

ИЗСЛЕДВАНЕ НА ТОВАРВАНЕТО НА ОПОРНИЯ КРЪГ НА РОТОРЕН БАГЕР С НЕИЗТЛАСКВАЩА СЕ СТРЕЛА ТИП SchRs-2000

Кристиян Цветков , Николай Дичев

МГУ "Св. Иван Рилски" София, 1700 България

РЕЗЮМЕ: В работата е представена методика за определяне натоварването на опорния кръг на багер с неизтласкваща се стрела тип SchRs-2000. Багерът се разглежда като тримасова система с еластични връзки между отделните звена. Изследва се установен режим на работа на машината при периодично изменение на силата на копаене и реакцията на забоя. Изучен е законът на движение на системата, като са определени собствените ѝ честоти и принудените ѝ трептения. Определени са опорните реакции на горния строеж върху опорния кръг на багера, породени от гравитационните товари, силата на копаене, реакцията на забоя и инерционните сили. Съставена е компютърна програма за изчисляване на отделните параметри. Пресметнати са опорните реакции на физически модел с геометрични, кинематични, енергетични и масови характеристики, близки до тези на роторен багер SchRs-2000.

LOADING THE SLEWING BEARING OF BUCKETWHEEL EXCAVATOR WITH CANTILEVER BOOM

Kristian Zvetkov, Nikolai Dichev

University of Mining and Geology "St. Iv. Rilski", Sofia, 1700 Bulgaria

ABSTRACT: The paper deals with a methodology for determining the loading of the slewing bearing of a bucketwheel excavator type SchRs 2000 with cantilever boom. The bucketwheel excavator is modeled as a mechanical system with three links with elastic connections between them. A stationary regime of the system is investigated under the assumption that the digging force and the reaction of the face are periodic. The governing equation of motion of the system are obtained and studied. The eigen frequencies of the system as well as its forced oscillations are determined. The reactions of the supports of the upper assembly of the bucketwheel excavator on the slewing bearing are obtained taking into account the gravitational forces, the digging force, the force of inertia and the reaction of the face. A computer program to evaluate the parameters of the system is proposed. The support reaction of a physical model with parameters close to the real bucketwheel excavator are calculated.

1. Въведение

Опорният кръг на роторния багер е важен и отговорен конструктивен възел а машината. Той поема гравитационните товари от теглата на елементите на въртящия се горен строеж, както и реакцията от взаимодействието между изпълнителния орган на багера и забоя при работа на машината. Силите и моментите, действащи върху горния строеж на багера, се предават чрез опорния кръг – на долния строеж на машината посредством аксиално-опорен лагер. Този лагер, освен че предава натоварването от горния на долния строеж, осигурява и въртенето на горния строеж на багера на 360° , което гарантира реализирането на работния процес на машината.

Аксиалният лагер е тежко натоварен и изключително отговорен конструктивен елемент на багера. Определянето на големината и характера на натоварването му при работа на машината ще позволи да се подобри качеството на експлоатацията му и ще доведе до увеличаване на експлоатационния му ресурс. Освен това изясняването на натоварването на лагера ще даде информация, позволяваща прилагането на най-подходящата машиностроителна технология при ремонт и възстановяване на аксиалноопорния лагер.

2. Аналитично изследване

Аналитичното изследване на опорния кръг на багера ще извършим за установен режим (изключвайки преходните режими) на работа на машината.

Опростена конструктивна схема на роторен багер тип SchRs-2000 е показана на фиг. 1, а адаптирана изчислителна схема - на фиг. 2.

