

KINEMATIC ANALYSIS OF THE DRIVING MECHANISM OF ECCENTRIC SEPARATOR AS A COMPONENT PART OF MACHINE OF HARVESTING MISCANTHUS RHIZOMES

ANALIZA CINEMATICĂ A MECANISMULUI DE ACTIONARE A SEPARATORULUI CU EXCENTRIC AFLAT IN COMPONENTA ECHIPAMENTULUI TEHNIC DE RECOLTARE A RIZOMILOR DE MISCANTHUS

Ph.D. Stud. Eng. Sorică E.¹⁾, Prof. Ph.D. Eng. Pirnă I.¹⁾, Ph.D. Eng. Sorică C.¹⁾, Prof. Ph.D. Eng. David L.²⁾

¹⁾ INMA Bucharest / Romania; ²⁾ Politehnica University of Bucharest / Romania

Tel: 0722 / 487.889; E-mail: postelnicu.elena@yahoo.com

Abstract: The paper presents the kinematic analysis of mechanism which drives the eccentric separator comprised by the technical equipment of harvesting Miscanthus rhizomes, where the positions, speed and accelerations of component elements, are determined.

The kinematic analysis of the mechanism which drives the eccentric separator allows to identify the functional and constructive parameters which have to be operated for improving the mechanism structure and performance.

Keywords: kinematic analysis, numerical study, eccentric separator, optimization, functional and constructive parameters

INTRODUCTION

Within the crop technology of Miscanthus energetic plant, rhizomes harvesting represents one of the most important operations, which greatly influences the quality of seeds, necessary to establish a new crop.

Majority of technical equipment for harvesting the root vegetables generally, comprises extracting working parts and separating working parts. In case of technical equipment with fix inclined blade-type extracting working parts, the harvesting quality is mainly influenced by the separating parts.

Therefore, knowing the kinematic parameters of these separating parts, represents an objective necessary to be fulfilled for constructively and functionally optimize the respective equipment.

The technical equipment for harvesting Miscanthus rhizomes (fig. 1) comprises a separator with eccentric driven by a quadrilateral mechanism formed of handle, connecting rod and balance lever, represented by separator's rods.

Eccentric separator (fig. 2) is designed to clean by shaking and transport the extracted Miscanthus rhizomes towards the machine rear part. The machine comprises two oscillating grates which take over the soil dislocated mass together with the rhizomes and an oscillating mechanism with eccentric which performs an optimum vibratory effect so that the soil detaches from rhizomes and falls between the grate rods.

Rezumat: Lucrarea prezintă analiza cinematică a mecanismului de acționare a separatorului cu excentric aflat în componenta echipamentului tehnic de recoltare a rizomilor de Miscanthus, în care sunt determinate pozițiile, vitezele și accelerațiile elementelor componente.

Analiza cinematică a mecanismului de acționare a separatorului cu excentric permite identificarea parametrilor funcționali și constructivi asupra cărora să se acționeze în scopul optimizării construcției și funcționării acestuia.

Cuvinte cheie: analiză cinematică, studiu numeric, separator cu excentric, optimizare, parametrii funcționali și constructivi

INTRODUCERE

În cadrul tehnologiei de cultura a plantei energetice Miscanthus, recoltarea rizomilor reprezintă una din cele mai importante operații [1], [2], [3], [5], [6], [7], [9] cu influența majoră asupra calității materialului săditor, necesar înființării unei noi culturi.

Majoritatea echipamentelor tehnice de recolat radacinoase, în general, au în componenta organe de dislocat și organe de separat. În cazul echipamentelor tehnice cu organe de dislocat de tip lama înclinată fixă, calitatea lucrării de recoltare este influențată preponderent de organele de separare.

În acest context, cunoașterea parametrilor cinematici ai acestor tipuri de organe de separare, reprezintă un obiectiv necesar a fi îndeplinit în scopul optimizării constructive și funcționale a echipamentelor respective.

Echipamentul tehnic de recoltare a rizomilor de Miscanthus (fig. 1) are în componenta un separator cu excentric acționat prin intermediul unui mecanism patrulater format din manivela, biela și balansier, reprezentat de vergelele separatorului.

Separatorul cu excentric (fig. 2) este destinat pentru curățirea de pământ, prin scuturare și transport a rizomilor de Miscanthus dislocați, spre spatele mașinii. Acesta are în componență două grătare oscilante care preiau masa de sol dislocată împreună cu rizomii și un mecanism oscilant cu excentric care realizează un efect vibrator optim astfel încât solul să se desprindă de rizomi și să cadă pe sol printre vergelele grătarului.



