

STUDIES ON STRUCTURAL ANALYSIS OF RESISTANCE STRUCTURE AS A COMPONENT OF EQUIPMENT WITH ACTIVE WORKING PARTS DRIVEN TO DEEPLY LOOSEN THE SOIL

STUDII PRIVIND ANALIZA STRUCTURALĂ A STRUCTURII DE REZISTENȚĂ COMPONENTĂ A ECHIPAMENTULUI TEHNIC CU ORGANE ACTIVE ANTRENATE PENTRU LUCRAREA DE AFÂNARE ÎN PROFUNZIME A SOLULUI

PhD. Eng. Marin E.¹⁾, Prof. PhD. Eng. Pirnă I.¹⁾, PhD. Eng. Sorică C.¹⁾, PhD. Eng. Manea D.¹⁾, Math. Cârdei P.¹⁾
 Assoc. Prof. PhD. Eng. Savin L.²⁾

¹⁾INMA Bucharest / Romania; ²⁾University of Novi Sad / Serbia
 E-mail: emarin@inma.ro

Abstract: The studies regarding the structural analysis have consisted of performing resistance tests of head beam of technical equipment with active parts which is designed to deeply loosening the soil, in order to establish the constructive solutions and optimize component marks.

Keywords: loosening, analysis, equipment, soil, structural

INTRODUCTION

Soil is very important, being the base of the agricultural system and does make influence for all biosphere by the plants cultivated. Productive soil is the source of food. In the world, every year the plots of degraded soil areas increase. The soil degradation is related to physical, chemical and biological changes of the process which influences the soil productivity based on wrong human activities [1].

Romania is confronted with soil quality damage influenced by phenomena such as erosion, acidity, alkalization, excess of humidity or drought, compaction, etc.

Soil compaction reduces rooting, infiltration, water storage, aeration, drainage, and crop growth [2].

In order to prevent and remove the drawbacks above and increase efficiency of land improvement, agro-amelioration measures should be applied, the soil loosening representing an important operation. Soil loosening aims at enlarging the particles gap of soil horizons under the arable layer, without mixing, overturning or inverting the soil horizons.

By deep loosening are obtained positive effects on improving the aeration conditions, permeability to water, as well as enabling the development of a more profound root system and intensifying the soil biological activity [3].

As a result of soil deep loosening, plants are able to develop their roots in the best conditions. The loosening parts resistance force to movement is reduced up to 40% in comparison with the rigid ones, and the resistance force of elastic support parts-by up to 20%; therefore, for big depths, these working parts-types are preferable to be used [4].

In order to achieve high quality loosening works according to agro-soil requirements and at an as low as possible cost price and diminished power consumption, new equipment endowed with superior constructive and functional parameters have to be used.

Therefore, within this work, have been performed studies on resistance structure structural analysis for promoting a technical equipment with working parts designed to deeply loosening the soil.

MATERIALS AND METHOD

The studies have been performed on a technical equipment conceived at INMA Bucharest (fig.1), which is designed to soil deep loosening operations, in order to diminish the primary or secondary compaction, especially

Rezumat: În cadrul lucrării, studiile privind analiza structurală au constat în efectuarea unor verificări la rezistență a grinzii principale ale echipamentului tehnic cu organe active antrenate pentru lucrarea de afânare în profunzime a solului, în scopul stabilirii soluțiilor constructive și pentru optimizarea unor repere componente.

Cuvinte cheie: afânare, analiză, echipament, sol, structurală

INTRODUCERE

Solul este de o importanta majora, fiind baza sistemului agricol si influențează biosfera prin plantele cultivate. Solul productiv este o sursa de hrana. La nivel mondial, in fiecare an, loturile de sol degradat se înmulțesc. Degradarea solului este legata de schimbările fizice, chimice si biologice ale procesului care influențează productivitatea solului la baza căreia se afla activități umane eronate [1].

România se confruntă cu un grad de deteriorare a calitatii solului prin fenomene de eroziune, acidifiere, alcalinizare, exces de umiditate sau seceta, compactare etc.

Compactarea solului reduce sistemul radicular, infiltrațiile, rezervele de apă, aerarea, drenarea si creșterea culturilor [2].

Pentru prevenirea și înlăturarea neajunsurilor arătate și în același timp pentru sporirea eficienței lucrărilor de îmbunătățiri funciare este necesară aplicarea unui complex de măsuri agroameliorative, în cadrul cărora afânarea adâncă a solului prezintă o importanță deosebită. Afânarea adâncă are drept scop mărirea spațiului lacunar al orizonturilor de sol subiacente stratului arabil, fără amestecarea, răsturnarea sau inversarea orizonturilor solului.

Prin afânare adâncă se obțin efecte pozitive certe privind îmbunătățirea condițiilor de aeratie, a permeabilității pentru apă, a capacității de înmagazinare a precipitațiilor, precum și favorizarea dezvoltării unui sistem radicular mai profund și o intensificare a activității biologice din sol [3].