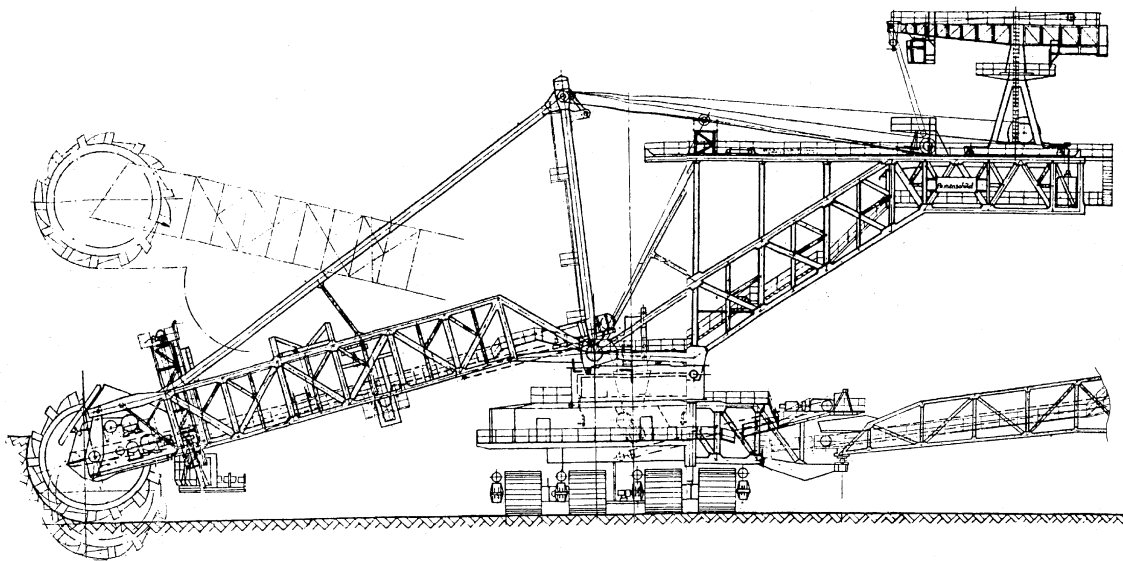
Горният строеж на багера е условно разделен на три тела, включващи съответно (фиг. 2):

- 1 – роторна стрела и роторно колело заедно със задвижването;
- 2 - вертикална стойка заедно с подемния полиспаст;
- 3 – балансова стрела заедно с балансова кабина и механизмите, разположени върху нея.

Телата 1 и 2 са свързани с еластична връзка, имаща пружинна константа c_1 , а телата 2 и 3 – с еластична връзка, имаща пружинна константа c_2 .

Разглеждаме движението на тримасовата система на горния строеж на багера във вертикална координатна система Oxy .

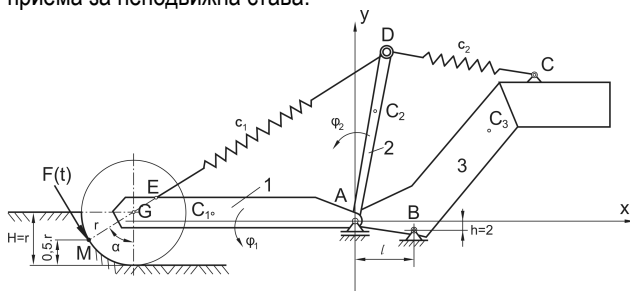
Върху горния строеж действат освен вертикалните гравитационни товари на елементите, от които е изграден, още и реакцията на забоя $F(t)$, която е в общо положение.



фиг. 1

2.1. Опорни реакции от гравитационните товари

При възприетата схема за представяне на горния строеж, тялото 3 е неподвижно и е поставено на опора А, която допуска едностранна опорна реакция и В, която се приема за неподвижна става.



Фиг.2

От условията за равновесие на разглежданата система следва

$$(1) \quad \begin{aligned} A &= \frac{g}{l} [m_1(l - x_{C1}) + m_2(l - x_{C2}) + m_3(l - x_{C3})], \\ B_y &= \frac{g}{l} (m_1 x_{C1} + m_2 x_{C2} + m_3 x_{C3}), \end{aligned}$$

където реакцията А има само вертикална компонента и трябва да бъде винаги положителна, m_1, m_2, m_3 са масите на трите тела, x_{C1}, x_{C2}, x_{C3} са координатите на техните центрове на тежести, а l е разстоянието между двете опори.

Определянето на масите m_1, m_2, m_3 и координатите x_{C1}, x_{C2}, x_{C3} на техните центрове на тежести за всяко отделно тяло става съгласно формулата:

$$m = \sum_1^n m_i \quad x_C = \frac{\sum_1^n m_i x_i}{m},$$

където:

m_i е масата на отделния елемент, изграждащ даденото тяло;

x_i - координатата на центъра на тежестта на масата m_i

n – броят на структурните единици, включени в даденото тяло.