Fig. 1 - Equipment for harvesting Miscanthus rhizomes, ERM

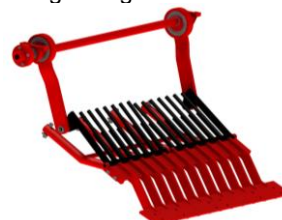


Fig. 2 - Eccentric separator

MATERIALS AND METHODS

Mechanism of driving the eccentric separator as a component of technical equipment for Miscanthus rhizomes harvesting, is a quadrilateral mechanism (fig. 3) made of handle 1, rod 2, balance lever 3 and four rotation couplings (R).

MATERIALE ȘI METODE

Mecanismul de acționare a separatorului cu excentric, parte componenta a echipamentului tehnic de recoltat rizomi de Miscanthus, este un mecanism patrulater (fig. 3) compus din: manivela 1, biela 2, balansierul 3 și patru cuple de rotație (R).

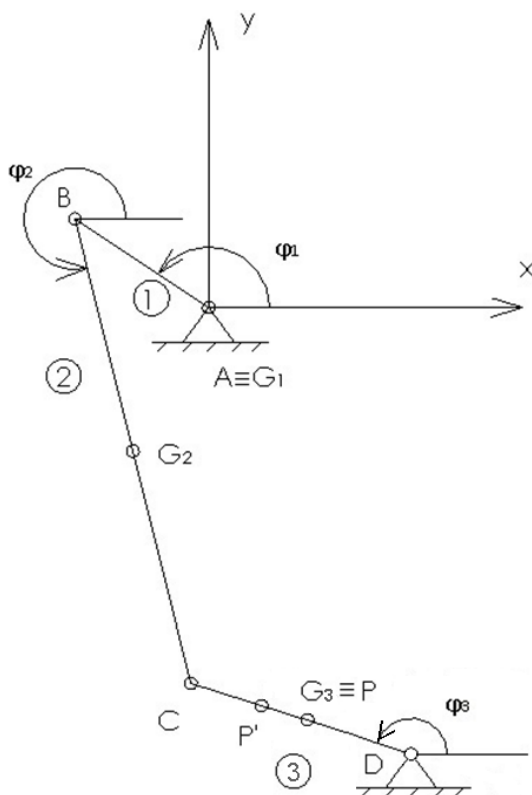


Fig. 3 - Scheme of quadrilateral mechanism which drives the eccentric separator

Point B coordinates are:

Coordonatele punctului B sunt:

$$\begin{cases} x_b = AB \cdot \cos \varphi_1 \\ y_b = AB \cdot \sin \varphi_1 \end{cases} \quad (1)$$

Speed and accelerations of point B are obtained by differentiation related to time

Vitezele și accelerațiile punctelor B se obțin prin derivarea în raport cu timpul:

$$\begin{cases} v_{bx} = -AB \cdot \omega_1 \cdot \sin \varphi_1 \\ v_{by} = AB \cdot \omega_1 \cdot \cos \varphi_1 \\ a_{bx} = -AB \cdot \omega_1^2 \cdot \cos \varphi_1 \\ a_{by} = -AB \cdot \omega_1^2 \cdot \sin \varphi_1 \end{cases} \quad (2)$$

For 3R modular group made of connecting rod 2, balance lever 3 and rotation couplings B,C and D, it can be written:

Pentru grupa modular 3R formată din bielă 2, balansierul 3 și cuplele de rotație B, C și D se poate scrie:

$$\overline{AB} + \overline{BC} = \overline{AD} + \overline{DC} \quad (3)$$

We are designing this vector equation on coordinates axes and obtain the equation system:

Proiectăm această ecuație vectorială pe axele de coordonate și obținem sistemul de ecuații:

$$\begin{cases} BC \cdot \cos \phi_2 - CD \cdot \cos \phi_3 - (x_d - x_b) = 0 \\ BC \cdot \sin \phi_2 - CD \cdot \sin \phi_3 - (y_d - y_b) = 0 \end{cases} \quad (4)$$

Linear equation system, in unknown φ_2 și φ_3 , can be solved by eliminating the φ_3 angle between the two equations of non linear system:

Sistemul de ecuații liniare, în necunoscutele φ_2 și φ_3 , se pot rezolva prin eliminarea unghiului φ_3 între cele două ecuații ale sistemului neliniar:

$$\begin{cases} BC \cdot \cos \phi_2 - (x_d - x_b) = CD \cdot \cos \phi_3 \\ BC \cdot \sin \phi_2 - (y_d - y_b) = CD \cdot \sin \phi_3 \end{cases} \quad (5)$$

The following notations are made

Se fac următoarele notații:

$$\begin{cases} k = x_d - x_b \\ h = y_d - y_b \end{cases} \quad (6)$$

The equation system will be:

Sistemul de ecuații va fi:

$$\begin{cases} BC \cdot \cos \phi_2 - k = CD \cdot \cos \phi_3 \\ BC \cdot \sin \phi_2 - h = CD \cdot \sin \phi_3 \end{cases} \quad (7)$$

We are raising to square the two equations:

