

MODELE FIZICE PRIVIND DINAMICA UTILAJELOR, CU STRUCTURI PLIATE AUTOPORTANTE, TRANSPORTATE CU REMORCI SI SEMIREMORCI.

Prof. univ. Dr. Ing. Sarbu Laurentiu
Universitatea Tehnică de Construcții str. B-dul Lacul Tei nr.124 București
Email : laurentiusarbu_utcb@yahoo.com

Abstract

He developed a physical model for calculating the dynamic behavior of elastic construction for tower cranes folded condition during transport. The construction consists of 3 bars wrapped linked together by joints and springs, including dropping it to support the running gear support. There have written the equations of motion for each rod in hand, and the result compared with a differential equation ψ_1 , 4 order, with which it drew its oscillation rotation ψ_1 and speed, against time, for different elasticity of the structure. The proposed calculation can be values of constants of adapted to other types of folded construction for equipment. Indicate values calculated maximum velocity of transport trailers and semi version of folded structures.

Cuvinte cheie: structură pliată, transport cu remorca si semiremorca, încărcări dinamice, coeficienți de elasticitate si de siguranta constructie, viteze de transport.

1.MODELE FIZICE FOLOSITE PENTRU COMPORTAREA DINAMICA A ECHIPAMENTELOR CU STRUCTURI PLIATE.

Modelul de calcul propus a constat din trei bare articulate pliate, ansamblu care poate fi rezemat pe doua axe echipate cu roți cu pneuri (v. fig.1). El poate fi aplicat pentru diferite tipuri de macarale cu brate pliate in vederea efectuării transportului.

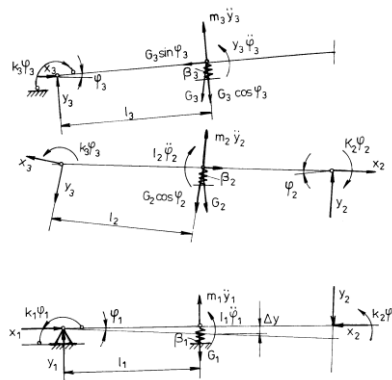


Fig.1[4].

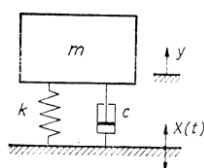


Fig.2[3].

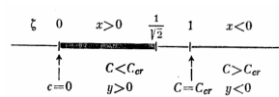


Fig.3[3].

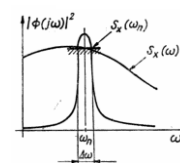


Fig.4[3].

Cele trei bare pliate care alcatuiesc modelul fizic de calcul, pot avea urmatoarea semnificatie: primele doua bare legate pot fi elementele structurii turnului pliat (in cazul transportului unei macarale turn), iar cel de-al treilea element, structura bratului cu zabrele pliat si el in lateral, care se fixeaza la varful turnului. La varful bratului se gaseste suspendata pe cabluri mufla carligului, care atarna liber in timpul transportului, si a carei masa se considera inglobata in cea a bratului.

Deplasarea constructiei pliate se poate face sub forma unor remorci tractate, sau semiremorci cuplate la sau a unui autotractor.

In figura 2 este prezentat modelul dinamic al unui sistem cu un grad de libertate de masa m , care permite analiza vibratiilor ansamblului de brate articulate rezemate pe o suspensie (capul tractor), care contine un arc cu constanta de elasticitate K_1 si un amortizor cu constanta de amortizare C . In figura 3, sunt indicate intervalele de lucru ale coeficientului de amortizare relativa pentru amortizarea suspensiei [3]. Pentru structurile care lucreaza in regim tranzitoriu, se poate analiza comportarea constructiei, ca un sistem dinamic care lucreaza in regim de banda ingusta, cu proprietati ridicate de filtraj, dupa cum se poate observa din figura 4 [3].

2.EXEMPLE DE UTILAJE CU STRUCTURI ARTICULATE PLIATE IN TIMPUL TRANSPORTULUI.