2.2. Уравнение на движение на системата

2.2.1. Определяне на собствените честоти на трептене на системата

За да намерим уравненията на движение на тази система, ще съобразим най-напред, че това е система с две степени на свобода, тъй като третото тяло е неподвижно. По нататък избираме за обобщени координати завъртанията на първото и второто тяло – съответно ϕ_1 и ϕ_2 , които се отчитат от показаното на чертежа (фиг.2) равновесно положение. Това означава, че в положението на равновесие силите на тежестта на двете тела и еластичните сили от двете пружини се урівновесяват. В такъв случай кинетичната енергия на системата ще бъде

$$(2) \quad T = \frac{1}{2} J_1 \dot{\phi}_1^2 + \frac{1}{2} J_2 \dot{\phi}_2^2,$$

където J_1 и J_2 , са масовите инерционни моменти съответно на първото и второто тяло спрямо неподвижната ос, която минава през точката А и е перпендикулярна на равнината на чертежа. Потенциалната енергия на системата ще бъде

$$(3) \quad \Pi = \frac{1}{2}c_1(\overline{ED} - ED)^2 + \frac{1}{2}c_2(\overline{DC} - DC)^2 + m_1g(\overline{y}_{c1} - y_{c1}) + m_2g(\overline{y}_{c2} - y_{c2})$$

където c_1 и c_2 са пружинните константи на показаните на фиг.2 пружини, CD и DE са дължините на пружините в равновесното положение, \overline{CD} и \overline{DE} са дължините на пружините, когато първото и второто тяло са се завъртели на ъгли φ_1 и φ_2 . Между координатите на завъртяната точка \overline{D} и неподвижната точка D съществуват следните зависимости:

$$(4) \quad \begin{aligned} \overline{x}_D &= x_D \cos \varphi_2 - y_D \sin \varphi_2, \\ \overline{y}_D &= x_D \sin \varphi_2 + y_D \cos \varphi_2, \end{aligned}$$

където $\overline{x}_D, \overline{y}_D$ са координатите на вече завъртяната на ъгъл φ_2 точка \overline{D} , а x_D, y_D са координатите на тази точка преди завъртането (в равновесното положение). За разтегнатата дължина на пружината \overline{DC} имаме –

$$(5) \quad \begin{aligned} \overline{DC} &= \left[(\overline{x}_D - x_C)^2 + (\overline{y}_D - y_C)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \\ &= \left[x_D^2 + y_D^2 + x_C^2 + y_C^2 + 2(y_D x_C - x_D y_C) \right] \sin \varphi_2 - \\ &\quad - 2(x_D x_C + y_D y_C) \cos \varphi_2 J^{\frac{1}{2}}. \end{aligned}$$

Тогава за второто събираемо в израза за потенциалната енергия (3), след развитие в ред, и като запазим само членове до втори ред включително (тъй като ще се ограничим само с линейни членове в уравненията на движение), ще получим:

$$(6) \quad \Pi_2 = \frac{1}{2}c_2 \frac{(y_D x_C - x_D y_C)^2}{x_D^2 + y_D^2 + x_C^2 + y_C^2} \varphi_2^2.$$

По аналогичен начин обработваме и първото събираемо от израза (3). Сега за разтегнатата дължина на пружината \overline{ED} (за координатите на завъртяната точка $\overline{E}(\overline{x}_E, \overline{y}_E)$) са валидни зависимости, аналогични на (4) -

$$(7) \quad \begin{aligned} \overline{ED} &= \left[(\overline{x}_E - \overline{x}_D)^2 + (\overline{y}_E - \overline{y}_D)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \\ &= \left[x_E^2 + y_E^2 + x_D^2 + y_D^2 - 2(x_E x_D + y_E y_D) \right] \cos(\varphi_1 - \varphi_2) + \\ &\quad - 2(y_E x_D - x_E y_D) \sin(\varphi_1 - \varphi_2) J^{\frac{1}{2}}, \end{aligned}$$

За първото събираемо от израза (3) след развитие в ред и като запазим само членовете до втори ред включително, се получава -

$$(8) \quad \begin{aligned} \Pi_1 &= \frac{1}{2}c_1 \frac{(y_E x_D - x_E y_D)^2}{x_E^2 + y_E^2 + x_D^2 + y_D^2} \varphi_1^2 + \\ &+ c_1 \frac{(y_E x_D - x_E y_D)^2}{x_E^2 + y_E^2 + x_D^2 + y_D^2} \varphi_1 \varphi_2 + \\ &+ \frac{1}{2}c_1 \frac{(y_E x_D - x_E y_D)^2}{x_E^2 + y_E^2 + x_D^2 + y_D^2} \varphi_2^2. \end{aligned}$$

Преобразуването на третото и четвъртото събираемо в (3) ще извършим като отчетем, че за координатите на центровете на тежест C_1 и C_2 са валидни зависимости, аналогични на (4), т.е.

$$(9) \quad \overline{y}_{Ci} = -x_{Ci} \sin \varphi_i + y_{Ci} \cos \varphi_i, \quad i = 1, 2.$$