Ridicăm la pătrat cele două ecuații:

$$\begin{cases} BC^2 \cdot \cos^2 \phi_2 + k^2 - 2 \cdot BC \cdot k \cdot \cos \phi_2 = CD^2 \cdot \cos^2 \phi_3 \\ BC^2 \cdot \sin^2 \phi_2 + h^2 - 2 \cdot BC \cdot h \cdot \sin \phi_2 = CD^2 \cdot \sin^2 \phi_3 \end{cases} \quad (8)$$

We are summing up the two equations and obtain:

Adunăm cele două ecuații și obținem:

$$BC^2 + k^2 + h^2 - 2 \cdot BC \cdot k \cdot \cos \phi_2 - 2 \cdot BC \cdot h \cdot \sin \phi_2 = CD^2 \quad (9)$$

The following notations are made:

Se fac următoarele notații:

$$\begin{cases} a = 2 \cdot BC \cdot k \\ b = 2 \cdot BC \cdot h \\ c = BC^2 - CD^2 + k^2 + h^2 \end{cases} \quad (10)$$

The circular function equation is obtained:

Se obțin ecuația trigonometrică:

$$b \cdot \sin \varphi_2 + a \cdot \cos \varphi_2 + c = 0 \quad (11)$$

Solution of circular function equation is

Soluția ecuației trigonometrice este:

$$\begin{cases} \sin \varphi_2 = \frac{b \cdot c - a \sqrt{a^2 + b^2 - c^2}}{a^2 + b^2} \\ \cos \varphi_2 = \frac{a \cdot c + b \sqrt{a^2 + b^2 - c^2}}{a^2 + b^2} \\ \sin \varphi_3 = \frac{BC \cdot \sin \varphi_2 - h}{CD} \\ \cos \varphi_3 = \frac{BC \cdot \cos \varphi_2 - k}{CD} \end{cases} \quad (12)$$

Rotation angles of connecting rod and balance lever are

Unghiurile de rotație ale bielei și balansierului sunt:

$$tg \varphi_2 = \frac{\sin \varphi_2}{\cos \varphi_2} \quad \varphi_2 = \arctg(\varphi_2) \quad (13)$$

$$tg \varphi_3 = \frac{\sin \varphi_3}{\cos \varphi_3} \quad \varphi_3 = \arctg(\varphi_3) \quad (14)$$

For determining the angular speed of rod and balance lever, the equation system is derived from relation (4) in relation with time:

Pentru determinarea vitezelor unghiulare a bielei și balansierului se derivează sistemul de ecuații din relația (4) în raport cu timpul:

$$\begin{cases} -BC \cdot \dot{\varphi}_2 \cdot \sin \varphi_2 + CD \cdot \dot{\varphi}_3 \sin \varphi_3 = \dot{k} \\ BC \cdot \dot{\varphi}_2 \cdot \cos \varphi_2 - CD \cdot \dot{\varphi}_3 \cos \varphi_3 = \dot{h} \end{cases} \quad (15)$$

Where:

unde:

$$\begin{cases} \dot{k} = \dot{x}_d - \dot{x}_b \\ \dot{h} = \dot{y}_d - \dot{y}_b \end{cases} \quad (16)$$

Matrix of unknowns coefficients is

Matricea coeficienților necunoscutelor este:

$$\omega = \begin{vmatrix} -BC \cdot \sin \varphi_2 & CD \cdot \sin \varphi_3 \\ BC \cdot \cos \varphi_2 & -CD \cdot \cos \varphi_3 \end{vmatrix} \quad (17)$$

The equations system (15) in unknowns $\dot{\varphi}_2$ și $\dot{\varphi}_3$, is solved by means of inverse matrix method and we obtain:Sistemul de ecuații (15) în necunoscutele $\dot{\varphi}_2$ și $\dot{\varphi}_3$, se rezolvă folosind metoda matriei inverse și se obține:

$$\begin{vmatrix} \dot{\varphi}_2 \\ \dot{\varphi}_3 \end{vmatrix} = w^{-1} \begin{vmatrix} \dot{k} \\ \dot{h} \end{vmatrix} \quad (18)$$

For determining the angular accelerations, the equations (15) are derived in relation with time and we obtain:

Pentru determinarea accelerațiilor unghiulare se derivează în raport cu timpul ecuațiile (15) și se obține:

$$\begin{cases} -BC \cdot \ddot{\varphi}_2 \cdot \sin \varphi_2 - BC \cdot \dot{\varphi}_2^2 \cos \varphi_2 + CD \cdot \ddot{\varphi}_3 \sin \varphi_3 + CD \cdot \dot{\varphi}_3^2 \cos \varphi_3 = \ddot{k} \\ BC \cdot \ddot{\varphi}_2 \cdot \cos \varphi_2 - BC \cdot \dot{\varphi}_2^2 \sin \varphi_2 - CD \cdot \ddot{\varphi}_3 \sin \varphi_3 + CD \cdot \dot{\varphi}_3^2 \sin \varphi_3 = \ddot{h} \end{cases} \quad (19)$$