- Macarale turn pliate autoridicatoare HT -30 Comansa, cu turn chesonat si brat cu zabrele, pot avea diferite variante de transport: a) de tipul remorca (viteza maxima permisa de 25 km/h, poz.1, 2, fig.5), sau b) de tipul semiremorca (cu viteza maxima de deplasare de 80 km/h poz.3, fig.5) [4].

- Macaraua turn pliată autoridicatoare 120K1 Liebherr, a carei structura metalica pentru turn si brat, este alcatuita din grinzi cu zabrele. Constructia macaralei se transporta cu semiremorca impreuna cu contragreutatele (fig.6) [5].

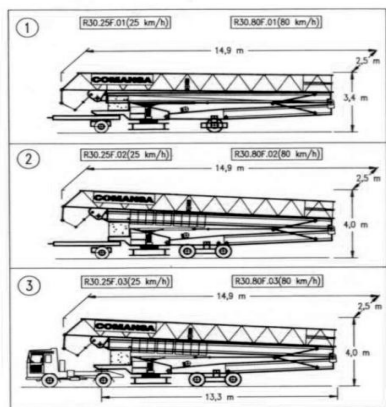


Fig.5 [4].

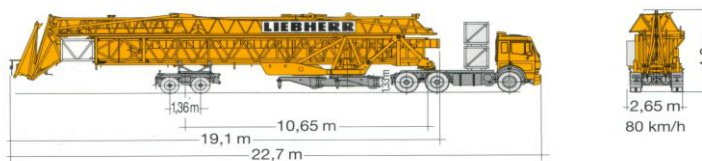


Fig.6[5].

3. STABILIREA MODELELOR PENTRU ECHIPAMENTE CU STRUCTURI PLIATE TRANSPORTATE CU REMORCI. EXEMPLIFICARI.

S-au scris ecuatiile diferentiale de miscare pentru fiecare bara in parte impreuna cu legaturile ei (v.figura 1), de forma:

$$\begin{cases} -\frac{4}{3} m_3 l_3^2 \ddot{\psi}_3 + (k + \beta_3 l_3^2) \psi_3 = 0 \\ -\frac{2}{3} m_2 l_2^2 \ddot{\psi}_2 + (k + \beta_2 l_2^2) \psi_2 = 0 \\ -\frac{2}{3} m_1 l_1^2 \ddot{\psi}_1 + (k + \beta_1 l_1^2) \psi_1 = 0 \end{cases} \quad (1.1)$$

Se ia in calculul soluției generale (1.2), care exprimă legea de rotire mesei legate ψ_1 la suportul de transport.

$$\psi_1 = A_1 \cos \frac{\beta_1}{m_1} \left[\frac{-8.64 + \sqrt{1,12}}{7.68} \right] \cdot t - B_1 \sin \frac{\beta_2}{m_2} \left[\frac{-8.64 - \sqrt{1,12}}{7.68} \right] \cdot t - \frac{2}{3} \frac{y_1 \beta_1}{3 m_1 m_2 l_1} + A_2 \cos \sqrt{\frac{6}{4}} \sqrt{\frac{\beta_3}{m_3}} \cdot t - B_2 \sin \sqrt{\frac{6}{4}} \sqrt{\frac{\beta_3}{m_3}} \cdot t + \frac{C_I}{A} \quad (1.2)$$

Valoarea unghiului static de rotire este dată de raportul dintre constanta C_I din membrul drept, și coeficientul A al ecuației diferențiale exprimată în funcție de unghiul ψ_1

$$\frac{C_I}{D} = - \frac{2 y_1 l_1 \left(1 + \frac{l_1}{l_2} + \frac{\beta_2 l_2^2}{k} \right)}{\beta_1 (l_1^2 + 2 l_2^2) - \beta_1 l_1 l_2 + \frac{\beta_1 \cdot \beta_2 l_1^2 l_2^2}{k}} \quad (1.3)$$

Pentru soluția de rotire ψ_1 , s-au pus condițiile inițiale, care corespund pentru sistemul de bare pliate, legate prin articulații și arcuri, valabil în condiții de transport pentru o macara turn în stare pliată.