След развитието в ред и запазването само на събираемите до втори ред включително, получаваме

$$(10) \quad \Pi_3 + \Pi_4 = -\frac{1}{2}m_1 g y_{C1} \varphi_1^2 - \frac{1}{2}m_2 g y_{C2} \varphi_2^2.$$

За да облекчим следващите записвания, ще представим потенциалната енергия (3) във вида:

$$(11) \quad \Pi = \frac{1}{2} \left(\tilde{c}_{11} \varphi_1^2 + 2\tilde{c}_{12} \varphi_1 \varphi_2 + \tilde{c}_{22} \varphi_2^2 \right),$$

където коефициентите $\tilde{c}_{11}, \tilde{c}_{12}, \tilde{c}_{22}$ се определят от изразите:

$$(12) \quad \begin{aligned} \tilde{c}_{11} &= c_1 \frac{(y_E x_D - x_E y_D)^2}{x_E^2 + y_E^2 + x_D^2 + y_D^2} - m_1 g y_{C1}, \\ \tilde{c}_{12} &= c_1 \frac{(y_E x_D - x_E y_D)^2}{x_E^2 + y_E^2 + x_D^2 + y_D^2}, \\ \tilde{c}_{22} &= c_1 \frac{(y_E x_D - x_E y_D)^2}{x_E^2 + y_E^2 + x_D^2 + y_D^2} + c_2 \frac{(y_D x_C - x_D y_C)^2}{x_D^2 + y_D^2 + x_C^2 + y_C^2} - m_2 g y_{C2}. \end{aligned}$$

Тъй като разглежданото равновесно положение е устойчиво, следва да са удовлетворени условията:

$$(12a) \quad \tilde{c}_{11} > 0, \tilde{c}_{11} \tilde{c}_{22} - \tilde{c}_{12}^2 > 0.$$

При тези означения споменатите уравнения ще се представят като:

$$(13) \quad \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + \tilde{c}_{11} \varphi_1 + \tilde{c}_{12} \varphi_2 &= 0, \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + \tilde{c}_{12} \varphi_1 + \tilde{c}_{22} \varphi_2 &= 0, \end{aligned}$$

В уравнения 13 са пренебрегнати съпротивленията от всякакъв вид.

По нататък ще допълним тези уравнения като отчетем и действащата в точката M сила $F(t)$, която е зададена

функция на времето. Тъй като тази сила действа само върху тялото 1, при едно негово завъртане на ъгъл $\delta\omega_1$ тя ще извърши работата

$$(14) \quad \delta W = [x_M F_y(t) - y_M F_x(t)] \delta\varphi_1$$

където (x_M, y_M) са координатите на приложната точка на силата $F(t)$, а F_x и F_y - компонентите на тази сила в показаната на Фиг.2 координатна система Оху.

Тогава е ясно, че при избраните обобщени координати, обобщената сила, която отговаря на първата координата φ_1 , е изразът в средните скоби на (14), а втората обобщена сила, която отговаря на втората координата φ_2 е равна на нула, т.е. от (13) получаваме:

$$(15) \quad \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + \tilde{c}_{11} \dot{\varphi}_1 + \tilde{c}_{12} \dot{\varphi}_2 &= x_M F_y(t) - y_M F_x(t), \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + \tilde{c}_{12} \dot{\varphi}_1 + \tilde{c}_{22} \dot{\varphi}_2 &= 0. \end{aligned}$$

От израза (13) ще се определят собствените честоти на системата, чиито квадрати (ω_1^2, ω_2^2) са корени на уравнението

$$(16) \quad J_1 J_2 \omega^4 - (\tilde{c}_{11} J_2 + \tilde{c}_{22} J_1) \omega^2 + \tilde{c}_{11} \tilde{c}_{22} - \tilde{c}_{12}^2 = 0.$$

2.2.2. Принудени трептения на системата

Изменението на силата $F(t)$ е показано на фиг.3. Вижда се, че тя не е периодична, но има определен елемент на периодичност. Ще приемем, че това е периодична сила, като усредним нейните стойности в един «период». Това ще изпълним по следния начин. Ще разделим всеки интервал, който отговаря на един период, на 24 равни подинтервала и ще определим ординатите на силата за примерно, 5 «периода». Ще пресметнем средните стойности на тези ординати и ще определим коефициентите на съответния ред на Фурие за тези 24 ординати в един подинтервал. За удобство можем да използваме формулите, известни като шаблони за 24 точки на ред на Фурие. Така се получава

$$(17) \quad F(t) = A_0 + \sum_{k=1}^6 A_k \cos kpt + B_k \sin kpt,$$

тъй като по споменатите формули се намират само първите шест коефициента на Фурие. Честотата на смущението е $p = \frac{2\pi}{T}$, където T е споменатият «период».