Ca urmare a lucrării de afânare adâncă a solului, plantele își pot dezvolta rădăcinile în cele mai bune condiții. La organele de afânare care au și mișcări vibratorii, forța de rezistență la înaintare prin sol se reduce cu până la 40%, față de cele rigide, iar la organele cu suport elastic cu până la 20%, fapt ce determină ca pentru adâncimi mari să se prefere aceste tipuri de organe de lucru [4].

Efectuarea lucrărilor de afânare adâncă a solului la un nivel calitativ corespunzător cerințelor agropedologice, la un preț de cost cât mai scăzut și cu un consum redus de energie, impune asigurarea unor utilaje cu parametri constructivi și funcționali superiori.

Căutând să răspundă acestor cerințe, în cadrul lucrării au efectuate studii privind analiza structurală a structurii de rezistență în scopul promovării unui echipament tehnic cu organe active antrenate pentru afânarea în profunzime a solului.

MATERIALE ȘI METODA

Studiile privind analiza structurală au fost efectuate pe un echipament tehnic conceput la INMA București (fig. 1) care este utilizat pentru lucrări de afânare în profunzime, în scopul micșorării compactării primare sau secundare, în

of podsol redish-brown soils, heavy alluvial soils. It can be also used on chernozem soils, brown soils and alluvial average soils. It can not be used to perform deep loosening in sand soils, pebble and superficial solid rock soils in easily flooded lands and with phreatic water under 1% depth, slope fields with up to 15% inclination and in landsliding or slope springs. The technical equipment is of carried type and works in aggregate with 220-240HP wheeled tractors equipped with three-point suspension mechanisms of 3-rd category, according to ISO 730:2009.

primul rând a solurilor podzolice, brun roșcate, vertisolurile, lăcoviștile și solurilor aluviale grele. Poate fi utilizat și pe cernoziomuri, soluri brune și soluri aluviale mijlocii. Nu se poate utiliza pentru a executa lucrări de afânare adâncă pe solurile nisipoase, solurile cu pietriș și rocă dură superficială, pe terenurile inundabile și cu apa freatică la o adâncime de sub 1 m adâncime, terenuri cu pantă de peste 15% și pe terenurile cu alunecări sau izvoare de coastă. Echipamentul tehnic este de tipul purtat și lucrează în agregat cu tractoarele de 220-240 CP pe roți prevăzute cu mecanisme de suspendare în trei puncte de categoria 3 conform ISO 730:2009.

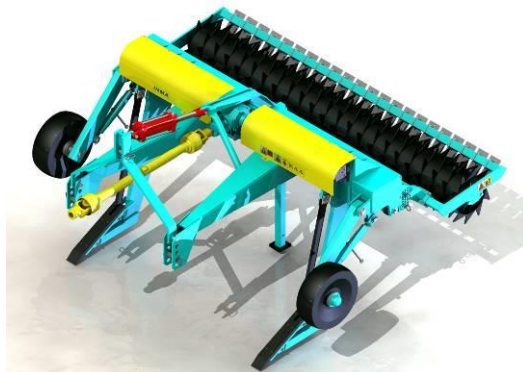


Fig. 1 – Technical equipment with active parts driven for deeply loosening the soil /
Echipament tehnic cu organe active antrenate pentru lucrarea de afânare în profunzime a solului

Frame (fig.2) is a beam type endowed at its frontal part with an articulated and adjustable yoke with hydraulic cylinder for being coupled on tractor three-point mechanism.

Cadrul (fig. 2) este de tip grindă prevăzut la partea anterioară cu un jug articulat și reglabil cu cilindru hidraulic pentru cuplarea pe mecanismul de suspendare în trei puncte al tractorului.

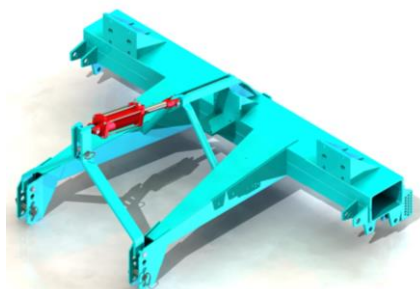


Fig. 2 - Frame / *Cadru*

Knife (fig.3) is the active working part of vertical oscillating knife-type with chisel vibrating point for diminishing the traction effort to soil loosening work.

Cuțitul (fig. 3) este organul activ de lucru de tipul cuțit vertical oscilant cu vârf daltă vibrator pentru micșorarea efortului de tracțiune la lucrarea de afânare în profunzime a solului.