Se consideră condițiile inițiale pentru soluția (1.2) și primele sale trei derivate de forma :

$$\text{La } t=0 \quad \psi_1(0) = 0 \quad \dot{\psi}_1(0) = \frac{v}{r} \quad \ddot{\psi}_1(0) = 0 \quad \dddot{\psi}_1(0) = 0 \quad (1.4)$$

Sistemul de ecuatii algebrice care conțin constantele de integrare este de forma :

$$\begin{aligned} A_1 + A_2 + C_I &= 0; \\ -b_1 B_1 - b_2 B_2 &= \frac{v}{r}; \\ a_1^2 A_1 - a_2^2 A_2 &= 0; \\ b_1^3 B_1 - b_2^3 \cdot B_2 &= 0 \end{aligned} \quad (1.5)$$

Rezolvând împreună sistemul de ecuații algebrice (1.5) în funcție de condițiile inițiale (1.4), vor rezulta expresiile constantelor de integrare A_1, A_2, B_1 și B_2 date de relațiile (1.6) și (1.7)

$$A_1 = - \frac{C_I a_2^2}{a_1^2 + a_2^2}; \quad A_2 = - \frac{C_I \cdot a_1^2}{a_1^2 + a_2^2}; \quad (1.6)$$

$$B_1 = \frac{v}{r} \cdot \frac{b_2^2}{b_1} \cdot \frac{1}{b_1^2 - b_2^2}; \quad B_2 = - \frac{v}{r} \cdot \frac{b_1^2}{b_2} \cdot \frac{1}{b_1^2 - b_2^2} \quad (1.7)$$

unde:

$$\begin{aligned} a_1 &= \frac{\beta_1}{2,56 m_1} \cdot \frac{-8,64 + \sqrt{1,12}}{3}; \quad b_1 = \frac{\beta_1}{2,56 m_1} \cdot \frac{-8,64 + \sqrt{1,12}}{3} \\ a_2 = b_2 &= \sqrt{\frac{6}{4}} \cdot \sqrt{\frac{\beta_3}{m_3}} \end{aligned}$$

Viteza de transport permisa a macaralei turn pliate in varianta remorca (notata cu B), se poate determina folosind de exemplu durata oscilațiilor din fig. 7 - 9, și lungimea rugozității profilului căii de aproximativ 6xl, care corespund la viteza de excitație a căii de 2m/s. Se determina valoarea B (

in m/s), când se acceptă distribuția dreptunghiulară a profilului căii (+B,-B) cu probabilitatea de distribuție 1/2B, dată prin relația [1]:

$$B = \sqrt{\frac{3 \cdot A \cdot v \cdot 3.14}{\Delta t}} \quad (1.8)$$

In care:

A - lungimea profilului rugos al căii, în m; v- viteza de excitație a căii de rulare, în m/s;

Δt - valoarea intervalului de timp, în s.

Pentru schema de calcul dată în figura 2 se considera următoarele date initiale alese in mod arbitrar: masa totală transportată este de 11t, iar repartizarea pe punți $Z_1=2$ t și $Z_2=9$ t. Coordonatele centrului de greutate sunt: a=8,5m și b=1,5 m. Masa m_1 este alcătuită din structura de sprijin a macaralei, platformă rotitoare, mecanisme, și tronson de bază turn. Masa m_2 este reprezentată de tronsonul 2 al turnului. Masa m_3 este reprezentată de brațul cu zăbrele al macaralei și mufla cârligului, $m_2 = 0.32 m_1$, $m_3=0.33m_2$, constanta de elasticitate s-a luat pentru cele 3 bare 3958 N/m.

Deformațiile liniare corespunzătoare sunt: $y_1=0,02$ mm, $y_2=0,0064$ mm și $y_3=0,002$ mm. Lungimea $l_1=l_2=l_3=l$ s-a luat egală cu 10 m. Rigiditatea cilindrică la încovoiere $K=\beta l^2$. Pulsațiile corespunzătoare maselor m_1, m_2 sunt: $\omega_1 = -0,6465$; $\omega_2 = -0,5054$.