С постоянната компонента в (17) ще пресметнем по-нататък допълнителните опорни реакции, дължащи се на нея, а в уравненията (15) няма да я вземем под внимание, защото тя просто ще измести равновесното положение – а това равновесно положение ще приемем да е тъкмо това, за което пресметнахме всички еластични константи. Така дясната страна на първото уравнение от (15) ще се представи като

$$(17a) \quad \sum_{k=1}^6 (H_{Ck} \cos kpt + H_{Sk} \sin kpt),$$

където H_{C_i}, H_{S_i} $i = 1, 2, \dots, 6$ са познати константи.

Принудените трептения на системата ще се определят (тук се разглеждат така наричаните чисто принудени трептения - с основна честота p , тъй като разглеждаме установен режим на движение на системата) от израза

$$(18) \quad \varphi_i = \sum_{k=1}^3 (A_{ik} \cos kpt + B_{ik} \sin kpt), \quad i = 1, 2,$$

където амплитудите A_{ik}, B_{ik} , $i = 1, 2, k = 1, 2, 3$ имат вида:

$$(19) \quad \begin{aligned} A_{1k} &= \frac{(\tilde{c}_{22} - J_2(kp)^2) H_{Ck}}{J_1 J_2 ((kp)^2 - \omega_1^2) ((kp)^2 - \omega_2^2)}, \\ B_{1k} &= \frac{(\tilde{c}_{22} - J_2(kp)^2) H_{Sk}}{J_1 J_2 ((kp)^2 - \omega_1^2) ((kp)^2 - \omega_2^2)}, \\ A_{2k} &= \frac{\tilde{c}_{12} H_{Ck}}{J_1 J_2 ((kp)^2 - \omega_1^2) ((kp)^2 - \omega_2^2)}, \\ B_{2k} &= \frac{\tilde{c}_{12} H_{Sk}}{J_1 J_2 ((kp)^2 - \omega_1^2) ((kp)^2 - \omega_2^2)}, \end{aligned}$$

при което изключваме възможността за резонанс ($kp \neq \omega_1, \omega_2$).

2.2.3. Опорни реакции от силата $F(t)$ и инерционните сили.

Целта на настоящето изследване е да се определят опорните реакции на системата в установен режим на работа. Като използваме принципа на кинетостатиката, т.е. в системата отчитаме освен действащите външни сили, още и всички инерционни сили, тези опорни реакции ще се получат от статичните условия за равновесие. Това означава да отчетем действието на моментите на инерционните сили: $J_1 \ddot{\varphi}_1$, $J_2 \ddot{\varphi}_2$ и на инерционните сили, които са приложени в центровете на тежест C_1 и C_2 . Последните ще се изразят чрез ускоренията на тези точки и съответните маси на телата, т.е. компонентите на тези инерционни сили ще бъдат: $m_i \ddot{x}_{C_i}$ и $m_i \ddot{y}_{C_i}$, $i = 1, 2$. Означените ускорения ще пресметнем с известно приближение, като отчетем това, че завъртанята на телата 1 и 2 са относително малки и тогава преместванията на точките C_1 и C_2 са пренебрежими с останалите размери в системата. Тогава от зависимостите

$$(20) \quad \begin{aligned} \bar{x}_{C_i} &= x_{C_i} \cos \varphi_i - y_{C_i} \sin \varphi_i, \\ \bar{y}_{C_i} &= x_{C_i} \sin \varphi_i + y_{C_i} \cos \varphi_i, \end{aligned}$$

където $\bar{x}_{C_i}, \bar{y}_{C_i}$ са координатите на вече завъртаната на ъгъл φ_i точка C_i , а x_{C_i}, y_{C_i} са координатите на тази

точка преди завъртането (в равновесното положение), след двукратно диференциране следва:

$$(21) \quad \begin{aligned} \ddot{x}_{C1} &= -x_{C1} \cos \varphi_i \dot{\varphi}_i^2 + y_{C1} \sin \varphi_i \dot{\varphi}_i^2 - x_{C1} \sin \varphi_i \ddot{\varphi}_i - y_{C1} \cos \varphi_i \ddot{\varphi}_i, \\ \ddot{y}_{C1} &= -x_{C1} \sin \varphi_i \dot{\varphi}_i^2 - y_{C1} \cos \varphi_i \dot{\varphi}_i^2 + x_{C1} \cos \varphi_i \ddot{\varphi}_i - y_{C1} \sin \varphi_i \ddot{\varphi}_i, \end{aligned}$$

