

CONSIDERENTE TEORETICE CU PRIVIRE LA ACȚIUNILE CARE APAR LA DEPLASAREA ÎN PANTĂ A ÎNCĂRCĂTORULUI CU CUPA ÎNCĂRCATĂ

THEORETICAL CONSIDERATIONS ABOUT THE ACTIONS THAT APPEAR TO MOVE ON SLOPE FOR A WHEEL LOADER WITH FULL BUCKET

Carmen DEBELEAC, Conf. Dr. Habil. Ing.
Universitatea “Dunărea de Jos” din Galați,
Facultatea de Inginerie și Agronomie din Brăila, Romania
carmen.debeleac@ugal.ro

Rezumat: În lucrare autoarea studiază stabilitatea unui încărcător cu o cupă la deplasarea în pantă când apare și balansul brațului din cauza cupei încărcate cu sarcina nominală. Scopul studiului constă în determinarea condiției impuse unghiului de înclinare al terenului astfel încât să fie menținută stabilitatea utilajului la efectuarea acestei faze specifice ciclului de lucru.

Cuvinte cheie: încărcător pe roți, unghi de stabilitate, pantă, cupă plină, ridicare braț

Abstract: In this paper the authors study the stability of the wheel loader to move on slope simultaneously with the balance of the arm with full bucket task. The objective of this study consist on evaluation of angle inclination of the terrain for maintaining of stability at execute this specified task of working cycle.

Keywords: wheel loader, angle stability, slope, full bucket, lift arm

1. INTRODUCERE

Încărcătorul cu o cupă face parte din gama utilajelor de construcții destinat săpării, încărcării și transportului unor tipuri diferite de materiale utilizate pe șantier. Din punctul de vedere al construcției sale, acesta este acționat hidraulic, iar deplasarea se realizează pe sau șenile sau pe roți, fără a avea însă sistem de suspensie. Din cauza acestui aspect, în timpul deplasării cu cupa plină pe terenuri cu profil neregulat apar oscilații în articulația de prindere a cupei pe braț. De asemenea, în timpul coborârii brațului se propagă oscilații în sistemul de acționare a cupei, dar și în articulația de prindere a brațului pe șasiul utilajului de bază [2]. Aceste acțiuni la care sunt supuse elementele structurale ale încărcătorului duc în timp la degradarea stării de funcționare a acestuia, iar la deplasarea utilajului în pantă, balansul brațului poate duce chiar la pierderea stabilității.

Sunt numeroase contribuțiile teoretice cu privire la criteriile de menținere a stabilității utilajelor pe terenuri accidentate [3, 4, 5, 6]. Stabilirea valorii unghiului de înclinare al terenului astfel încât să fie îndeplinită condiția de stabilitate la deplasarea în pantă când brațul începe să balanseze cu cupa plină face obiectul acestei lucrări.

2. SCHEMATIZAREA FORTELOR CARE ACȚIONEAZĂ ASUPRA ÎNCĂRCĂTORULUI LA DEPLASAREA ÎN PANTĂ

Se va considera cazul unui încărcător pe roți care se deplasează pe un teren în pantă, al cărui braț coboară sub influența forțelor gravitaționale, situație în care forțele de inerție și rezistența hidrodinamică în cilindrul de ridicare a brațului se opun mișcării.

Se presupune unghiul α_1 ca fiind unghiul de înclinare a suprafeței de sprijin urmărindu-se determinarea unghiului de desprindere de sol a axei spate α_2 , în timpul coborârii brațului, conform figurii 1.

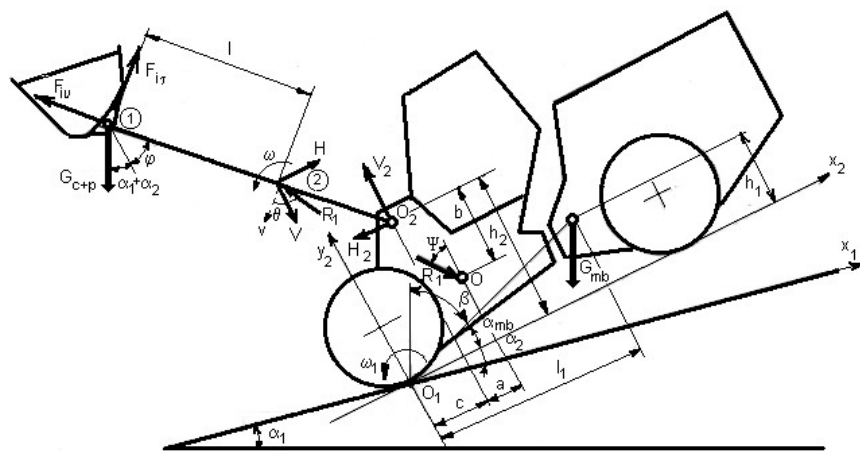


Fig. 1 Schema de calcul a stabilității longitudinale a încărcătorului la coborârea brațului