Puterea de excitație transmisă căii, este calculată cu relația (1.10). Pulsațiile proprii ω_1 și ω_2 sunt calculate cu relațiile:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{\beta_1}{m_1} \left[\frac{8,64 + \sqrt{1,12}}{7,68} \right]}; \omega_2 = \sqrt{\frac{\beta_1}{m_1} \left[\frac{8,64 + \sqrt{1,12}}{7,68} \right]} \quad \left[\frac{1}{s} \right] \quad (1.9)$$

ele au valorile $\omega_1 = 0,6477$ și $\omega_2 = 0,5064$ și respectă dimensional rotirea φ_1 a construcției.

In acest caz, valorile constantelor de integrare calculate sunt: $A_1=1,426$; $A_2= 0,08187$; $B_1= -10,2335$; $B_2= 0,0676$.

In funcție de valorile constantelor de integrare calculate se obține graficul rotirii ψ_1 din figura **fig.7**, curba I, iar pentru $\dot{\psi}_1$ graficul vitezei rotirii construcției fig.8.

Folosind valorile pulsațiilor proprii calculate cu ajutorul relațiilor (1.9) se respectă dimensional legea rotirii ψ_1 pentru condițiile de solicitare extremă a construcției în timpul transportului (**fig.7**, curba I).

Puterea transmisă căii de rulare de acțiunea roților vehiculului, in cazul I, este exprimată cu ajutorul valorilor vitezei $\dot{\psi}_1$ calculate pe baza graficelor din figurile 7 și 8.

$$P = \frac{Mr \cdot \omega}{1000} = \frac{880Nm \cdot 5rad/s}{1000} = 4.4kW \quad (1.10)$$

unde Mr – este momentul de rezistență la rulare al vehiculului

$$Mr = Fr \cdot r = f \cdot G \cdot r = 0,02 \cdot 11000 \cdot 10 \cdot 0,4 = 880Nm$$

In care: f – este coeficientul de rezistență la rulare al drumului; G – greutatea vehiculului; r – raza roții.

Folosind valorile pulsațiilor proprii calculate cu ajutorul relațiilor (1.9) se respectă dimensional legea rotirii ψ_1 pentru condițiile de solicitare extremă a construcției în timpul transportului (**fig.7**, curba I).

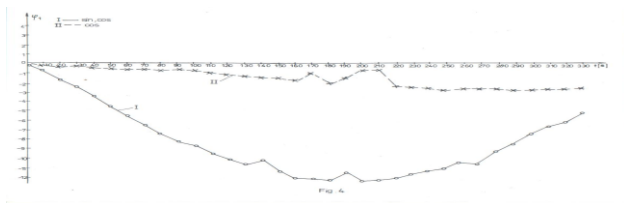


Fig.7.

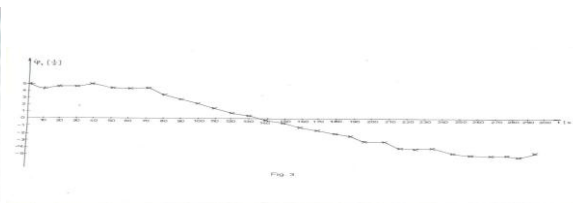


Fig.8.

Alte valori posibile pentru constantele de elasticitate ale barelor (grinzilor) care alcatuiesc constructia pliata din fig. 6, apar pentru alte caracteristicile geometrice ale grinzilor cu zabrele utilizate de exemplu pentru turn, fata de cazul anterior din figura 5, cand s-au folosit grinzi chesonate. Ele au fost determinate pentru fiecare grinda in parte, cu ajutorul ecuatii de stabilitate a sistemului general de ecuatii, $D=0$, pentru care, s-au pus conditiile ca radacinile ecuatiei caracteristice sa fie reale si distincte.