след което, като отчетем относително малките завъртания φ_i , намираме:

$$(22) \quad \begin{aligned} \ddot{x}_{C1} &= -x_{C1} \dot{\varphi}_i^2 - y_{C1} \ddot{\varphi}_i, \\ \ddot{y}_{C1} &= x_{C1} \ddot{\varphi}_i - y_{C1} \dot{\varphi}_i^2. \end{aligned}$$

Като приложим условията за равновесие на системата, върху която освен външните сили (опорните реакции и силата $F(t)$), действат и инерционните сили: $m_i \ddot{x}_{C1}$ и $m_i \ddot{y}_{C1}$, които са приложени в центровете на тежест C_1 и C_2 , получаваме:

$$(23) \quad \begin{aligned} B_x &= m_1 \ddot{x}_{C1} + m_2 \ddot{x}_{C2} - Fx(t), \\ B_y &= \frac{1}{l} [-J_1 \ddot{\varphi} + m_1 (x_{C1} \ddot{y}_{C1} - y_{C1} \ddot{x}_{C1}) - \\ &\quad - J_2 \ddot{\varphi}_2 + m_2 (x_{C2} \ddot{y}_{C2} - y_{C2} \ddot{x}_{C2}) + \\ &\quad + y_M F_x(t) - y_M F_y(t) - B_x h], \\ A &= \frac{1}{l} [-J_1 \ddot{\varphi} + m_1 (y_{C1} + h) \ddot{x}_{C1} - (x_{C1} - l) \ddot{y}_{C1}) - \\ &\quad - J_2 \ddot{\varphi}_2 + m_2 (y_{C2} + h) \ddot{x}_{C2} - (x_{C2} - l) \ddot{y}_{C2}) + \\ &\quad + (x_M - l) F_y(t) - (y_M + h) F_x(t) J], \end{aligned}$$

от където, като отчетем (22), се получава:

$$(24) \quad \begin{aligned} B_x &= m_1 (x_{C1} \dot{\varphi}_1^2 + y_{C1} \ddot{\varphi}_1) + m_2 (x_{C2} \dot{\varphi}_2^2 + y_{C2} \ddot{\varphi}_2) - Fx(t), \\ B_y &= \frac{1}{l} [-\bar{J}_1 \ddot{\varphi}_1 - \bar{J}_2 \ddot{\varphi}_2 + y_M F_x(t) - x_M F_y(t) - h B_x J], \\ A &= \frac{1}{l} [-\tilde{J}_1 \ddot{\varphi}_1 + -\tilde{J}_2 \ddot{\varphi}_2 + m_1 (l y_{C1} - h x_{C1}) \dot{\varphi}_1^2 + \\ &\quad + m_2 (l y_{C2} - h x_{C2}) \dot{\varphi}_2^2 + \\ &\quad + (x_M - l) F_y(t) - (y_M + h) F_x(t) J], \end{aligned}$$

където сме означили:

$$\begin{aligned} \bar{J}_i &= J_i + m_i (x_{Ci}^2 + y_{Ci}^2), \\ \tilde{J}_i &= \bar{J}_i + m_i (l x_{Ci} + h y_{Ci}) \quad i = 1, 2. \end{aligned}$$

Да определим допълнителните опорни реакции, които се дължат на средната стойност на смущаващата сила, която се определя от коефициента на Фурие A_0 от (17). От равновесните условия, като отчитаме само споменатата средна стойност F_{cp} , имаме:

$$(25) \quad B_x^{(F)} = -F_{cp}, \quad B_y^{(F)} = \frac{1}{l} (y_M F_{cp} - x_M F_{cp} - h B_x^{(F)}),$$

$$A_y^{(F)} = \frac{1}{l} (x_M - l) F_{cp} - (y_M + h) F_{cp}.$$

3. Аprobация на аналитичната методика Анализ на получените резултати

Верността на аналитичната методика може да се провери, ако тя се приложи за пресмятане на определените в нея силови и динамични характеристики на роторния багер върху физическия модел. Най-добре би било, ако това е реална промишлена машина. В настоящата работа за тази цел ще се използва роторен багер SchRs-2000. Конструктивна схема на този багер е дадена на фиг.1, а необходимите за прилагане на методиката геометрични, еластични, силови и масови характеристики на машината са следните (съгласно означенията на отделните величини в текста):

