limba engleză (9 pt., normal) / limba maternă (9 pt., italic). Tabelul și numărul acestuia se scrie aliniat la dreapta, bold - în limba engleză și bold italic în limba maternă, despărțite de un slash (/).

Figurile trebuie scrise în ordine numerică. Grafica trebuie realizată utilizând aplicații capabile să genereze JPEG de

generating high resolution JPEG before to introducing in the Microsoft Word manuscript file (Insert - From File - ...jpeg). Use Arabic numerals to designate figures and upper case letters for their parts (Figure 1). Begin each legend with a title and include sufficient description so that the figure is understandable without reading the text of the manuscript. Information given in legends should not be repeated in the text. Each figure must be inserted on the entire width of the page, into the text where reference is made, single columns (see attached sample). Leave a space between the figure and the text of figure, size: 3 pt., figure number is written in **Arial bold**, size: 8 pt., followed by what represent the figure or graph, written with Arial, regular, 8 pt. Left to write in English (regular), followed by a separating slash (/) and text in native language (*Arial italic*). Eg:

Fig 1 - Test stand / *Stand de testare* (size: 8 pt.)

The figures should be "In line with text" - Center, not "Square"; "Tight"; "Behind text" or "In front of text" (from "Format picture" - right mouse button on picture and then "Layout").

Mathematics

Authors must provide instructions on how symbols and equations should be set. Equations should be numbered sequentially in the right-hand side and in parenthesis. They should be referred to in the text as Equation (4) or Eg. (4). Each equation must be written on the entire width of the page, into the text where reference is made, the columns are broken (see attached sample).

REFERENCES: are made in the text; a reference identified by [1], [2], ... [n] is written in the order that was placed at the end of the work - alphabetically.

Example:

[1], [2], [3], ..., [n]

References should be listed at the end of the paper in alphabetical order. Articles in preparation or articles submitted for publication, unpublished observations, personal communications, etc. should not be included in the reference list but should only be mentioned in the article text (e.g., A. Danciu, University of Bucharest, Romania, personal communication). Authors are fully responsible for the accuracy of the references.

Examples:

Journal / Magazine:

[1]. Nicolescu M.A. (2007) - *Relevant characteristics of alternative liquid fuels aimed at diesel engines exploitation in polycarburation duty*. INMATEH - Agricultural Engineering, vol. 27, no. 1/2009, ISSN 1583-1019, pg. 50-55.

[2]. Pirna I, Nicolescu M., Marin M., Voicea I (2009) - *Alternative supply of agricultural tractors with raw oils*. INMATEH - Agricultural Engineering, vol. 29, no. 3/2009, ISSN 1583-1019, pg. 89-92.

Conference or Symposium:

[1]. Bungescu S, Stahl W, Biriş S, Vlăduţ V, Imbrea F, Petroman C (2009) - *Cosmos program used for the strength calculus of the nozzles from the sprayers*, Proceedings of the 35 International Symposium on Agricultural Engineering "Actual Tasks on Agricultural Engineering", Opatija - Croația, ISSN 1333-2651, pg. 177÷184.

Book:

[1]. Vlăduţ V (2009) - *Studiul procesului de treier în aparatul cu flux axial*, Editura "Terra Nostra", ISBN 973-1888-26-8, Iaşi - Romania.

Book Chapter:

[1]. Vlăduţ V (2009) - *Considerații și ipoteze privind modelarea unui proces de treier și separare*. În: *Studiul*

înalță rezoluție, înainte de a introduce în dosarul manuscris Microsoft Word (Insert - From File - ... JPEG). Folosiți cifre arabe, pentru a desemna cifre și litere majuscule pentru părțile lor (Figura 1). Începeți fiecare legendă cu un titlu care să includă o descriere suficientă, astfel încât figura să poată fi înțeleasă, fără citirea textului din manuscris. Informațiile furnizate în legende, nu trebuie repetate în text. Fiecare figură trebuie introdusă pe întreaga lățime a paginii, în text, acolo unde se face referire, o singură coloană (vezi atașat eșantion), centrat. Lăsați un spațiu între figură și textul figurii, mărimea: 3 pt.; numărul figurii va fi scris cu bold, 8 pct., centrat, urmat de ceea ce reprezintă figura sau graficul, scris cu 8 pt., normal. Prima dată se scrie textul în limba engleză (normal), urmat de un slash (/) apoi textul în limba maternă (italic). Exemplu:

Fig. 1 - Test stand / *Stand de testare* (mărimea: 8 pt.)

Figurile introduse trebuie să fie "In line with text" - Center, nu "Square"; "Tight"; "Behind text" or "In front of text" (din "Format picture" - butonul dreapta mouse pe figură și apoi "Layout").

Formulele matematice, ecuațiile: autorii trebuie să furnizeze instrucțiuni privind modul de simbolizare și de ecuații stabilite și utilizate. Ecuațiile trebuie numerotate secvențial, în partea dreaptă și în paranteze. Ele trebuie menționate în text ca ecuația (4) sau Ex. (4). Fiecare ecuație trebuie scrisă pe întreaga lățime a paginii, în text, acolo unde se face referire, o singură coloană (vezi atașat model).

REFERINȚELE: se fac în text; o referință identificată prin intermediul [1], [2], ...[n], se scrie în ordinea în care a fost trecut la sfârșitul lucrării - ordine alfabetică.