Fig. 3 - Knife / *Cuțit*

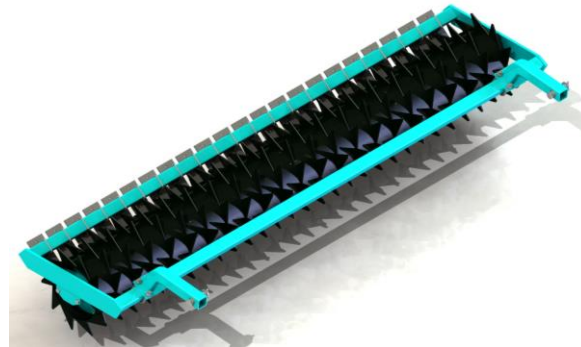
Transmission (fig.4) is necessary to take over the movement from tractor's PTO by means of a cardan shaft and a conical reduction gear box with two outlets left-right.

Transmisia (fig. 4) este necesară pentru a prelua mișcarea de la priza de putere a tractorului prin intermediul unui arbore cardanic și a unui reductor conic cu două ieșiri stânga-dreapta.

Fig. 4 - Transmission / *Transmisie*

Assembled roller (fig.5) is designed for levelling and aggressively breaking the clods

Tăvălugul asamblat (fig. 5) este destinat pentru nivelare și mărunțire agresivă a bulgărilor.

Fig. 5 - Roller / *Tăvălug*

Main technical characteristics of the equipment used for studying the structural analysis are shown in table 1.

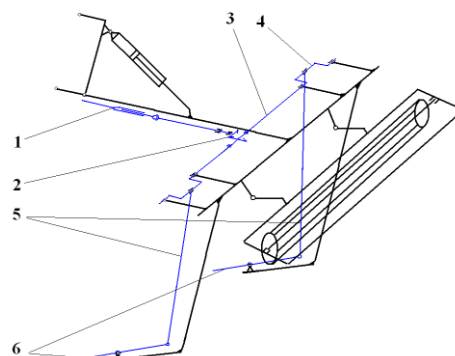
Principalele caracteristici tehnice ale echipamentului tehnic folosit la studiile privind analiza structurală, sunt prezentate în tabelul 1.

Table 1 / *Tabelul 1*

Characteristic / <i>Caracteristica</i>	UM/UM	Value / <i>Valoare</i>
Equipment type / <i>Tipul echipamentului</i>	-	carried / <i>purtat</i>
Tractor power / <i>Puterea tractorului din agregat</i>	kW (HP / <i>CP</i>)	161-176 (220-240)
Number of active parts / <i>Numărul de organe active</i>	pcs/ <i>buc.</i>	2
Type of active parts / <i>Tipul organelor active</i>	-	vibrating / <i>vibratoare</i>
Distance between working parts / <i>Distanța dintre organele active</i>	mm	1900
Diameter of supporting wheels and depth / <i>Diametrul roților de sprijin și adâncime</i>	mm	500
Maximum working depth / <i>Adâncimea maximă de lucru</i>	cm	80
Clearance / <i>Lumina de transport</i>	mm	350
Diameter of teeth roller / <i>Diametrul tăvălugului cu colți</i>	mm	460
Mass / <i>Masa</i>	kg	1290
Overall dimensions / <i>Dimensiunile de gabarit,</i> length / <i>lungimea</i> width / <i>lățimea</i> height / <i>înălțimea</i>	mm	3085 2872 1850

According to kinematic scheme (fig.6), the equipment driving is achieved by the cardan shaft (pos. 1), which receives the movement from the tractor PTO's shaft (at 1000 rot/min) and transmits it to reducing gear box (pos. 2) with two left-right outlets, for acting the two vibrating parts (pos. 6), by means of two axles (pos. 3) of eccentric mechanism (pos. 4) and connecting rod (pos. 5).

Conform schemei cinematice (fig. 6) antrenarea se face cu arborele cardanic (poz. 1) care primește mișcarea de la arborele prizei de putere al tractorului (la turația de 1000 rot./min.) și o transmite la reductorul (poz. 2), cu două ieșiri stânga-dreapta, pentru a permite acționarea celor două organe de lucru vibratoare (poz. 6), prin intermediul a două axe (poz. 3), a mecanismului cu excentric (poz. 4) și a bielei (poz. 5).

Fig. 6 - Kinematic scheme / *Schema cinematică*

Technical equipment coupled to wheeled tractor of 220-240 HP driven from PTO is lowered slowly into soil up to the position at which the wheels are adjusted for ensuring the appropriate working depth position. Due to tractor displacement, the knives cut the soil and achieve its loosening, starting from the maximum depth to soil surface, because of the oscillating movement in vertical plan of knife tips, performed by the driving system with eccentric. Levelling and aggressive breakage of clods is adjusted by the roller with teeth, whose working depth is settled by vertically limiting the oscillating area of two supporting arms with two bolts fixed in the supports mounted on equipment frame.

The technical equipment has been conceived in CAD SolidWorks designing programme, offering wide functional possibilities, such as virtually computer testing (verifying interferences in assemblies, simulation of mechanism operating) and connection between 2D models and 3D models (modifying a drawing dimension is transmitted to 3D model of respective part, but also to assemblies using this part), which allowed to reduce and even eliminate the errors.