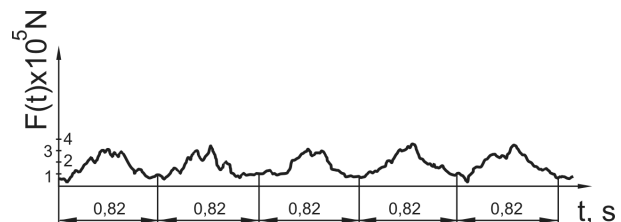
$l=8,2$ m; $h=2$ m; $X_c=27$ m; $Y_c=16$ m; $X_d=2,6$ m; $Y_d=20$ m; $X_e=-34$ m; $Y_e=5,5$ m; $X_M=-45,8$ m; $Y_M=-0,95$ m; $X_{c1}=-25,1$ m; $Y_{c1}=-3,6$ m; $X_{c2}=-1,9$ m; $Y_{c2}=15,4$ m; $m_1=414$ t; $m_2=47$ t; $J_1=407 \cdot 10^6$ kgm²; $J_2=13 \cdot 10^6$ kgm²; $X_{c3}=29,9$ m; $Y_{c3}=11,2$ m; $m_3=472$ t; $c_1=200000000$ N/m; $c_2=100000000$ N/m; $g=9.81$ m.s⁻².

Осцилограмата на натоварването на изпълнителния орган на багера (на силата на копаене $F(t)$) е представена на фиг.3.

Дадените пет последователни работни цикли са осреднени за удобното им описание в ред на Фурие. Чрез шаблон от 24 точки.

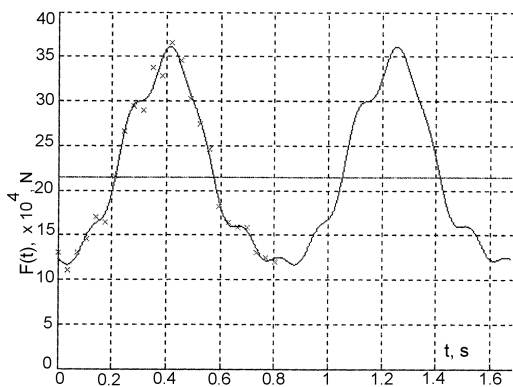
Осреднените ординати на представителния цикъл са:

YF(1)=13 mm; YF(2)=11 mm; YF(3)=13 mm; YF(4)=14,6 mm; YF(5)=17 mm; YF(6)=16,4 mm; YF(7)=21,6 mm; YF(8)=26,6 mm; YF(9)=29,4 mm; YF(10)=29 mm; YF(11)=33,8 mm; YF(12)=32,8 mm; YF(13)=36,6 mm; YF(14)=34,6 mm; YF(15)=30,2 mm; YF(16)=27,4 mm; YF(17)=24,6 mm; YF(18)=18,2 mm; YF(19)=16,4 mm; YF(20)=15,8 mm; YF(21)=15,8 mm; YF(22)=13 mm; YF(23)=12,4 mm; YF(24)=13 mm;



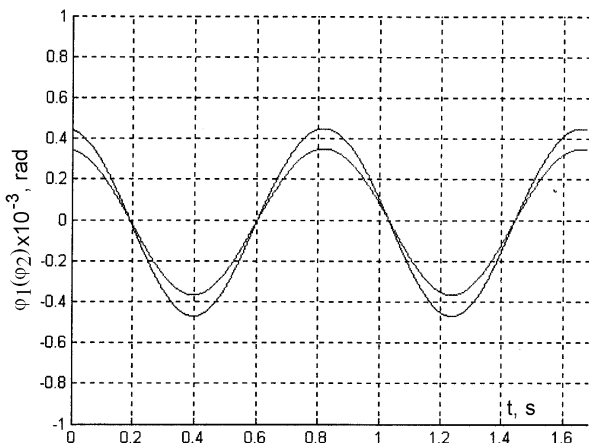
Фиг.3

Графика на два периода от осреднения цикъл е дадена на фиг.4. За прегледност на достоверността на представяне, върху първия цикъл на графиката от фиг.4, с "x" са отбелязани стойностите на измерените от осцилограмата ординати на силата на копаене $F(t)$.