Prin izolarea brațului de utilajul de bază și introducând apoi forțele de legătură și de inerție, se scriu ecuațiile de echilibru [1, 2]:

$$\begin{cases} \sum F_x = 0 \Rightarrow H = R_1 \sin \psi + G_{c+p} \sin(\alpha_1 + \alpha_2) + F_{iw} \sin \varphi - F_{it} \cos \varphi \\ \sum F_y = 0 \Rightarrow V = R_1 \cos \psi - G_{c+p} \cos(\alpha_1 + \alpha_2) + F_{iw} \cos \varphi + F_{it} \sin \varphi \end{cases} \quad (1)$$

unde α_1 este unghiul de înclinare al suprafeței de sprijin; α_2 – unghiul de desprindere al punții spate; ψ - unghiul dintre direcția axei cilindrului și normala planului de sprijin; φ - unghiul dintre axa brațului și normala planului de sprijin.

$$F_{iw} = \frac{G_{c+p}}{g} l \omega^2 = \frac{G_{c+p}}{g} l \dot{\varphi}^2, \quad (2)$$

$$F_{it} = \frac{G_{c+p}}{g} l \varepsilon = \frac{G_{c+p}}{g} l \ddot{\varphi}. \quad (3)$$

Considerente teoretice cu privire la acțiunile care apar la deplasarea în pantă a încărcătorului cu cupa încărcată

Rezistența din cilindrii de acționare ai brațului la coborarea acestuia, notată cu R_l , este creată de pierderile hidrodinamice și particularitățile constructive ale instalației hidraulice. Această forță se determină cu relația:

$$R_l = (\Delta p_{local} + p_{liniar}) S_{cil}, \quad (4)$$

unde:

$$\Delta p_{local} = \zeta \frac{\gamma v_{ulei}^2}{2g}, \quad (5)$$

$$p_{liniar} = \lambda \frac{l_{teava}}{d} \frac{\gamma v_{ulei}^2}{2g}, \quad (6)$$

$$v_{ulei} = \frac{Q}{S_{teava}} = \frac{S_{cil} v_{tija}}{S_{teava}} = \left(\frac{D}{d} \right)^2 \omega l \cos \theta. \quad (7)$$

După înlocuire, expresia rezistenței R_l devine:

$$R_l = \frac{\gamma \pi D^6}{8g d^4} l^2 \dot{\varphi}^2 \cos^2 \theta (\sum \zeta + \lambda \frac{l_{teava}}{d}), \quad (8)$$

unde D este diametrul interior al cilindrului; d – deschiderea nominală a elementelor (țevi, furtune); γ - greutatea specifică a uleiului; n – numărul de cilindri; λ - coeficientul pierderilor liniare; l_{teava} – lungimea țevii; $\sum \zeta$ - suma tuturor coeficienților de pierderi locale de pe circuit. Unghiul θ se determină din considerente geometrice și are expresia

$$\theta = \arctg \left(\frac{a + l \sin \varphi}{b + l \cos \varphi} \right) + 90^\circ - \varphi, \quad (9)$$

$$\cos \theta = - \frac{a \cos \varphi - b \sin \varphi}{\sqrt{a^2 + b^2 + l^2 + 2l(b \cos \varphi + a \sin \varphi)}}. \quad (10)$$

3. STUDIUL STABILITĂȚII ÎNCĂRCĂTORULUI LA DEPLASAREA ÎN PANTĂ

În lucrare se consideră spre analiză cazul în care brațul și cupa încărcată cu sarcina nominală se mișcă sub acțiunea forțelor gravitaționale în jurul articulației O_2 și că mișcării i se opun numai forțele rezistente hidrodinamice datorate curgerii uleiului hidraulic prin conducte.

Scriind teorema variației energiei cinetice pentru mișcarea brațului încărcătorului, se determină viteza unghiulară ω .

$$E_c = \Delta L = L_{1-1'} - L_{2-2'}, \quad (11)$$

în care energia cinetică a brațului este

$$E_c = \frac{1}{2} J \omega^2 = \frac{G_{c+p}}{2g} l^2 \omega^2, \quad (12)$$

J reprezentând momentul de inerție al brațului și al cupei încărcate cu sarcina nominală.

Lucrul mecanic efectuat pentru aducerea echipamentului din poziția 1 în $1'$, precum și din 2 în $2'$ se scrie:

$$L_{1-1'} = G_{c+p} \sin \varphi \frac{\pi(\varphi - \varphi_i)}{180^0} l, \quad (13)$$

$$L_{2-2'} = R_l \cos \theta \frac{\pi(\varphi - \varphi_i)}{180^0} l. \quad (14)$$

După înlocuiri, rezultă expresia vitezei unghiulare:

$$\omega = \sqrt{\frac{\frac{\pi(\varphi - \varphi_i)}{180^0} G_{c+p} l_c \sin \varphi}{\frac{G_{c+p}}{2g} l_c^2 + \frac{\pi(\varphi - \varphi_i)}{180^0} \frac{m}{8g} \frac{\pi D^6}{d^4} l^3 (\sum \zeta + \lambda \frac{l_{teava}}{d}) \cos^3 \theta}}. \quad (15)$$