For the structural analysis the programme COSMOS has been used, being a performant programme with modern algorithms by means of which are found out the finite elements optimum size and their distribution on geometrical elements.

RESULTS

Taking into account the working depth and working width of the respective part, $a=0.1\text{m}$, $b=0.58\text{m}$, its clearance angle and also the length and width of frontal surface of working part support, $a_1=0.8\text{m}$, $b_1=0.035\text{m}$, the working speed, $v=1.2\text{m/s}$ and considering the resistance coefficient to soil deformation as a maximum value $k=100000\text{N/m}^2$ and soil resistance coefficient to mouldboard $\varepsilon=2000\text{Ns}^2/\text{m}^4$ [5], the following resistance force value on equipment working part resulted:

$$F = (k + \varepsilon \cdot v^2) \cdot (a \cdot b \cdot \sin \alpha + a_1 \cdot b_1) = 5402\text{N} \quad (1)$$

A safety coefficient of 1.2 was applied so that the stress force on the respective part has increased up to $F=6482.4\text{N}$. Thus a double overload has been achieved, as this force applies to the extremity of parts supports. The structural model used at structural analysis is shown in figure 7.

Echipamentul tehnic cuplat la tractorul de 220-240 CP pe roți și acționat de la priza de putere este coborât lent în sol până când roțile de sprijin reglate, în poziția la care se asigură adâncimea de lucru prescrisă, ating solul. Datorită deplasării tractorului, cuțitele produc tăierea solului și totodată afânarea acestuia, începând de la adâncimea maximă către suprafața solului datorită mișcării oscilatorii în plan vertical a vârfurilor cuțitelor, realizată de sistemul de antrenare cu excentric. Nivelarea și mărunțirea agresivă a bulgărilor se realizează de către tăvălugul cu colți a cărui adâncime de lucru se reglează prin limitarea zonei de oscilație în plan vertical a celor două brațe de susținere cu câte două bolțuri fixate în suportii montați pe cadrul echipamentului tehnic.

Pentru conceperea echipamentului tehnic a fost utilizat programul de proiectare CAD SolidWorks care a oferit posibilități funcționale largi, cum ar fi: testarea virtuală pe calculator (verificarea interferențelor în ansambluri, simularea funcționării mecanismelor) și asociativitatea între desenele 2D și modelele 3D (modificarea unei cote pe desen se transmite modelului 3D al piesei, dar și în ansamblurile unde piesa este folosită) care a asigurat reducerea timpului de proiectare și eliminarea erorilor.

Pentru analiza structurală a fost folosit programul COSMOS care este un program performant ce dispune de algoritmi moderni cu ajutorul cărora, în urma analizei elementelor geometrice, detectează atât mărimea optimă a elementului finit, cât și distribuția acestora pe elementele geometrice.

REZULTATE

Ținând seama de adâncimea și lățimea de lucru a organului cu care este echipată echipamentul tehnic, $a=0,1\text{m}$, $b=0,58\text{m}$, de unghiul de așezare al acestuia și de lungimea și lățimea suprafeței frontale a suportului organului de lucru, $a_1=0,8\text{m}$, $b_1=0,035\text{m}$, viteza de lucru, $v=1,2\text{m/s}$, și luând pentru coeficientul de rezistență la deformare al solului o valoare maximă, $k=100000\text{N/m}^2$ și pentru coeficientul de rezistență al solului la aruncarea cormanei, $\varepsilon=2000\text{Ns}^2/\text{m}^4$ [5], a rezultat următoarea valoare a forței de rezistență pe organul de lucru al echipamentului tehnic:

A fost aplicat un coeficient de siguranță de 1,2, astfel încât forța de solicitare pe organ de lucru s-a majorat la $F=6482,4\text{N}$. În acest fel s-a realizat o dublă supraîncărcare întrucât această forță se aplică la extremitatea suporturilor organelor de lucru. Modelul structural folosit la analiza structurală este prezentat în figura 7.

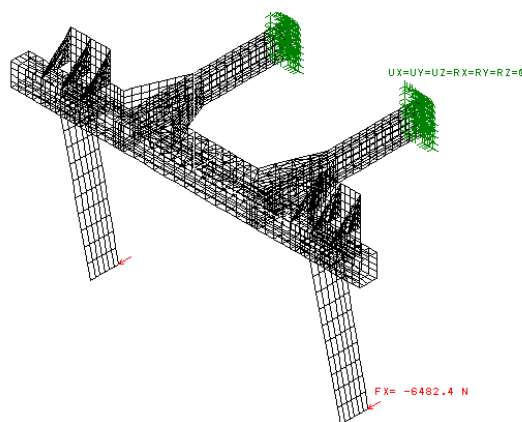


Fig 7 - Structural model of carrying structure / Modelul structural al structurii portante

The material which the beam is made of is OL52, with the following characteristic constants [6]: limit flow stress, $\sigma_c=280\text{MPa}$, limit fatigue stress, $\sigma_R=275\text{MPa}$. According to [7], it results: for a pulsing stress (characteristic for the working regime of tillage

Materialul din care este construită grinda este OL 52, cu următoarele constante caracteristice [6]: tensiunea limită de curgere, $\sigma_c=280\text{MPa}$, tensiunea limită de curgere, $\sigma_R=275\text{MPa}$. În conformitate cu [7], rezultă: pentru o solicitare pulsantă (caracteristică pentru

machines), allowable limit traction stress, $\sigma_{at} = 125 - 160$ MPa, so that for torsion, the allowable limit stress resulted is $\tau_{ar} = 0.6 - 0.65$ of σ_{at} , so, it varies between: $\tau_{ar} = 75 - 104$ MPa.