Where:

unde:

$$\begin{cases} \ddot{k} = \ddot{x}_d - \ddot{x}_b \\ \ddot{h} = \ddot{y}_d - \ddot{y}_b \end{cases} \quad (20)$$

The following notations are made :

Se fac următoarele notații:

$$\begin{cases} A_1 = \ddot{k} + BC \cdot \dot{\varphi}_2^2 - CD \cdot \dot{\varphi}_3^2 \cos \varphi_3 \\ A_2 = \ddot{h} + BC \cdot \dot{\varphi}_2^2 \sin \varphi_2 - CD \cdot \dot{\varphi}_3^2 \sin \varphi_3 \end{cases} \quad (21)$$

System of equations (19) becomes:

Sistemul de ecuații (19) devine:

$$\begin{cases} -BC \cdot \sin \varphi_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 + CD \cdot \sin \varphi_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 = A_1 \\ BC \cdot \cos \varphi_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 - CD \cdot \cos \varphi_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 = A_2 \end{cases} \quad (22)$$

System of linear equations in unknowns $\ddot{\varphi}_2$ and $\ddot{\varphi}_3$ is solved by inverse matrix method:Sistemul de ecuații liniare în necunoscutele $\ddot{\varphi}_2$ și $\ddot{\varphi}_3$ se rezolvă cu metoda matriei inverse:

$$\begin{vmatrix} \ddot{\varphi}_2 \\ \ddot{\varphi}_3 \end{vmatrix} = w^{-1} \begin{vmatrix} A_1 \\ A_2 \end{vmatrix} \quad (23)$$

For C rotating torque, the position, velocity and angular speed are determined with relations:

Pentru cupla de rotație C se determină poziția, viteza și accelerația unghiulară cu relațiile:

$$\left\{ \begin{array}{l} x_c = x_d + CD \cdot \cos \varphi_3 \\ y_c = y_d + CD \cdot \sin \varphi_3 \\ v_{cx} = -CD \cdot \dot{\varphi}_3 \cdot \sin \varphi_3 \\ v_{cy} = CD \cdot \dot{\varphi}_3 \cdot \cos \varphi_3 \\ a_{cx} = -CD \cdot \dot{\varphi}_3^2 \cdot \cos \varphi_3 - CD \cdot \ddot{\varphi}_3 \cdot \sin \varphi_3 \\ a_{cy} = -CD \cdot \dot{\varphi}_3^2 \cdot \sin \varphi_3 + CD \cdot \ddot{\varphi}_3 \cdot \cos \varphi_3 \end{array} \right. \quad (24)$$

RESULTS

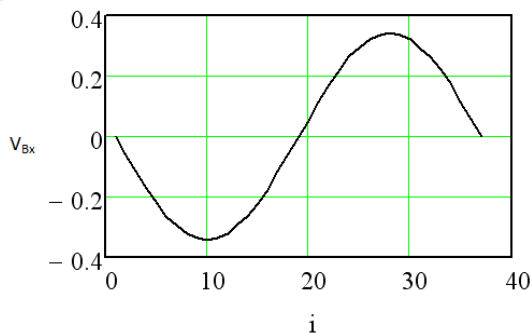
Kinematic analysis is based on a series of values considered constant, representing the actual dimensions of the handle, connecting rod, balance lever, respectively A and D rotating torque positions. Considering the origin of the coordinate system XAY in point A, we will have the following constants:

AB=0.013 m;
BC=0.456 m;
CD=0.329 m;
 $X_d=0.135$ m;
 $Y_d=-0.43$ m.

Kinematic analysis for the quadrilateral mechanism was performed using a program developed in MathCad 14.

In order to limit the data volume that would result by calculating the kinematic parameters in each crank position (0...360°) were considered 37 intermediate positions, in which position 1 and 37 are equivalent and correspond to 0 respectively 360°. Therefore, it will be determined the kinematic parameters in these intermediate points while kinematic analysis will be achieved by reference to the mentioned positions.

The AB handle separator of the acting mechanism is driven by hydraulic engine coupled to the tractor hydraulic system. For numerical simulation using the mentioned computer program, was considered an average hydraulic motor shaft speed of 250 rot/min. The variation of velocity components of point B on the axis of coordinates depending on the angle of rotation φ_1 (crank position) is shown in Figure 4.



REZULTATE

Analiza cinematica are la baza o serie de valori considerate constante, reprezentand dimensiunile reale ale manivelei, bielei, balansierului, respectiv pozitiile cuplelor de rotatie A si D. Considerand originea sistemului de coordonate XAY in punctul A, vom avea urmatoarele constante:

AB=0,013 m;
BC=0,456 m;
CD=0,329 m;
 $X_d=0,135$ m;
 $Y_d=-0,43$ m.