Accelerația unghiulară rezultă în urma derivării relației (15):

$$\varepsilon = \frac{AB[\sin \varphi + (\varphi - \varphi_i) \cos \varphi] + A \cdot C(\varphi - \varphi_i)[\cos \varphi \cos^3 \theta - \sin \varphi (\cos^3 \theta)']}{2[B + C(\varphi - \varphi_i) \cos^3 \theta]^2}, \quad (16)$$

unde s-au făcut următoarele notații:

$$A = \frac{\pi}{180^0} G_{c+p} l_c; \quad B = \frac{G_{c+p}}{2g} l_c^2; \quad C = \frac{m}{8g} \frac{\pi^2 D^6}{d^4 180^0} l^3 (\sum \zeta + \lambda \frac{l_{teava}}{d}). \quad (17)$$

Prin aplicarea teoremei variației energiei cinetice pentru utilajul de bază se obține:

$$E_c = \frac{G_{mb}}{2g} (l_1^2 + h_1^2) \omega_1^2 = \frac{G_{mb}}{2g} (l_1^2 + h_1^2) \dot{\alpha}_2^2, \quad (18)$$

Considerente teoretice cu privire la acțiunile care apar la deplasarea în pantă a încărcătorului cu cupa încărcată

$$L = -G_{mb} \cos(\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_{mb}) \sqrt{l_1^2 + h_1^2} \cdot \frac{\pi \alpha_2}{180^\circ} - [R_1 \sin \psi (h_c - b) + R_1 \cos \psi (c + a) - Vc - Hh_c] \frac{\pi \alpha_2}{180^\circ}. \quad (19)$$

Din egalitatea relațiilor (18) și (19) se obține ecuația:

$$X \alpha_2^2 + Y \alpha_2 \cos(k_\alpha + \alpha_2) + Z \alpha_2 = 0, \quad (20)$$

în care s-au făcut următoarele notații:

$$k_\alpha = \alpha_1 + \alpha_{mb}; X = \frac{G_{mb}}{2g} (l_1^2 + h_1^2); Y = \frac{\pi G_{mb}}{180^\circ} \sqrt{l_1^2 + h_1^2}; \quad (21)$$

$$Z = \frac{\pi}{180^\circ} [R_1 \sin \psi (h_c - b) + R_1 \cos \psi (c + a) - Vc - Hh_c].$$

Atribuind valori unghiului φ în domeniul $\varphi \in (\varphi_i, \varphi_{max})$ corespunzător celor două poziții ale brațului încărcătorului (sus și jos) și rezolvând prin metode numerice ecuația (20) se obțin valorile unghiului de desprindere α_2 . Pentru calcul se va considera:

$$\alpha_1 = 5 \dots 8^\circ; \alpha_{mb} = \arctg\left(\frac{h_1}{l_1}\right); \beta = 90^\circ - \arctg\left(\frac{h_1}{l_1}\right). \quad (22)$$

Dacă se ține seama și de elasticitatea sistemului de basculare a cupei în acest caz, suplimentar, cupa va avea o mișcare de rotație în jurul articulației sale de prindere pe braț. Această acțiune concretizată printr-un moment de torsiune în articulație influențează performanța funcționării sistemului de basculare.

4. CONCLUZII

În lucrare, autoarea abordează o tematică de interes din domeniul utilajelor de construcții și anume stabilitatea la deplasarea pe terenuri neamenajate. În mod particular este tratat un aspect des întâlnit în practică constând în deplasarea în pantă cu balansul brațului de încărcător cu cupa plină la sarcina nominală, stabilindu-se unghiul de înclinare al terenului pentru care utilajul își menține stabilitatea.

BIBLIOGRAFIE

- [1] **P. Bratu**, *Mecanica teoretică*, Ed. Impuls, București, România, 2008
- [2] **C. Debeleac**, C., *Analiza regimului dinamic la încărcătoarele frontale rapide în vederea stabilirii performanțelor de calitate*, Teză doctorat, Univ. "Dunărea de Jos" din Galați, 2006.
- [3] **G. M. Hunter**, *A review of research into machine stability on slopes*, Saf. Sci., Vol. 16, no. 3-4, pp. 325-339, 1993.
- [4] **M. G. Yisa, H. Terao, N. Noguchi, M. Kubota**, *Stability criteria for tractor-implement operation on slopes*, Journal of Terramechanics, 35(1), pp. 1–19, 1998.
- [5] **F. Mazzetto, M. Bietresato, A. Gasparetto, R. Vidoni**, *Simulated stability tests of a small articulated tractor designed for extreme-sloped vineyards*, J. Agric. Eng. XLIV, (2013), 663–668.
- [6] **Mashadi, H. Nasrolahi**, *Automatic control of a modified tractor to work on steep side slopes*, J. Terramechanics, 46 (2009), no. 6, 299-311.