The static structural analysis performed with the above data of loading and supporting leads to stress state appearing in figure 8.

regimul de lucru al mașinilor de prelucrat solul), tensiunea limită admisibilă la tracțiune, $\sigma_{at} = 125 - 160$ MPa, astfel încât pentru răsucire, tensiunea limită admisibilă rezultantă este, $\tau_{ar} = 0.6 - 0.65$ din σ_{at} , deci variază între limitele: $\tau_{ar} = 75 - 104$ MPa.

Analiza structurală statică efectuată cu datele de încărcare și rezemare de mai sus, conduce la starea de tensiune echivalentă care apare în figura 8.

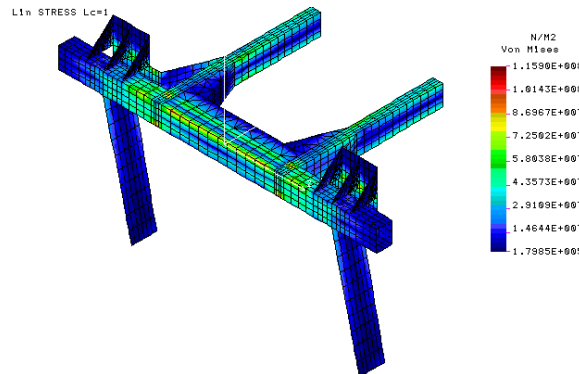


Fig. 8 - Equivalent voltage state (Von Mises) in structure / Starea de tensiune echivalentă (Von Mises) în structură

Detail of most intensively stressed area on the main resistance beam appears in figure 9.

Detaliu a zonei celei mai intens solicitate de pe grinda principală de rezistență apare în figura 9.

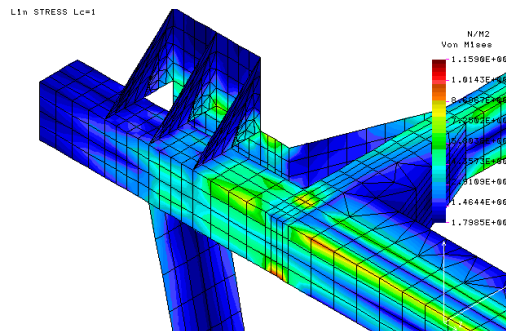


Fig. 9 - The most intensively stressed area on the main resistance beam / Zona cea mai intens solicitată de pe grinda de rezistență

The colored map of state of stress has shown that the structure maximum value is reached when working part support frontally joints the frontal plate to be fixed on the beam, $\sigma_e = 116$ MPa.

Harta color ale stării de tensiune echivalentă arată că valoarea maximă a structurii se atinge la îmbinarea frontală dintre suportul organului de lucru și placa frontală de fixare pe grindă, $\sigma_e = 116$ MPa.

The maximum value of equivalent stress on resistance beam frames is $\sigma_e = 99$ MPa, value framing in the the interval to which the limit torsion stress belongs in pulsating regime for the material which the structure is made of (OL 50). Therefore, for the force applied on working part, calculated in (1), the structure was well sized.

Valoarea maximă a tensiunii echivalente pe grinda de rezistență este $\sigma_e = 99$ MPa, valoare care se încadrează în intervalul de apartenență a tensiunii limită la răsucire în regim pulsatoriu pentru materialul din care este construită structura (OL 50). Prin urmare, pentru forța solicitantă pe organul de lucru, calculată în (1), structura a fost bine dimensionată.

In order to determine the values of reactions to critical strains in resistance structure, the structural model shown in figure 10 was used. All the supporting systems are pure joints, only the translations on the three axes being stopped.

Pentru a determina valorile reacțiunilor la atingerea solicitării critice în structura de rezistență a echipamentului tehnic, s-a folosit modelul structural care este prezentat în figura 10. Toate rezemările sunt de tip articulație pură, blocate fiind numai translațiile pe cele trei axe și nici o rotație.

