

УДК 62-236.58

Ю.М. Черевко, к.т.н.*Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, м. Львів, Україна*

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ РЕМОНТНО-ЕВАКУАЦІЙНОЇ МАШИНИ ПРИ ЕВАКУАЦІЇ ЗАСТРЯГЛОЇ ТЕХНІКИ

Досліджуються динамічні процеси, які виникають в конструктивних елементах вантажопідійомних механізмів рухомих ремонтно-евакуаційних засобів під час відриву залиплого вантажу від опорної поверхні на прикладі крану з гідравлічним приводом. В результаті теоретичного дослідження представлена розроблена математична модель процесу евакуації застряглої техніки ремонтно-евакуаційними засобами з використанням стріли гідрокрану для найбільш складного у плані динамічних перевантажень випадку часткового занурення та щільного залипання вантажу у глинистому ґрунті.

Ключові слова: ремонтно-евакуаційна машина, стріла гідрокрану, вантажопідійомні механізми, математична модель, залипання вантажу.

Постановка проблеми

Інтенсивний розвиток засобів і способів ведення бойових дій висуває підвищені вимоги до системи технічного забезпечення військ, зокрема до комплексу рухомих засобів евакуації та відновлення озброєння і військової техніки (рис. 1).



Рис. 1 – Ремонтно-евакуаційні засоби

Підвищити можливості та продуктивність наявних евакуаційних засобів можна шляхом їх модернізації або створенням якісно нових зразків. Для цього необхідно враховувати особливості використання такої техніки.

Одним з аспектів використання ремонтно-евакуаційних засобів є висока ефективність при витягуванні застряглих об'єктів з використанням тяги двигуна або засобів евакуації (лебідок, поліпастів, важелів другого роду, кранового устаткування). Для цього використовуються способи напівпідйому і підйому. Вони є найбільш ефективними при витягуванні об'єктів з укриттів, завалів,

кар'єрів, а також при встановленні машин, що перекинулися у вузькі перешкоди з вертикальними стінками (протитанкові рови, кювети, яри і т. п.). При цьому спостерігається таке явище, як залипання вантажу – кран намагається відірвати машину, яка занурена в опорну поверхню. В якийсь момент часу машина ривком відривається від поверхні і при цьому в елементах конструкції крана спостерігаються великі динамічні навантаження, що можуть привести до руйнування цих елементів.

Аналіз останніх досягнень та публікацій

З [1, 2] відомо, що найбільш важким у випадку виникнення динамічних зусиль у елементах вантажопідійомних машин, є операція підйому вантажу, яка у свою чергу пов'язана з проблемами точності позиціонування вантажу [3, 4], а також навантажень у приводі підйомно-транспортної машини.

Постановка задачі та її розв'язання

Метою роботи є розроблення математичної моделі процесу відриву залиплого вантажу від опорної поверхні на прикладі роботи ремонтно-евакуаційної машини при евакуації застряглої техніки.

Виокремлення невирішених раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується стаття

Операція підйому вантажу пов'язана з навантаженнями у приводі підйомно-транспортної машини [5–8]. Ці динамічні зусилля додатково зростають, коли в момент початку підйому вантажів елементи вантажопідійомника мають не нульову швидкість відносно вантажу (режим підйому вантажу з підхопленням). Щоб уникнути цього режиму підйому, оператор крана в момент відриву вантажу від опори гальмує механізм підйому і лише через деякий момент часу продовжує операцію підйому. В цьому випадку момент відриву вантажу від опори можна визначити лише у випадку, коли вантаж лежить на жорсткій опорі. Випадок відриву залиплого вантажу від опорної поверхні в літературі не розглянуто.

Виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів

Спрощений варіант механізму підйому стріли представлений розрахунковою схемою (рис. 2).