Analiza cinematica a mecanismului patrulater s-a efectuat cu ajutorul unui program realizat in MathCad 14.

Pentru a limita volumul de date care ar fi rezultat prin calcularea parametrilor cinematici in fiecare pozitie a manivelei (0...360°), s-au considerat 37 de pozitii intermediare, in care pozitia 1 si 37 sunt echivalente si corespund valorii de 0 respectiv 360°. Ca urmare, se vor determina parametrii cinematici in aceste puncte intermediare iar analiza cinematica se va realiza prin raportare la pozitiile amintite.

Manivela AB a mecanismului de acționare a separatorului este acționată prin intermediul motorului hidraulic cuplat la instalatia hidraulica a tractorului. Pentru simularea numerica utilizand programul de calcul amintit, s-a considerat o valoare medie a turatiei la axul motorului hidraulic de 250 rot/min. Variația componentelor vitezei punctului B pe axele de coordonate în funcție de unghiul de rotație φ_1 (poziția manivelei) este prezentat în figura 4.

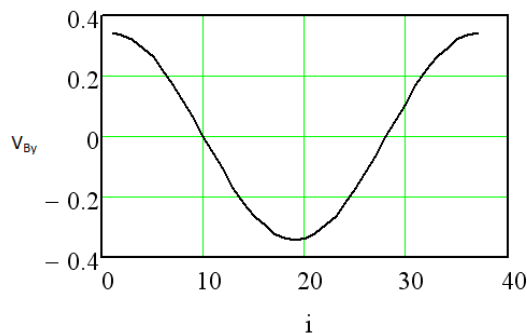


Fig. 4 - Variation of component velocity at point B

Absolute velocity of point B has a value of 0.340 m/s.

The connecting rod BC rotates with angle φ_2 . Changes in the rotating angle of the connecting rod on the crank position shown in Figure 5.

Viteza absoluta a punctului B are valoarea 0.340 m/s.

Biele BC se rotește cu unghiul φ_2 . Variația unghiului de rotație a bielei în funcție de poziția manivelei este prezentată în figură 5.

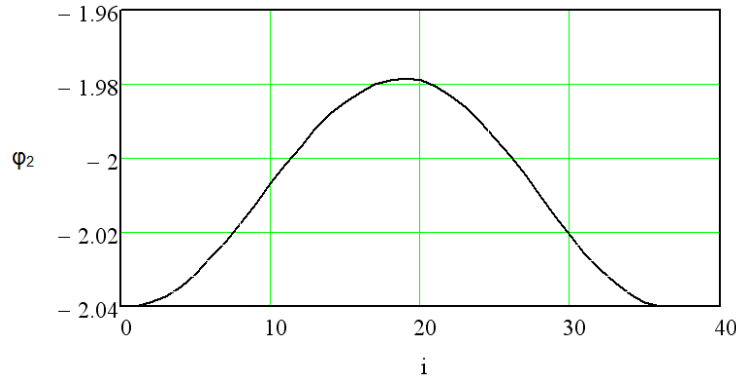


Fig. 5 - Variation of the rod BC rotating angle

Maximum value of rotating angle $\varphi_2 = -1.978$ rad is obtained for the position $i = 19$ (rotation of the crank with $\varphi_1 = 3.142$ rad) when the crank is in the horizontal position at 180 degrees. The minimum value of the angle of rotation of the rod $\varphi_2 = -2.04$ rad corresponds to position 1 or 37 (crank rotation with $\varphi_1 = 0$ rad or 6.283 rad) when the crank is in the horizontal position at 0 or 360 degrees. Changes in the angular velocity of the rod ω_2 and ε_2 angular acceleration of the rod are shown in Figure 6.

Valoarea maximă a unghiului de rotație $\varphi_2 = -1.978$ rad se obține pentru poziția $i=19$ (rotația manivelei cu $\varphi_1 = 3.142$ rad) atunci când manivela se află în poziția orizontală, la 180 grade. Valoarea minimă a unghiului de rotație a bielei $\varphi_2 = -2.04$ rad corespunde poziție 1 sau 37 (rotația manivelei cu $\varphi_1 = 0$ rad sau 6.283 rad) atunci când manivela se află în poziția orizontală, la 0 sau 360 grade. Variația vitezei unghiulare a bielei ω_2 și accelerației unghiulare ε_2 a bielei este prezentată în figura 6.