Din calcul, au rezultat urmatoarele valori ale constantele de elasticitate ale sistemului de bare legate, si anume; pentru bara 1: 1017449 N/m; 162784 N/m si - 272624 N/m, iar pentru bara 2 si 3, doua valori apropiate aproximativ egale 43325,7N/m.

Cazul II analizat, este reprezentat de graficele trasate in **figurile 9 si 10** . In acest caz, valorile pulsatiilor proprii au fost calculate dupa relatia (1.9), avand valorile: 6,5796 si 5,9059.

Solutia ecuatiei diferentiale de miscare s-a scris cu ajutorul constantelor de integrare determinate pentru acest caz, avand valorile:

$A_1 = 0,02823$; $A_2 = 0,01577$; $B_1 = -1,509$; $B_2 = 5,9059$.

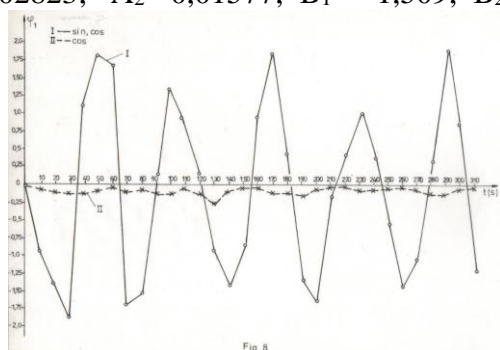


Fig.9.

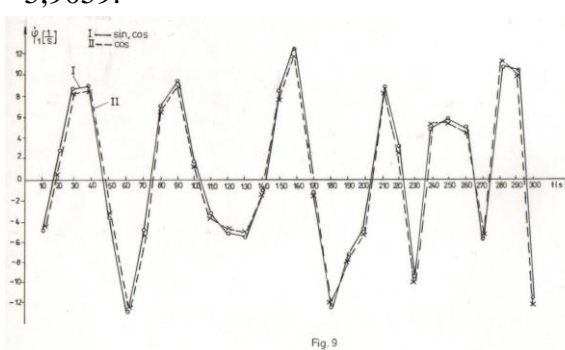


Fig.10

Rotirea statica este $-0,044$, iar viteza oscilatiei constructiei 12,2 1/s (cazul II, figurile 9 si 10. Constantele de elasticitate pentru bare sunt: pentru bara 1, $\beta_1 = 162278$ N/m si respectiv, pentru bara 2 si 3, $\beta_2 = \beta_3 = 43356$ N/m, de exemplu cazul constructiei din Fig.6).

Valoarea de transport permisa macaralei in stare pliata, notata cu B s-a calculata cu relatia (1.8), in care s-a introdus o lungime a rugozitatii drumului aleasa arbitrar $A=6l$, si viteza de excitatie a caili $V = 2 \dots 6$, indicata dupa [2]. B dimensional este o viteza, si corespunde modelului analizat. A rezultat viteza maxima de transport **B = 27 km/h**, v. **fig.5**, transportul macaralei turn in stare pliata in varianta remorca. Puterea transmisa caili din interactiunea oscilatiei constructiei la contactul rotilor cu calea de rulare este: $P_4 = 11,2376$ kW.

4.MODELE FIZICE APLICATE ECHIPAMENTELOR CU STRUCTURI PLIATE

TRANSPORTATE CU SEMIREMORCI. Daca in membrul drept al ultimei ecuatie de miscare neomogene, pentru bara 1, din sistemul de ecuatii (1.1), avem o functie $X(t)$, care este forta perturbatoare exterioara considerata ca o functie de timp, aleatoare stationara, generata de calea de rulare avem:

$$\frac{2}{3} \cdot m_1 \cdot l_1^2 \cdot \ddot{\psi}_1 + (K + \beta_1 \cdot l_1^2) \cdot (u + j \cdot v) \cdot \psi_1 = X(t) \quad (2.1)$$