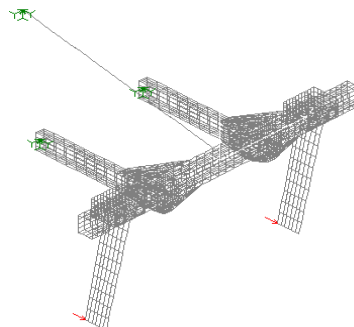


Fig. 10 – Structural model used in structural analysis for critical stress / Modelul structural folosit la analiza structurală pentru solicitări critice

The structural model was subjected to tests step by step unbalanced on the two working parts, so that the sum of the two forces applying on the foot of working parts should be steady, equal to 28288 N, namely the maximum traction available for an adhesion coefficient of 0.6. The manner in which the structure is loaded is shown in fig. 11.

Modelul structural a fost supus încărcărilor treptat dezechilibrate pe cele două organe de lucru, astfel încât suma celor două forțe care se aplică la baza organelor de lucru să fie constantă, egală cu 28288 N, adică tracțiunea maximă disponibilă la un coeficient de aderență cu valoarea de 0,6. În figura 11 este prezentat modul de încărcare al structurii.

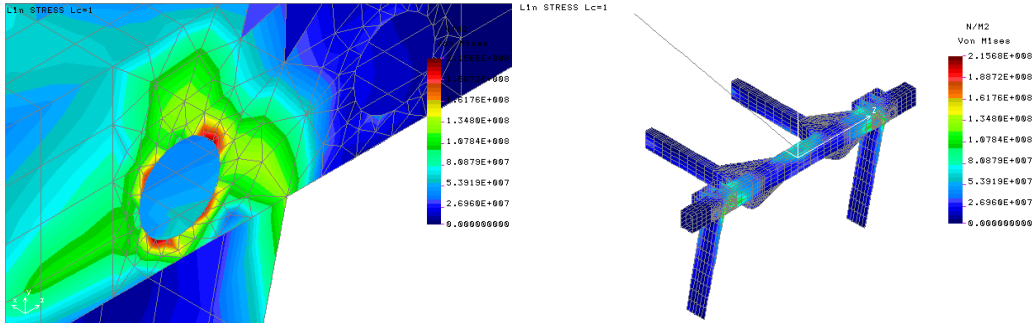


Fig. 11 – Distribution of equivalent stress applied to resistance structure for uniform strain (14100 N/working part) / Distribuția tensiunii echivalente în structura de rezistență pentru solicitarea uniformă (14100 N/organ de lucru)

In figure 12, for the same case of uniform stress is shown the distribution of maximum tangential component of strain tensor Cauchy. There was found that its maximum value of 86.7 MPa is under the allowable limit of beam material, namely 89.5 MPa and that the value of equivalent maximum strain in the area next to internal holes attaching the knives is approx. 216 MPa, so too far in comparison with deformability value(280 MPa).

În figura 12, pentru același caz al solicitării uniforme, este prezentată distribuția în structură a componentei tangențiale maxime a tensorului tensiune Cauchy. S-a putut observa că valoarea maximă a acesteia, 86,7 MPa, este situată sub limita admisibilă a materialului din care este construită grinda, 89,5 MPa și că valoarea tensiunii echivalente maxime în zona din vecinătatea găurilor interioare de prindere a cuțitelor, aceasta este de aproximativ 216 MPa, departe de valoarea de plastificare (280 MPa).

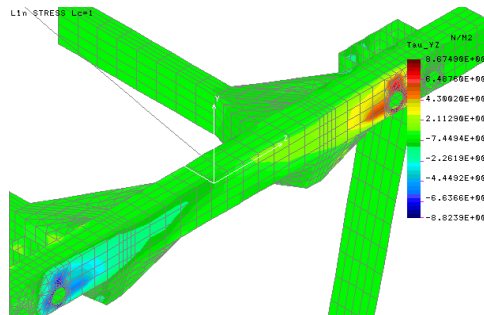


Fig. 12 - Distribution of maximum tangential component of strain tensor, τ_{yz} when uniform stress is applied on the two working parts (14100N/working part) / Distribuția componentei tangențiale maxime a tensorului tensiune, τ_{yz} , în cazul solicitării uniforme pe cele două organe de lucru (14100 N/organ de lucru)

When simulating a relatively small unbalance (14550 on right working part and 13650 on left working part) has been found (fig. 13) the value of allowable limit torsion stress for main beam material in the area of holes attaching the knives.

În cazul simulării unui dezechilibru relativ mic (14550 N pe organul de lucru din dreapta și 13650 N pe organul de lucru din stânga) s-a putut observa (fig. 13) valoarea tensiunii limită admisibilă la torsiune, pentru materialul din care este construită grinda principală, în zona găurilor de prindere a cuțitelor.