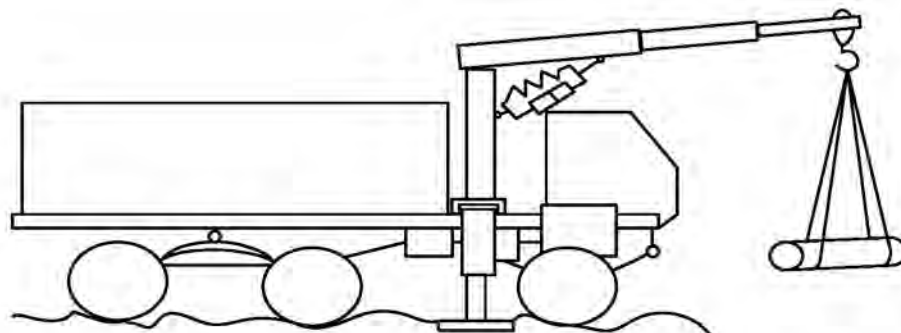


Рис. 2 – Механізм підйому стріли ремонтно-евакуаційної машини

У дослідженнях використовувалися припущення відносно властивостей елементів приводу підйому стріли гідрокрану, її металоконструкції, вантажу, опори та умов виконання операції підйому вантажу.

1. Насос:

- нерівномірність подачі робочої рідини внаслідок кінематики рідини та конструкції самого насоса не враховується;
- вплив стискання рідини у робочих порожнинах насоса не враховується.

2. Трубопроводи низького та високого тисків:

- складаються з простих ділянок невеликої загальної довжини;

- зміни швидкості робочої рідини в трубопроводах малі;
 - хвильові процеси у робочих рідинах трубопроводів не враховуються, оскільки довжини трубопроводів малі;
 - втрати тиску робочої рідини за довжинами трубопроводів залежать від середнього значення витрат рідини на їх кінцях;
 - інерційні сили робочої рідини у трубопроводах не враховано.
3. Гідроциліндр:
- пружне ущільнення між штоком поршня та корпусом гідроциліндра не допускає втрат робочої рідини, але створює сухе тертя між ними, яке залежить від тиску у їх робочій порожнині гідроциліндру;
 - між поршнем та внутрішніми стінками гідроциліндра діють сили в'язкого опору, що залежать від їх відносної швидкості;
 - корпус гідроциліндра є інерційним тілом, що має радіальну пружність.
4. Стріла гідрокрану:
- жорстке на згин інерційне тіло.
5. Підвіс вантажу до стріли:
- безінерційне тіло з односторонньою пружністю на розтяг;
 - має внутрішнє тертя, яке залежить від сили, що розтягує його.
6. Вантаж:
- жорстке інерційне тіло.
7. Опора:
- за рахунок залипання вантажу створює опір його підйому, який досягає свого максимального значення в момент відриву вантажу від неї.
8. Рух елементів стріли гідрокрану та вантажу:
- оскільки досліджується частина операції підйому, а саме момент підхоплення частково зануреного вантажу в опору, тому припускається, що рух стріли гідрокрану та вантажу відбувається у вертикальній площині.

Рівняння роботи і руху елементів гідрокрану та вантажу мають наступний вигляд.

1. Трубопроводи високого та низького тисків. Рівняння зміни тисків та витрат на кінцях трубопроводів високого та низького тисків однакові. Тому наведемо їх не акцентуючи увагу на тому, про який саме трубопровід піде мова.

$$\begin{cases} \frac{dp_{mp,ex} - Q_{mp,ex} - Q_{mp,вх}}{dt} = \frac{Q_{mp,ex} - Q_{mp,вх}}{k_{np,mp}}; \\ p_{mp,вх} = p_{mp,ex} - \lambda \cdot \frac{8 \cdot \gamma_{рід} \cdot L_{mp}}{\pi^2 \cdot g \cdot d_{mp}^5} \cdot \left| \frac{Q_{mp,ex} - Q_{mp,вх}}{2} \right| \cdot \left(\frac{Q_{mp,ex} - Q_{mp,вх}}{2} \right) \end{cases} \quad (1)$$

де $p_{mp,ex}$, $p_{mp,вх}$ – тиск робочої рідини на вході та виході з трубопроводу; $Q_{mp,ex}$, $Q_{mp,вх}$ – об'ємна

витрата робочої рідини на вході та виході з трубопроводу за одиницю часу; $k_{np,mp} = \frac{\pi \cdot d_{mp}^2 \cdot L_{mp}}{4 \cdot E_{np}}$ –

коефіцієнт пружності трубопроводу з робочою рідиною ($\text{м}^5/\text{Н}$); $\gamma_{рід}$ – питома вага робочої рідини; d_{mp} –

середній діаметр трубопроводу; L_{mp} – загальна довжина трубопроводу; $E_{np} = \frac{E_{рід}}{1 + \frac{d_{mp}}{\delta_{mp}} \cdot \frac{E_{рід}}{E_{mp}}}$ –