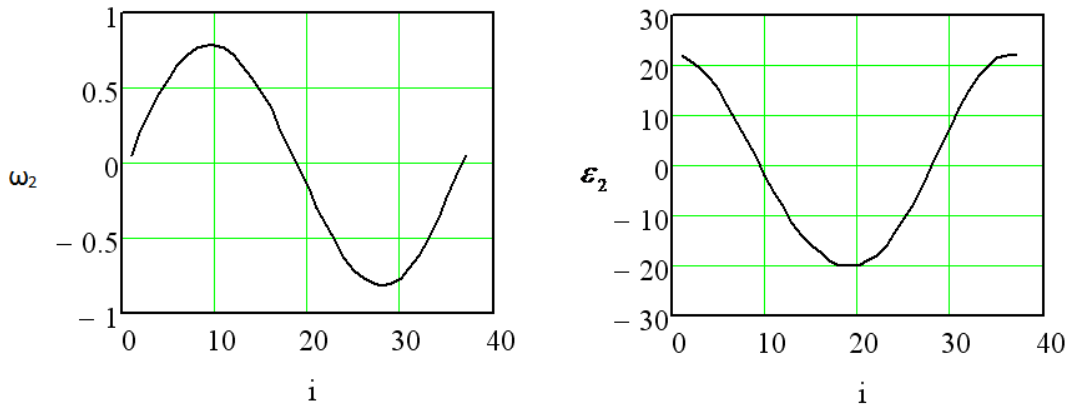


Fig. 6 - Variation of rod angular velocity and acceleration / Variației vitezei și accelerației unghiulare a bielei

Figure 7 shows the variation in the speed component of point C of on axes of the connecting rods and the speed variation point C in Figure 8 depending on the position of the crank.

În figură 7 se prezintă variația componentelor vitezei punctului C al bielei pe axele de coordonate iar în figură 8 variația vitezei punctului C în funcție de poziția manivelei.

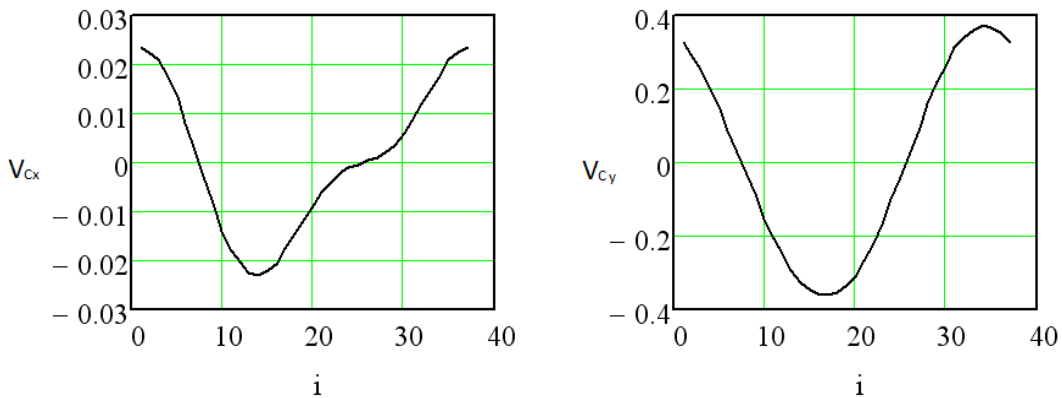


Fig. 7 - Variation of velocity components of point C

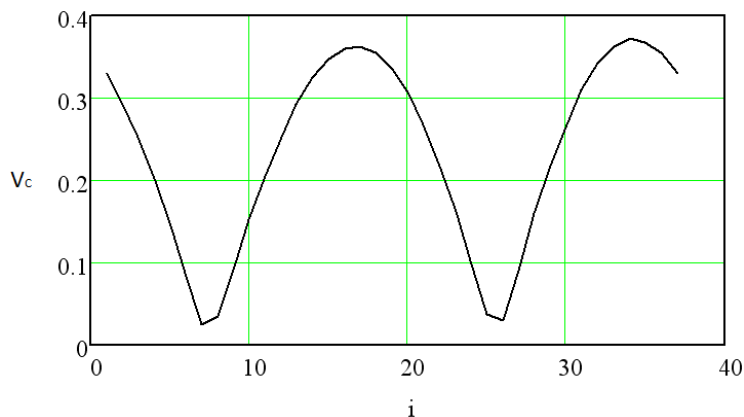


Fig. 8 - Variation of absolute velocity of point C

It is observed that the extreme positions of point C correspond to position $i = 7$ and $i = 34$ of the crank, speed of point C having the minimum $v_c = 0.026 \text{ m / s}$ and maximum $v_c = 0.372 \text{ m / s}$

Se observă că pozițiile extreme ale punctului C corespund pozițiilor $i = 7$ și $i = 34$ ale manivelei, viteza punctului C având valoarea minimă $v_c = 0.026 \text{ m/s}$ respectiv maximă $v_c = 0.372 \text{ m/s}$.