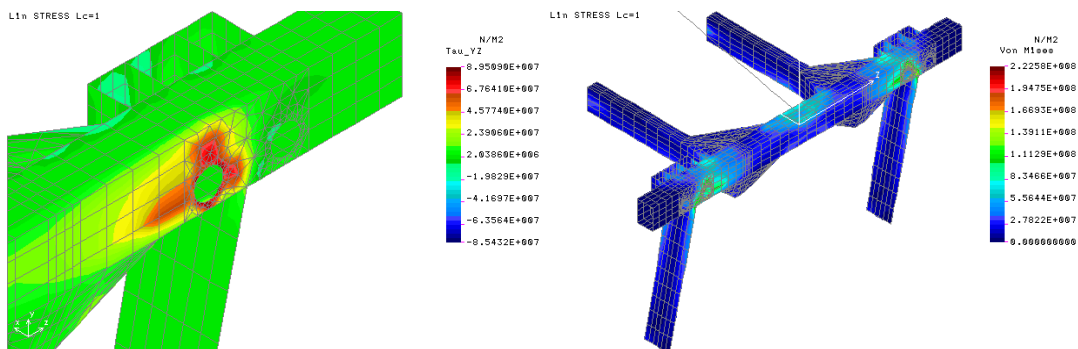


Fig. 13 - Distribution of strain on structure stressed ununiformly (14550 N on right working part towards the movement direction and 13650 N on left part)-on left the maximum tangential stress, on right the equivalent stress / Distribuția tensiunii în structura solicitată neuniform (14550 N pe organul de lucru din dreapta, în sensul de înaintare și 13650 N pe organul de lucru din stânga) – în stânga tensiunea tangențială maximă, în dreapta tensiunea echivalentă

When an other unbalanced stress is simulated (18301 N on right part and 9899 N on left part), it has been found the distribution of equivalent stress in structure and next to the knives holes (fig. 14).

In this case the maximum value of equivalent stress has been reached at the frontier of internal hole and was slightly over 280 MPa, which is the limit of flow stress of main beam material.

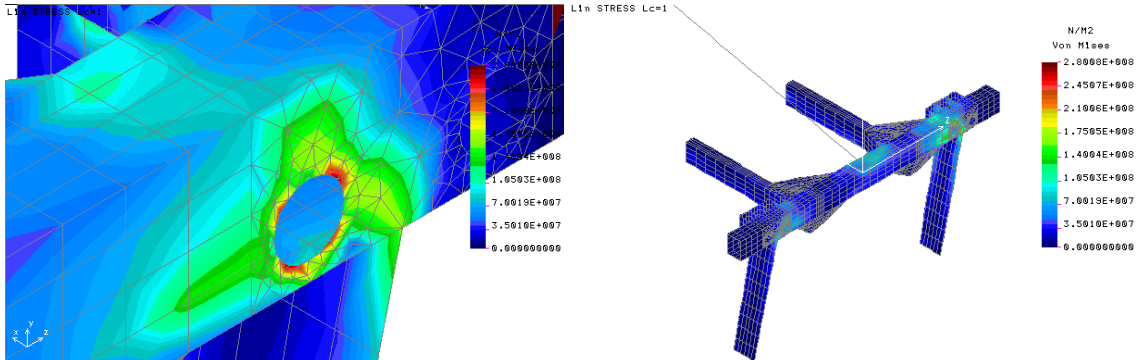


Fig. 14 - Distribution of structure equivalent stress when there is unsteady strain, with 18301 N on right part and 9899 N on left part / Distribuția tensiunii echivalente în structură în cazul solicitării neuniforme, cu forța de 18301 N pe organul de lucru din dreapta și cu 9899 N pe organul de lucru din stânga

At the same time, the distribution of maximum tangential component of Cauchy tensor stress could be represented (fig. 15). The maximum value of this stress of 112 MPa was situated over the maximum limit of 104 MPa of torsion stress allowable for main resistance beam material.

În cazul simulării unui alt dezechilibru de solicitare (18301 N pe organul de lucru din dreapta și 9899 N pe organul de lucru din stânga), s-a putut observa distribuția tensiunii echivalente în structură și în vecinătatea găurilor de prindere a cuțitelor (fig. 14).

În acest caz valoarea maximă a tensiunii echivalente s-a atins pe frontiera găurii interioare și a avut o valoare ușor peste 280 MPa care este limita tensiunii de curgere a materialului din care este construită grinda principală a cadrului echipamentului tehnic.

Totodată a putut fi reprezentată și distribuția componentei tangențiale maxime a tensorului tensiune al lui Cauchy (fig. 15). S-a putut observa că valoarea maximă a acestei tensiuni, de 112 MPa, a fost situată peste limita maximă, de 104 MPa, a intervalului tensiunii admisibile la torsiune pentru materialul grinzii principale de rezistență.