приведений об'ємний модуль пружності трубопроводу разом з робочою рідиною ($\text{Н}/\text{м}^2$); $E_{рід}$, E_{mp} –

об'ємний модуль пружності робочої рідини та модуль пружності стінки трубопроводу (Н/м^2); δ_{mp} – товщина стінки трубопроводу;

$$\lambda = \begin{cases} 75 / \text{Re}, & \text{коли } \text{Re} \leq 2300; \\ 0,3164 \cdot \text{Re}^{(-0,25)}, & \text{коли } \text{Re} > 2300; \end{cases} \quad - \text{ коефіцієнт втрат тиску робочої рідини за довжиною}$$

трубопроводу (безрозмірна величина); $\text{Re} = \frac{2 \cdot |Q_{mp,ex} - Q_{mp,вх}|}{\pi \cdot d_{mp} \cdot v_{рід}} - \text{число Рейнольдса}$; $v_{рід}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості робочої рідини ($\text{м}^2/\text{с}$); g – пришвидшення вільного падіння.

2. Насос. Роботу насоса в межах прийнятих припущень однозначно описує система трьох рівнянь: рівняння моментів на входному його валу та двох рівнянь об'ємних витрат робочої рідини на вході та виході з нього. Рівняння враховують об'ємні витрати, що залежать від кутової швидкості обертання входного валу та перепаду тисків на вході й виході з насосу. Вони мають вигляд:

$$\begin{cases} M_n = q_n \cdot f(q) \cdot (p_{n,вх} - p_{n,вх}) + \alpha_{n,\omega} \cdot \omega_n + \alpha_{n,p} \cdot |p_{n,вх} - p_{n,вх}| + \alpha; \\ Q_{n,ex} = q_n \cdot f(q) \cdot \omega_n + k_{n,emp} \cdot p_{n,ex}; \\ Q_{n,вх} = q_n \cdot f(q) \cdot \omega_n - k_{n,emp} \cdot p_{n,вх}; \end{cases} \quad (2)$$

де M_n – крутний момент на входному валу насоса; $f(q) = \frac{q(t)}{q_n}$ – функція регулювання

продуктивності насоса $-1 \leq f(q) \leq +1$; q_n – максимальний робочий об'єм насоса; $\alpha_{n,\omega}$, $\alpha_{n,p}$ – коефіцієнти гідромеханічних втрат, що залежать від кутової швидкості обертання входного валу насоса та перепаду тисків у вихідній та входній порожнинах насоса; α – постійна гідромеханічних втрат ($\text{Н} \cdot \text{м}$); $k_{n,emp}$ – коефіцієнт об'ємних втрат насоса [$\text{м}^2 / (\text{Н} \cdot \text{с})$].

3. Гідроциліндр. Роботу гідроциліндра в межах прийнятих припущень однозначно описує система трьох рівнянь (разом з початковими умовами): рівняння поступального руху гідроциліндра під дією сил тиску, сухого тертя пружного ущільнення штоку поршня, в'язкого тертя поршня, сил ваги гідроциліндра та стріли гідрокрану, пружних сил підвісу вантажу; двох рівнянь зміни тиску робочої рідини на вході та виході з гідроциліндра з врахуванням її пружності у порожнинах гідроциліндра. Вони мають вигляд:

$$\begin{cases} \left(\frac{I_{cmp}}{l_{O_1O_2}^2} + m_u \right) \cdot \frac{d^2 z_u}{dt^2} = P_{руш.ц} - [F_{он.в} + F_{он.р} + G_{\Sigma} + F_{np}]; \\ \frac{dp_{u,ex}}{dt} = \frac{Q_{u,ex} - F_{u,ex} \cdot V_u}{k_{u,np,ex}}; \\ \frac{dp_{u,вх}}{dt} = \frac{F_{u,вх} \cdot V_u - Q_{u,вх}}{k_{u,np,вх}}; \end{cases} \quad (3)$$

де $I_{cmp} = \sum_{j=1}^n \left\{ m_j \cdot \left[\frac{L_j^2}{3} + \left(\sum_{i=0}^{j-1} L_i \right) \cdot \left(\sum_{i=0}^j L_i \right) \right] \right\}$ – момент інерції стріли гідрокрану відносно осі нерухомого