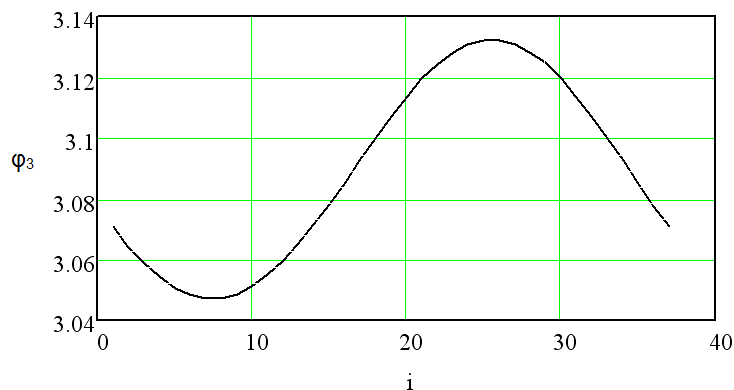


Fig. 9 - Variation in the rotating angle of balance wheel

Maximum rotation angle value is $\varphi_3 = 3.132 \text{ rad}$, the minimum value $\varphi_3 = 3.047 \text{ rad}$ and the variation of this angle is 0.085 rad . These values correspond to the extreme positions of the point C.

Valoarea maximă a unghiului de rotație este $\varphi_3 = 3.132 \text{ rad}$, valoarea minimă $\varphi_3 = 3.047 \text{ rad}$ iar variația acestui unghi este de 0.085 rad . Aceste valori corespund pozițiilor extreme ale punctului C.

Variation in velocity and angular acceleration of balance lever is shown in Figure 10.

Variația vitezei și accelerația unghiulară a balansierului este prezentă în figură 10.

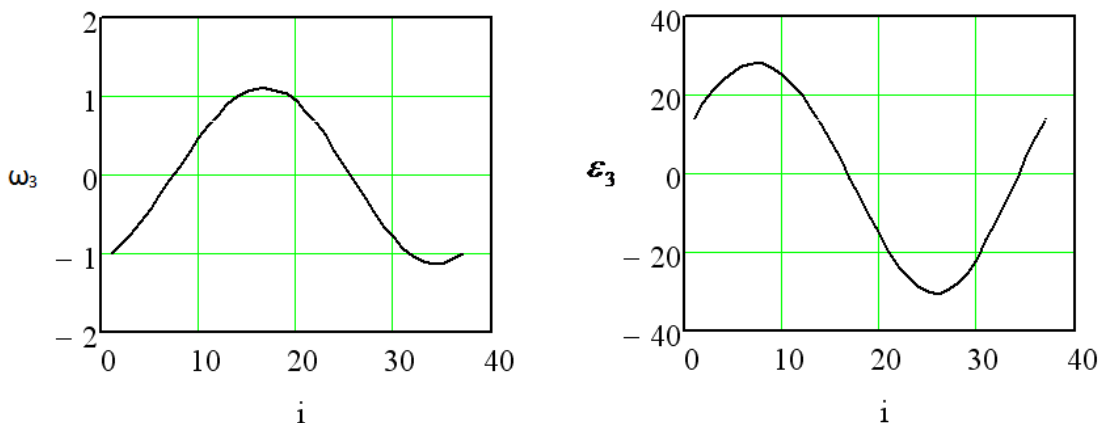


Fig. 10 - Variation of angular velocity and acceleration balance lever

CONCLUSIONS

Through kinematic analysis program of mechanism operating the eccentric separator can be determined positions, velocities and accelerations components.

Velocities can be analytically determined by the two axes of the considered coordinate system as well as the absolute velocities of points B and C, in m / s

Also, can be determined the maximum and minimum rotation angle φ_2 , which can be correlated with the positions of the crank at a certain moment.

Variation of rotating angle φ_3 between the maximum and minimum, provide information regarding extreme positions of point C, respectively the amplitude and oscillation frequency of the balance lever, allowing the identification of functional and constructive parameters having to be adjust in order to optimize the construction and operation of the separator with eccentric.