Notam deplasarea sistemului $\psi \cdot l_1 = y$. Se considera raspunsul sistemului $y(t)$ o functie complexa de variabila reala t , forta perturbatoare $X(t)$ fiind considerata de asemenea ca o marime complexa. Se admite solutia particulara de forma $X(t) = a \cdot e^{j\omega t}$. Daca in ecuatia (2.1), $u + jv = 1$, rezulta:

$$\frac{2}{3} \cdot m_1 \cdot y_1 \cdot \ddot{y} + 2 \cdot K_1 \cdot l_1 \cdot y = a \cdot e^{j\omega t} \quad (2.2)$$

Solutia generala a ecuatie (2.2) se ia de forma:

$$y(t) = \phi(j\omega) \cdot e^{j\omega t} \quad (2.3)$$

care impreuna cu derivatele ei se introduc in ecuatia (2.1), si rezulta:

$$\phi(j\omega) = \frac{3 \cdot a \cdot e^{j\omega t}}{2 \cdot m_1 \cdot l_1 \cdot [-\omega^2 + (u + j \cdot v) \cdot 3 \cdot \omega_n^2]} = \frac{e^{j\omega t}}{\frac{2 \cdot m_1 \cdot l_1^2}{3 \cdot a} \cdot [-\omega^2 + (u + j \cdot v) \cdot \omega_n^2]} \quad (2.4)$$

Deci:

$$|\phi(j\omega)|^2 = \left| \phi(j\omega) \bar{\phi}(j\omega) \right| = \frac{1}{m_0 \cdot [-\omega^4 - 6 \cdot u \cdot \omega^2 \omega_n^2 + 9 \cdot \omega_n^2]} \quad (2.5)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{\beta_1}{m_0}} ; m_0 = m_1 \cdot p ; p = \frac{2 \cdot l_1}{3 \cdot a} ; K_1 = 1 \quad (2.6)$$

Pentru $u=1$ si $v=0$, numitorul ecuatiei (2.5) este $(-\omega^2 + 3 \cdot \omega_n^2)$

In ecuatia (2.1) s-a notat: $u = \frac{4 - \mathcal{G}^2}{4 + \mathcal{G}^2}$; $v = \frac{4\mathcal{G}}{4 + \mathcal{G}^2}$; $\mathcal{G} = \frac{\delta}{\pi}$

In ipoteza Sorokin caracteristica miscarii sistemului este in mare parte influentata de procesul de disipare al energiei, respectiv de fortele de amortizare [3].

Aceasta ipoteza afirma ca, fortele de amortizare depind de marimea deformatiei, iar ecuatia de miscare a sistemului cu un grad de libertate, in cazul barei 1, consideram ca are forma (2.1).

Unde \mathcal{G} - este coeficientul de frecare interioara proportional cu decrementul logaritmic al oscilatiilor δ .

Coeficientul \mathcal{G} , in cazul general este o functie de amplitudinea deformatiei, dar pentru materiale ca otel moale sau aluminiu poate fi considerat constant [3]. In ecuatia (2.2), apar marimi complexe, de aceea raspunsul sistemului este o functie complexa de variabila reala (t).

Constructia se poate comporta ca un sistem care lucreaza in regim de banda ingusta, cu proprietati ridicate de filtraj (fig.4)[3].

Solutia generala a ecuatiei (2.1) va avea doua componente, si anume [3]:

1. $y(j\omega, t)$ - care reprezinta solutia generala a ecuatiei neomogene ($X(t) \neq 0$), fiind o suma de doua functii exponentiale, una care corespunde oscilatiilor amortizate, iar cealalta oscilatiilor neamortizate.