шарніру її кріплення до опорної стійки стріли (шарнір O_1); n – кількість секцій стріли; m_j , L_j – маса та довжина j -тої секції стріли; $L_0 = 0$ – довжина опорної стійки стріли; $l_{O_1O_2}$ – відстань від шарніра O_1 кріплення стріли до шарніра O_2 кріплення корпусу гідроциліндра до стріли; m_u – маса корпусу гідроциліндра; z_u – переміщення корпусу гідроциліндра; $P_{руш.ц} = P_{u,ex} \cdot F_{u,ex} - P_{u,вх} \cdot F_{u,вх}$ – рушійна

сила корпусу гідроциліндра, що створюється силами тиску робочої рідини; $P_{ч,вх}$, $P_{ч,вих}$ – тиски робочої рідини у порожнинах входу і виходу з гідроциліндра; $F_{ч,вх}$, $F_{ч,вих}$ – площі поперечних перерізів порожнин входу і виходу з гідроциліндра:

$$F_{ч,вх} = \frac{\pi \cdot D_{ч}^2}{4}; \quad F_{ч,вих} = \frac{\pi \cdot (D_{ч}^2 - D_{ум}^2)}{4}; \quad D_{ч}, \quad D_{ум} - \text{внутрішній діаметр гідроциліндра та зовнішній діаметр штока};$$

$F_{он,в} = h \cdot V_{ч}$ – сила в'язкого тертя між поршнем та внутрішньою стінкою гідроциліндра; $F_{он,п} = (F_{он,п}^0 + k_{ч,вих} \cdot P_{ч,вих}) \cdot \text{sign}(V_{ч})$ – сила сухого тертя пружного ущільнення штоку поршня; $F_{он,п}^0$ – сила сухого тертя при відсутності тиску; $k_{ч,вих}$ – коефіцієнт пропорційності між тиском вихідної порожнини гідроциліндра та силою сухого опору в ущільненні; $V_{ч}$ – швидкість поступального руху гідроциліндра; h – коефіцієнт в'язкого тертя; $G_{\Sigma} = G_{ч} + G_{стр,прив}$ – сумарна сила від сил ваги корпусу гідроциліндра та секцій стріли гідрокрану; $G_{ч} = g \cdot m_{ч}$;

$$G_{стр,прив} = \frac{\sum_{j=1}^n \left[q_j \cdot L_j \cdot \left(\sum_{i=0}^{j-1} L_i + \frac{L_j}{2} \right) \right]}{l_{O_1O_2}} - \text{приведена до осі шарніра } O_2 \text{ сумарна вага секцій стріли гідрокрану};$$

q_j – вага одиниці довжини j -тої секції стріли гідрокрану (погонна вага j -тої секції);

$$F_{пр} = c_{н.с.} \cdot (z_A - z_e) \cdot \frac{\sum_{j=1}^n L_j}{l_{O_1O_2}} - \text{сила пружної деформації підвісу вантажу, що приведена до осі шарніру } O_2;$$

z_A – переміщення осі шарнірного кріплення гака до стріли гідрокрану;

z_e – переміщення вантажу; $c_{н.с.}$ – коефіцієнт жорсткості пружного підвісу вантажу.

4. Вантаж. Поступальний рух вантажу в межах прийнятих припущень однозначно описує рівняння динаміки матеріальної точки (разом з початковими умовами):

$$m_a \cdot \frac{d^2 z_a}{dt^2} = F_{пр}^e - G_a - F_{тер,оп}; \quad (4)$$

де m_a – маса вантажу; $V_a = \frac{dz_a}{dt}$ – швидкість вантажу; $F_{пр}^e = c_{н.с.} \cdot (z_A - z_a)$ – сила пружної деформації підвісу вантажу; $G_a = g \cdot m_a$ – вага вантажу;

$$F_{тер,оп} = \begin{cases} G_a \cdot k_{он} - \text{від початку операції підйому вантажу поки } V_a = 0; \\ 0 - \text{з моменту коли } V_a \text{ вперше } \neq 0 \text{ і надалі}; \end{cases}$$

$k_{он}$ – коефіцієнт сили тертя між опорою і частково залиплим в ній вантажем; він залежить від в'язких властивостей матеріалу самої опори.