REFERENCES

- [1]. Atkinson C. J. (2009) - *Establishing perennial grass energy crops in the UK: A review of current propagation options for Miscanthus*, Biomass and Bioenergy, Volume 33, Issue 5, Pages 752–759;
- [2]. Boersma N. N., Heaton E. A. (2014) - *Propagation method affects Miscanthus x giganteus developmental morphology*, Industrial Crops and Products, Volume 57, June 2014, Pages 59–68;
- [3]. Huisman W, Kortleve W. J. (1994) - *Mechanization of crop establishment, harvest, and post-harvest conservation of Miscanthus sinensis Giganteus*, Industrial Crops and Products, Volume 2, Issue 4, September 1994, Pages 289–297;
- [4]. Manolescu N., Kovacs Fr., Orănescu A. (1972) - *Theory of machines and mechanisms*, Didactic and Pedagogic Publishing House, Bucharest;
- [5]. O'Flynn M. G., Finnan J. M., Curley E. M., McDonnell K. P. (2014) - *Reducing crop damage and yield loss in late harvests of Miscanthus x giganteus*, Soil and Tillage Research, Volume 140, July 2014, Pages 8–19;
- [6]. Postelnicu E., Sorică C., Grigore I., Ludig M., Nițu M. (2012) - *Methods for obtaining seedling material in order to promote energy plant Miscanthus*, Annals of the University of Craiova - Agriculture, Montanology, Cadastre Series, Vol. XLII 2012/2, pp. 419-423, Craiova;
- [7]. Sorică C., Voicu E., Manea D (2009) - *Technology for promotion in Romania of energy crop Miscanthus, as renewable resource to increase energy competitiveness in independence purposes*, INMATEH no. 29 (2009 - III), pp.19-26, Bucharest, ISSN 1583-1019, <http://www.inma.ro/inmateh>;
- [8]. Sorică E. (2014) – *Kinematic and kinetostatic analysis of the working process of technical equipment for harvesting Miscanthus rhizomes*, Report No.3, PhD School;
- [9]. Voicu E., Pirnă I., Ciurel G., Chițoiu M., Brkic M. (2010) - *Researches on harvesting of Miscanthus crop with the forage harvester*, INMATEH no. 32 (2010 - III), pp. 37-42, Bucharest, ISSN 1583-1019, <http://www.inma.ro/inmateh>

CONCLUZII

Prin intermediul programului de analiză cinematică a mecanismului de acționare a separatorului cu excentric, se pot determina pozițiile, vitezele și accelerațiile elementelor componente.

Se pot determina analitic atât vitezele pe cele două axe ale sistemului de coordonate considerat, cât și vitezele absolute ale punctelor B și C, în m/s.

De asemenea, se pot determina valorile maxime și minime a unghiului de rotație φ_2 , putând fi corelate cu pozițiile manivelei la un anumit moment.

Variația unghiului de rotație φ_3 , între valoarea maximă și minimă, furnizează informații privind pozițiile extreme ale punctului C, respectiv amplitudinii și frecvenței de oscilație a balansierului, permițând identificarea parametrilor funcționali și constructivi asupra cărora să se acționeze în scopul optimizării construcției și funcționării separatorului cu excentric.

BIBLIOGRAFIE

- [1]. Atkinson C. J. (2009) - *Stabilirea culturilor energetice perene în Marea Britanie: O trecere în revistă a opțiunilor actuale de propagare pentru Miscanthus*, Biomasa și Bioenergie, Volum 33, Nr.5, Pag.752–759;
- [2]. Boersma N. N., Heaton E. A. (2014) - *Metoda de propagare afectează Miscanthus-ul x morfologie de dezvoltare gigantică*, Culturi industriale și produse, Volum 57, iunie 2014, Pag.59–68;
- [3]. Huisman W, Kortleve W. J. (1994) - *Mecanizarea înființării culturii, recoltare, conservare și post-recoltare de Miscanthus sinensis Giganteus*, Culturi industriale și produse, Volum 2, Nr.4, septembrie 1994, Pag.289–297;
- [4]. Manolescu N., Kovacs Fr., Orănescu A. (1972) - *Teoria mecanismelor și a mașinilor*, Ed. Didactică și Pedagogică, București;
- [5]. O'Flynn M. G., Finnan J. M., Curley E. M., McDonnell K. P. (2014) - *Reducerea vătămării culturilor și pierderii randamentului în ultima perioadă de recoltare a Miscanthus x giganteus*, Cercetări privind solul și recoltarea, Volum 140, Pag.8–19;
- [6]. Postelnicu E., Sorică C., Grigore I., Ludig M., Nițu M. (2012) - *Metode de obținere a materialului săditor în scopul promovării plantei energetice Miscanthus*, Analele Universității din Craiova, seria Agricultură – Montanologie – Cadastru, Vol. XLII 2012/2, pag. 419-423, Craiova;
- [7]. Sorică C., Voicu, E., Manea, D (2009) - *Tehnologie pentru promovarea în România a plantei energetice Miscanthus ca sursă regenerabilă în scopul creșterii competitivității și securității energetice*, în revista INMATEH Nr. 29 (2009-III), pag. 19-26, București, ISSN 1583-1019, <http://www.inma.ro/inmateh>;
- [8]. Sorică E. (2014) – *Analiza cinematică și cineto-statică a procesului de lucru a echipamentului tehnic de recoltat rizomi de Miscanthus*, Referat nr.3, Scoala doctorala;
- [9]. Voicu E., Pirnă I., Ciurel G., Chițoiu M., Brkic M. (2010) - *Cercetări privind recoltarea culturii de Miscanthus cu combina de furaje*, în revista INMATEH Nr. 32 (2010-III), pag.37-42, București, ISSN 1583-1019, <http://www.inma.ro/inmateh>;