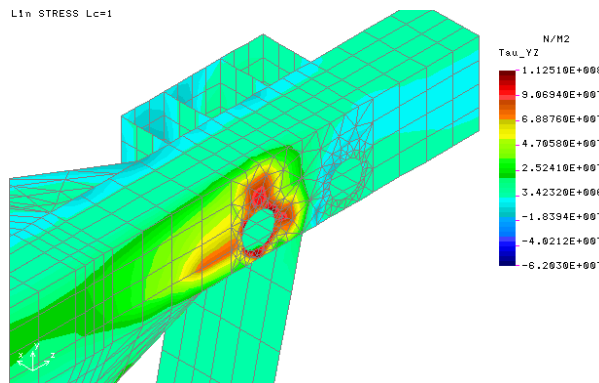


Fig. 15 - Distribution of structure maximum tangential stress in case of unsteady strain, with 18301N on right working part and 9899N on left working part / Distribuția tensiunii tangențiale maxime în structură în cazul solicitării neuniforme, cu forța de 18301 N pe organul de lucru din dreapta și cu 9899 N pe organul de lucru din stânga

CONCLUSIONS

Following the structural analysis performed and taking into account the working conditions, the material of which the beam is made of and the stressing force calculated on working part, it has been found that the main resistance structure of technical equipment is well sized;

After having performed a gradual stress disequilibrium of structural model, diagrams of reactions variations in knives coupling points have been established depending on the lack of balance value, where the amount of forces applied on the two parts is constant and equals to 28200N;

These diagrams have allowed to correctly size the main resistance structure of technical equipment so that the frame irreversible deformation could be avoided even during the design stage.

REFERENCES

[1]. Heuer H., Tomanova O., Koch H.J., Mäländer B. (2008) - *Subsoil properties and cereal growth as affected by*

CONCLUZII

Prin analiza structurală efectuată s-a constatat că, ținând cont de condițiile de lucru date, materialul din care este construită și forța solicitantă calculată pe organul de lucru, structura principală de rezistență a echipamentului tehnic este bine dimensionată;

În urma simulării în trepte a dezechilibrului de solicitare a modelului structural au fost întocmite diagrame ale variației reacțiunilor în punctele de cuplare a cuțitelor funcție de valoarea dezechilibrului, atunci când suma forțelor aplicate celor două organe de lucru este constantă și egală cu 28200 N;

Aceste diagrame au permis dimensionarea corectă a structurii principale de rezistență a echipamentului tehnic astfel încât s-a putut evita încă din faza de proiectare deformarea ireversibilă a cadrului.

BIBLIOGRAFIE

[1]. Heuer H., Tomanova O., Koch H.J., Mäländer B. (2008) – *Proprietățile subsolului și creșterea cerealelor*

a single pass of heavy machinery and two tillage systems on a Luvisol, Journal of Plant Nutrition and Soil Science, 171, pp. 580-590;

[2]. Setiawan S. and Setiawan R. (2010) - *Analytical study of self-excited vibration on single degree of freedom vibratory-tillage*, ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences, vol. 5, no. 6, June, pg. 61-66, ISSN 1819-6608;

[3]. Căpățină I. (2010) – *Researches regarding the improving of equipment and working parts for deep loosening*, Ph.D thesis, Transylvania University, Brasov, Romania;

[4]. Balaci C. (1998) – *Contributions to study of active parts for soil deep loosening*, Ph.D Thesis, ACADEMY OF AGRICULTURAL AND FORESTRY SCIENCES “Gheorghe Ionescu-Șișești”, Bucharest, Romania;

[5]. Letoșnev M.N. (1959) – *Agricultural Machines*, Agro-forestry Publishing House, Bucharest;

[6] Buzdugan Gh. (1980) – *Material resistance*, Technical Publishing House, Bucharest;

[7] Cârdei P., Muraru V., Cârdei R. (1995) – *Structural analysis of main elements, parts and implements, used in agricultural machinery manufacturing INMA-MCT*.

asa cum este ea afectata de o singura trecere a masinilor grele, Revista de nutritie a plantelor si stiinta solului, 171, pag. 580-590;

[2]. Setiawan S. and Setiawan R. (2010) – *Studiu analitic privind vibratia auto-indusa asupra unui sistem vibrator de lucrat solul cu un singur nivel de libertate*, ARPJ Revista de Inginerie si Stiinte Aplicate, vol. 5, no. 6, june, pag. 61-66, ISSN 1819-6608;

[3]. Căpățină I. (2010) - *Cercetări privind perfecționarea echipamentelor și organelor de lucru pentru afânarea adâncă*, Teză de doctorat, Universitatea Transilvania din Brașov, Brașov, Romania;

[4]. Balaci C. (1998) - *Contribuții la studiul organelor active pentru lucrările de afânare adâncă a solului*, In: Teză de doctorat, ACADEMIA DE ȘTIINȚE AGRICOLE ȘI SILVICE “Gheorghe Ionescu-Șișești”, București, România;

[5]. Letoșnev M.N. (1959) - *Mașini agricole*, Editura Agro-silvică de stat, București;

[6] Buzdugan Gh. (1980) - *Rezistența materialelor*, Editura Tehnică, București;

[7] Cârdei P., Muraru V., Cârdei R. (1995) - *Analiza structurală a principalelor elemente, piese și organe de mașini, utilizate în construcția de mașini agricole*, contract INMA – MCT.