Надалі будемо вважати, що запірні клапани у гідросистемі відкриті та їх вплив на динаміку виконання операції підйому вантажу незначний. Це дозволяє стверджувати, що виконується набір рівностей:

$$\begin{cases} Q_{тр.вих}^{(1)} = Q_{н.вих} : P_{тр.вих}^{(1)} = P_{н.вих} ; \\ Q_{тр.вих}^{(2)} = Q_{н.вих} : P_{тр.вих}^{(2)} = P_{н.вих} ; \\ Q_{тр.вих}^{(2)} = Q_{ц.вих} : P_{тр.вих}^{(2)} = P_{ц.вих} ; \\ Q_{тр.вих}^{(3)} = Q_{ц.вих} : P_{тр.вих}^{(3)} = P_{ц.вих} ; \end{cases} \quad (5)$$

де:

$Q_{тр.вих}^{(j)}, Q_{тр.вих}^{(j)}, P_{тр.вих}^{(j)}, P_{тр.вих}^{(j)}$ – об’ємні витрати та тиски на вході та виході з j -того трубопроводу (рис. 3), $j = 1, 2, 3$.

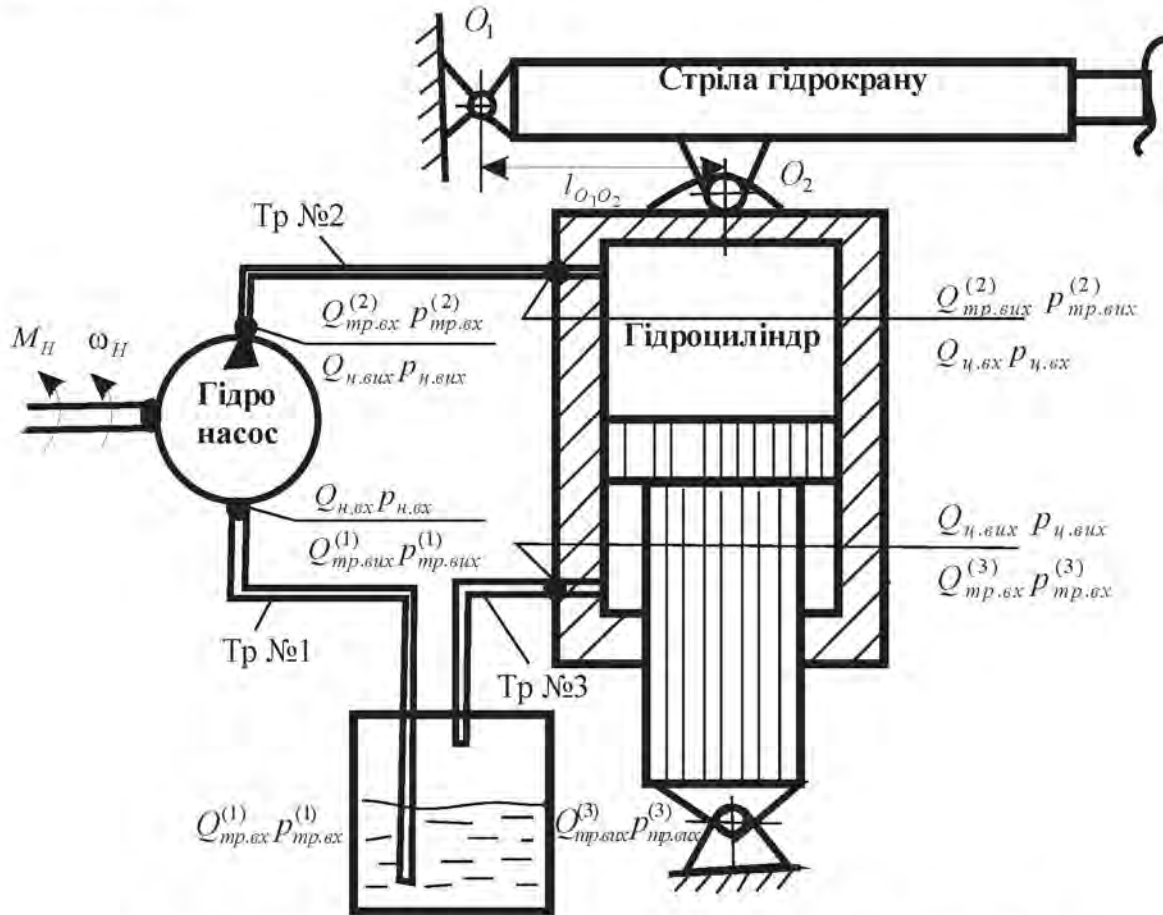


Рис. 3 – Спрощена схема гідравлічної частини механізму підйому стріли на початку виконання операції підйому вантажу