Exemplu:

[1], [2], [3], ..., [n]

Referințele trebuie prezentate la sfârșitul lucrării în ordine alfabetică. Articole în curs de pregătire sau articole trimise spre publicare, observațiile nepublicate, comunicările cu caracter personal, etc, nu trebuie incluse în lista de referință, dar pot fi menționate în textul lucrării (exemplu, A. Danciu, Universitatea din București, România, comunicare personală). Autorii sunt pe deplin responsabili pentru exactitatea referințelor.

Example:

Jurnal / Revistă

[1]. Nicolescu M.A. (2007) - *Proprietățile relevante ale combustibililor lichizi alternativi vizați pentru exploatarea motoarelor diesel în regim policarburat*, INMATEH - Inginerie Agricolă, vol. 27, nr. 1 / 2009, ISSN 1583-1019, pg. 50-55;

[2]. Pirna I, Nicolescu M., Marin M., Voicea I (2009) - *Alimentarea alternativă a tractoarelor agricole cu uleiuri vegetale crude*, INMATEH - Inginerie Agricolă, vol. 29, nr. 3 / 2009, ISSN 1583-1019, pg. 89-92.

Conferință / Simpozion

[1]. Bungescu S, Stahl W, Biriş S, Vlăduţ V, Imbrea F, Petroman C (2009) - *Cosmos program used for the strength calculus of the nozzles from the sprayers*, Proceedings of the 35 International Symposium on Agricultural Engineering "Actual Tasks on Agricultural Engineering", Opatija - Croația, ISSN 1333-2651, pag. 177÷184.

Carte

[1]. Vlăduţ V (2009) - *Studiul procesului de treier în aparatul cu flux axial*, Editura "Terra Nostra", ISBN 973-1888-26-8, Iaşi - România.

Capitol din carte

[1]. Vlăduţ V (2009) - *Considerații și ipoteze privind modelarea unui proces de treier și separare*. În: *Studiul*

procesului de treier în aparatul cu flux axial, Editura "Terra Nostra", ISBN 973-1888-26-8, pg. 61-69, Iași - România.

Dissertation / Thesis:

[1]. Constantinescu A (2010) - *Optimizarea agregatelor formate din tractoare de putere mare cu mașini agricole pentru pregătirea terenului în vederea însămânțării*. PhD dissertation, University of Transylvania Brașov, Brașov, Romania.

Units, Abbreviations, Acronyms

- Units should be metric, generally SI, and expressed in standard abbreviated form.
- Acronyms may be acceptable, but must be defined at first usage.

2. SHORT COMMUNICATIONS

Short Communications are limited to a maximum of two figures and one table. They should present a complete study that is more limited in scope than is found in full-length papers. The items of manuscript preparation listed above apply to Short Communications with the following differences: (1) Abstracts are limited to 100 words; (2) instead of a separate Materials and Methods section, experimental procedures may be incorporated into Figure Legends and Table footnotes; (3) Results and Conclusions should be combined into a single section.

3. REVIEWS

Summaries, reviews and perspectives covering topics of current interest in the field, are encouraged and accepted for publication. Reviews should be concise (max. 8 pages). All the other conditions are similar with regular articles.

procesului de treier în aparatul cu flux axial, Editura "Terra Nostra", ISBN 973-1888-26-8, pg. 61-69, Iași - România.

Disertații / Teze de doctorat

[1]. Constantinescu A (2010) - *Optimizarea agregatelor formate din tractoare de putere mare cu mașini agricole pentru pregătirea terenului în vederea însămânțării*. Teză de doctorat, Universitatea Transilvania Brașov, Brașov, România.

Unități, Abrevieri, Acronime

- unitățile metrice trebuie să fie, în general, SI, și exprimate în formă prescurtată standard;
- acronimele pot fi acceptate, dar trebuie să fie definite la prima utilizare.

2. COMUNICĂRILE SCURTE

Comunicările scurte sunt limitate la maxim 2 figuri și un tabel. Acestea trebuie să prezinte un studiu complet, care este mai limitat decât în cazul articolelor normale (de dimensiuni mai mari). Elementele de pregătire a articolelor normale (manuscriselor) enumerate mai sus se aplică și la comunicările scurte, cu următoarele diferențe: (1) Rezumatul este limitat la 100 cuvinte; (2) capitolele Materiale și Metode, Procedurile experimentale pot fi scrise împreună, încorporând figurile și tabelele; (3) Rezultatele și Concluziile pot fi combinate într-o singură secțiune.

SINTEZELE

Sintezele, comentariile și perspectivele acoperind subiecte de interes din domeniu sunt încurajate și acceptate spre publicare. Sintezele trebuie să fie concise și nu mai mari 8 pagini. Toate celelalte condiții sunt similare cu cele de la articolele normale (obișnuite), enumerate mai sus.



Edited: *INMA Bucharest*

6 Ion Ionescu de la Brad Blvd., sect. 1, Bucharest

Tel: +4021.269.32.60; Fax: +4021.269.32.73

p: ISSN 2068 - 4215; e: ISSN 2068 - 2239

[http://www.inma.ro/inmateh-agricultural engineering](http://www.inma.ro/inmateh-agricultural%20engineering)

<http://www.inmateh.eu>