Oscilatiile neamortizate care nu satisfac conditiile fizice ale problemei, in general se neglijeaza. Solutia generala este de forma[3]:

$$y_n(j\omega, t) = (A + jB) \cdot e^{-n \cdot \omega_n \cdot t} \cdot (\cos K_1 \omega_n t + j \sin K_1 \omega_n t) \quad (2.7)$$

Unde: A, B sunt constante arbitrare reale, determinate mai jos, iar

$$K_1 = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{g^2}{4}}} \cong 1 ; \quad n = \frac{g}{2 \cdot \sqrt{1 + \frac{g^2}{4}}} \cong \frac{g}{2} \quad (2.8)$$

2. $y(j\omega, t)$ – o solutie particulara a ecuatiei neomogene care se ia de forma:

$$y_p(j\omega, t) = \phi \cdot (j\omega) \cdot e^{j\omega t}$$

Tinand seama de solutia generala si de cea particulara a ecuatiei diferentiale, avem [3]:

$$y(j\omega, t) = (A + j \cdot B) \cdot e^{-n\omega_n t} \cdot (\cos \omega_n t + j \sin \omega_n t) + \frac{e^{j\omega t}}{m_0 \cdot [-\omega^2 + (u + jv) \cdot 3 \cdot \omega_n^2]} \quad (2.9)$$

Constantele de integrare se determina din conditiile initiale:

La $t = 0$ $\text{Re } y(j\omega, t) = \text{Re } \dot{y}(j\omega, t) = 0$

$$y(0) = A + \frac{1}{m_0 \cdot [-\omega^2 + 3 \cdot \omega_n^2]} ; \quad \dot{y}(0) = n \cdot \omega_n \cdot A + \omega_n \cdot B = 0$$

In care : $A = -\frac{1}{m_0 \cdot [-\omega^2 + 3 \cdot \omega_n^2]} ; B = -\frac{n}{m_0 \cdot [-\omega^2 + 3 \cdot \omega_n^2]} ; \omega_n = \sqrt{\frac{1}{m_0}} ; n = \frac{g}{2}$.

Legea de vibrare a structurii, redusa la prima bara, va fi de forma:

$$y(j\omega, t) = \frac{1}{m_0 \cdot [-\omega^2 + 3 \cdot \omega_n^2]} \cdot \left[(1 - n - j) \cdot e^{-n\omega_n t} \cdot (\cos \omega_n t + j \cdot \sin \omega_n t) + e^{j\omega t} \right] \quad (2.10)$$

Relatia (2.10) reprezinta solutia regimului tranzitoriu prin care trece structura. Aceasta solutie se transforma apoi in rotiri, si se adauga la legea generala de rotire a structurii elastice a celor trei bare, redusa la prima bara, determinata in [4].

4. Solutii obtinute in cazurile analizate.

Se considera solutia ecuatiei diferentiale de rotire a structurii elastice asupra intregii constructii reduse la prima bara, la care se adauga si excitatiile fortate generate de cale. Solutia generala de miscare obtinuta este de forma:

$$\begin{aligned} \psi_1 = & A_1 \cdot \cos \frac{\beta_1}{m_1} \cdot \left[\frac{-8.64 + \sqrt{1.12}}{7.68} \right] \cdot t - B_1 \cdot \sin \frac{\beta_1}{m_1} \cdot \left[\frac{-8.64 - \sqrt{1.12}}{7.68} \right] \cdot t + A_2 \cdot \cos \sqrt{\frac{6}{4}} \cdot \sqrt{\frac{\beta_3}{m_3}} \cdot t - \\ & - B_2 \cdot \sin \sqrt{\frac{6}{4}} \cdot \sqrt{\frac{\beta_3}{m_3}} \cdot t - \frac{A_{oi} \cdot \left| 1 - \frac{\tau}{T_{oi}} \right| \cdot 2l_1 \cdot \left(1 - \frac{l_1}{l_2} + \frac{\beta_2 l_2^2}{K} \right)}{\beta_1 \cdot (l_1^2 + 2l_2^2) - \beta_1 \cdot l_1 \cdot l_2 + \frac{\beta_1 \cdot \beta_2 \cdot l_1^2 \cdot l_2^2}{K}} + \frac{e^{j\omega t}}{m_0 \cdot l_1 \cdot [-\omega^2 + 3\omega_n^2]} \end{aligned} \quad (3.1)$$

Conditiiile initiale sunt:

$$\text{La } t=0 \quad \psi_1(0) = 0 \quad \dot{\psi}_1(0) = \frac{V}{r} \quad \ddot{\psi}_1(0) = 0 \quad \dddot{\psi}_1(0) = 0 \quad (3.2)$$