Фиг. 4

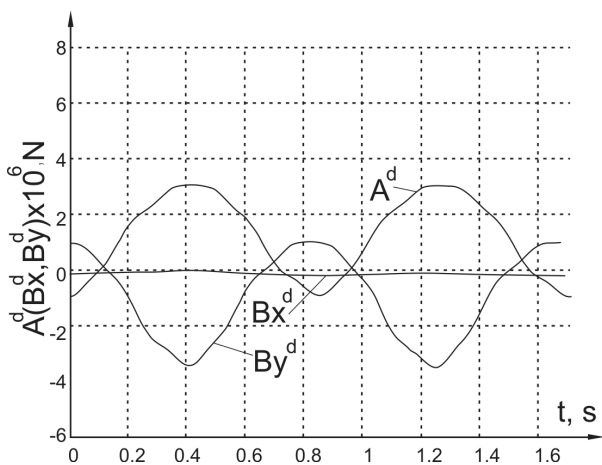
На фиг.5 са представени графики на изменението на ъгъла на трепене φ_1 на роторната стрела, и на ъгъла на трепене φ_2 на А-образната стойка. Вижда се, че ъглите са еднопосочни и близки по големина. Това показва, че двете тела 1 и 2 (фиг.2) се движат почти като едно тяло.



Фиг. 5.

Това се дължи на голямата разлика в инерционните моменти J_1 и J_2 на телата 1 и 2, както и на по-голямата еластична константа C_1 в сравнение с C_2 .

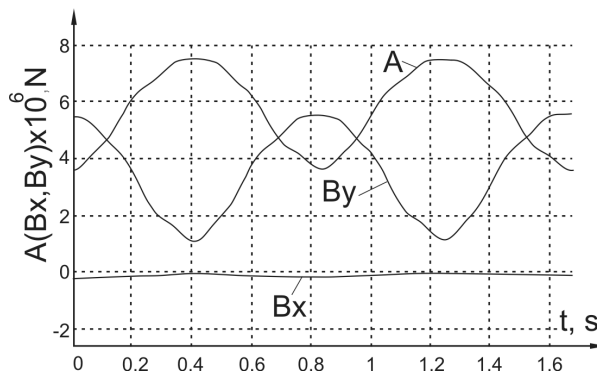
Макар и да са сравнително малки ъгловите амплитуди φ_1 и φ_2 на трепене на телата 1 и 2, динамичните компоненти на реакциите в опорите А и В са значителни. Това се вижда от фиг.6. Динамичните компоненти на опорните



Фиг.6.

реакции са съизмерими със статичните, породени от гравитационните товари. Това се обяснява с голямата инертност на системата на багера (големи масови инерционни моменти J_1 и J_2) и относително висока честота на принудените трептения, чийто период е $T=0,82$ s.

На фиг. 7 са представени сумарните стойности на реакциите в опорите А и В, дължащи се на гравитационните товари и на динамиката на работния процес. Динамичните компоненти на реакциите в опорите А и В са същите, както тези от фиг.6, защото те просто се суперпонираат с постанните стойности на реакциите, създадени от гравитационните товари.



Фиг.7

4. Заключение

Така представената методика (апробирана върху багер SchRs-2000) позволява чрез реакциите в опорите А и В да се определи натоварването на опорния лагер по големината и характера. Това представлява основа за пресмятането и определянето на експлоатационния режим на работа на опорния лагер на багера.

Следва да се има предвид, че разглежданият пример представлява частен случай на работния процес на багера при работа на последния в сравнително хомогенен забой с височина на стъпалото $H=g$ и номинално натоварване на роторния двигател.

При по-динамичен работен процес (по-твърди и нехомогенни пластове от изкопавания материал) е възможна по-различна количествена и качествена характеристика на реакциите в опорите А и В.

В настоящата работа също така не се разглежда влиянието на дисипативните свойства на забоя, които несъмнено биха оказали влияние на динамиката на опорните реакции в направление на снижаването ѝ.

Провеждането на повече и по-представителни измервания при различни технологични и физикомеханични характеристики на забоя ще доведе до обогатяване и прецизиране на предлаганата методика. Последното обстоятелство несъмнено ще разшири възможността за практическата приложимост на предлаганата изчислителна методика.

Литература

Кисьов, Ив. Д. Наръчник на инженера, II част. С., Наука и изкуство, 1959.
Курсово проектиране на минни машини. С., Техника, 1980

Чудновский, В.Ю. Механика роторных экскаваторов. Йерусалим., Мика К. А., 2002
Шейретов, К. Минни машини, II част. С., Техника, 1983
Payer, G. u.a. Tagebaugrossgeräte und Universalbagger. Berlin., VEB Technik, 1971

*Препоръчана за публикуване от
Рецензент доц. д-р Цв. Дамянов*