Тоді система рівнянь (1), що описує зв’язки між витратами рідини та тисками її на входах і виходах трубопроводів, набирає вигляду:

– трубопровід 1

$$\begin{cases} \frac{dp_{тр.вих}^{(1)}}{dt} = \frac{Q_{тр.вих}^{(1)} - Q_{н.вих}}{k_{тр.мп}^{(1)}} ; \\ P_{н.вих} = P_{тр.вих}^{(1)} - \lambda^{(1)} \cdot \frac{8 \cdot \gamma_{рід} \cdot L_{тр}^{(1)}}{\pi^2 \cdot g \cdot [d_{тр}^{(1)}]^5} \cdot \left| \frac{Q_{тр.вих}^{(1)} - Q_{н.вих}}{2} \right| \cdot \left(\frac{Q_{тр.вих}^{(1)} - Q_{н.вих}}{2} \right) \end{cases} \quad (6)$$

– трубопровід 2

$$\begin{cases} \frac{dp_{n,вих}}{dt} = \frac{Q_{n,вих} - Q_{n,вх}}{k_{np,mp}^{(2)}}; \\ p_{n,вх} = p_{n,вих} - \lambda^{(2)} \cdot \frac{8 \cdot \gamma_{pid} \cdot L_{mp}^{(2)}}{\pi^2 \cdot g \cdot [d_{mp}^{(2)}]^5} \cdot \left| \frac{Q_{n,вих} - Q_{n,вх}}{2} \right| \cdot \left(\frac{Q_{n,вих} - Q_{n,вх}}{2} \right) \end{cases} \quad (7)$$

– трубопровід 3

$$\begin{cases} \frac{dp_{n,вих}}{dt} = \frac{Q_{n,вих} - Q_{mp,вих}^{(3)}}{k_{np,mp}^{(3)}}; \\ p_{mp,вх}^{(3)} = p_{n,вих} - \lambda^{(3)} \cdot \frac{8 \cdot \gamma_{pid} \cdot L_{mp}^{(3)}}{\pi^2 \cdot g \cdot [d_{mp}^{(3)}]^5} \cdot \left| \frac{Q_{n,вих} - Q_{mp,вих}^{(3)}}{2} \right| \cdot \left(\frac{Q_{n,вих} - Q_{mp,вих}^{(3)}}{2} \right); \end{cases} \quad (8)$$

де $k_{np,mp}^{(j)} = \frac{\pi \cdot [d_{mp}^{(j)}]^2 \cdot L_{mp}^{(j)}}{4 \cdot E_{mp}^{(j)}}$, $j = 1, 2, 3$; $d_{mp}^{(j)}$ – середній діаметр j -того трубопроводу (рис. 2); $L_{mp}^{(j)}$ –

загальна довжина j -того трубопроводу; $\delta_{mp}^{(j)}$ – товщина стінки j -того трубопроводу;

$E_{mp}^{(j)} = \frac{E_{pid}}{1 + \frac{d_{mp}^{(j)}}{\delta_{mp}^{(j)}} \cdot \frac{E_{pid}}{E_{mp}^{(j)}}}$ – приведений об'ємний модуль пружності j -того трубопроводу разом з робочою

рідиною; $E_{mp}^{(j)}$ – модуль пружності матеріалу j -того трубопроводу:

$$\lambda = \begin{cases} 75 / \text{Re}^{(j)}, & \text{коли } \text{Re}^{(j)} \leq 2300; \\ 0,3164 \cdot [\text{Re}^{(j)}]^{(-0,25)}, & \text{коли } \text{Re}^{(j)} > 2300; \end{cases}$$

$$\text{Re}^{(1)} = \frac{2 \cdot |Q_{mp,вх}^{(1)} - Q_{n,вх}|}{\pi \cdot d_{mp}^{(1)} \cdot v_{pid}}; \quad \text{Re}^{(2)} = \frac{2 \cdot |Q_{n,вих} - Q_{n,вх}|}{\pi \cdot d_{mp}^{(2)} \cdot v_{pid}}; \quad \text{Re}^{(3)} = \frac{2 \cdot |Q_{n,вих} - Q_{mp,вих}^{(3)}|}{\pi \cdot d_{mp}^{(3)} \cdot v_{pid}}.$$