Sistemul de ecuatii algebrice, obtinut in acest caz, pentru calculul constantelor de integrare este:

$$\begin{cases} A_1 + A_2 + Y_1 D + C_1 = 0; \\ -b_1 \cdot B_1 - b_2 \cdot B_2 - Y_1 \cdot D \cdot \frac{B^2}{3 \cdot A \cdot V \cdot \pi} + C_2 = \frac{V}{r}; \\ a_1^2 \cdot A_1 - a_2^2 \cdot A_2 - C_3 = 0; \\ b_1^3 \cdot B_1 - b_2^3 \cdot B_2 - C_4 = 0; \end{cases} \quad (3.3)$$

Rezolvand impreuna ecuatiile sistemului (3.3) rezulta expresiile constantelor de integrare de forma:

$$\begin{aligned} A_1 &= \frac{C_3 - a_2^2 \cdot (C_1 + Y_1 \cdot D)}{a_1^2 + a_2^2} \quad ; \quad A_2 = \frac{a_1^2 \cdot [C_3 - a_2^2 \cdot (C_1 + Y_1 \cdot D)] - C_3}{a_2^2 (a_1^2 + a_2^2)} \quad ; \\ B_1 &= \frac{b_2^2 \cdot \left[\left(C_2 - \frac{V}{r} - Y_1 \cdot D \cdot \frac{B^2}{3 \cdot A \cdot V \cdot \pi} \right) - C_4 \right]}{b_1 (b_1^2 + b_2^2)} \quad ; \\ B_2 &= \frac{b_1^2 \cdot \left(C_2 - \frac{V}{r} - Y_1 \cdot D \cdot \frac{B^2}{3 \cdot A \cdot V \cdot \pi} \right) - C_4}{b_2 (b_1^2 + b_2^2)} \quad . \end{aligned} \quad (3.4)$$

Aici ω_n – este pulsatiia proprie specifica a sistemului de mase legate, care contribuie cu masa m_0 , $\omega_n = 0,01$;

ω - o valoare a pulsatiei proprii corespunzatoare sistemului de bare legate.

Nota: In sistemul de ecuatii (3.3), folosit pentru rezolvarea constantelor de integrare A_1 , A_2 , A_3 , A_4 , coeficientii $C_1 \dots C_4$ se refera la forma solutiei particulare a ecuatiei neomogene care reprezinta constructia supusa la vibratii, fara a lua in considera solutia generala a ecuatiei neomogene $X(t)$ cu sau fara amortizare.

5. CONCLUZII FINALE.

- In cazul 1, caracterizat de constanta de elasticitate comuna pentru cele trei bare legate, rotirea statica este mare iar pulsatiile proprii normale au valori negative. Rezulta din calcule o viteza maxima de transport pentru constructie $B = 98,826$ km/h (v. fig.5, varianta de transport cu semiremorca, daca lungimea rugozitatii drumului aleasa arbitrar este $A = 10$ m si viteza de excitatie a caii $V = 2$ m/s).

Bibliografie:

1. **George W. Burkett, John T. McDonald and Steven A. Velinsky**- Dynamic Road Simulation of Transportable Cranes, Mechanics Based Structures and Machines, Vol.12 no.1 pp329-362, 2004.
2. **Boleteanu, L. si Dobre, I.** - Aplicatii ale mecanicii solidului deformabil in constructia de masini, Editura Facla, Timisoara, 1978.
3. **x x x** -Automatic hydraulic crane, SMH 322 Triverter, 444 San Marco International, 3pag.
4. **x x x** -Macarale turn pliabile Comansa HT-25 de 2t; HT-28 de 3,2t, HT- 30 de 4t si HT- 35 de 4t, Technical Data, LindenComansa S.A., Construcciones Metalicas Comansa, 2006.
5. **x x x** -Notita tehnica a macaralei turn autoridicatoare 120K1 Liebherr.