Початок операції підйому з підхопленням стрілою гідрокрану, частково залиплого в опори вантажу, можна представити послідовністю таких процесів:

1. Початковий стан спокою. На входному валу гідронасоса відсутній крутний момент ($M_n = 0$), кутова швидкість його обертання дорівнює нулю ($\omega_n = 0$). Корпус гідроциліндра відносно власного поршня зі штоком – нерухомий, стріла гідрокрану нерухома, пружний підвіс вантажу – послаблений, а сам вантаж частково залиплий в опори.

2. Початок руху входного валу гідронасоса та гідроциліндра до повної виборки послабленого підвісу вантажу. Вмикається гідронасос, крутний момент на його входному валу залежить від кутової швидкості його обертання ($M_n = M_n(\omega_n)$). Ця функціональна залежність повністю копіює функціональну залежність між моментом на вихідному валу приводного двигуна та швидкістю обертання цього валу. У порожнину циліндру над поршнем починає надходити робоча рідина і корпус циліндра разом зі стрілою гідрокрану починають рухатися. Процес закінчується коли за рахунок підйому крайньої секції стріли разом з гаком повністю вибирається послаблення пружного підвісу, але пружні деформації у ньому ще відсутні.

3. Продовження руху корпусу гідроциліндра до моменту, коли сила пружних деформацій підвісу вантажу стане рівною вазі вантажу та силі опору підйому з боку опори за рахунок його залипання.

4. Продовження руху корпусу гідроциліндра разом зі стрілою та поступальний рух вантажу.

Чотири процеси початку операції підйому вантажу описуються наступними наборами рівнянь.

Перший процес: системою рівнянь (6), в якій $\frac{dp_{np,ax}^{(1)}}{dt} = 0$; системою рівнянь (2), в якій $M_n = 0$, $\omega_n = 0$; системою рівнянь (7), в якій $\frac{dp_{n,вих}}{dt} = 0$; системою рівнянь (3), в якій $\frac{d^2 z_n}{dt^2} = 0$, $F_{np}^{xy} = 0$; системою рівнянь (8), в якій $\frac{dp_{n,вих}}{dt} = 0$.

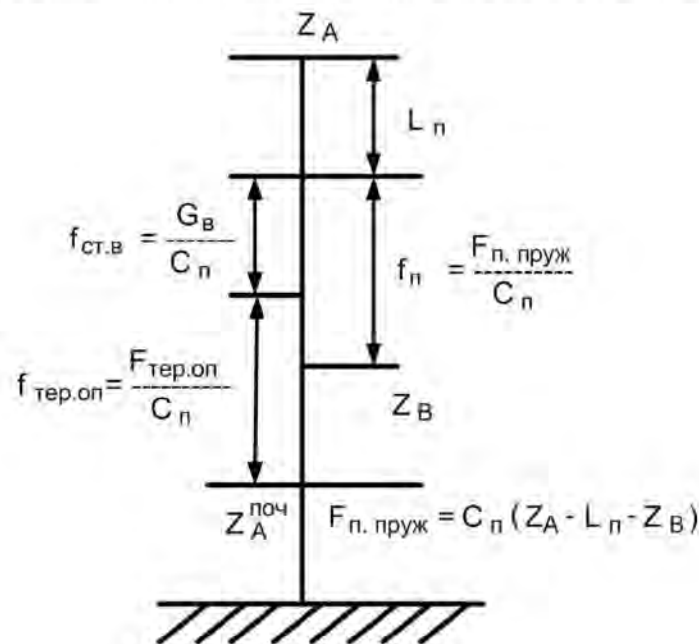
Другий процес: системами рівнянь (6); (2); (7); (3), в якій $F_{np}^{xy} = 0$; (8).

Третій процес: системами рівнянь (6); (2); (7); (3); (8).

Четвертий процес: системами рівнянь (6); (2); (7); (3); (8) та рівнянням (4).

Початковими умовами наступних процесів початку операції підйому вантажу є кінцеві умови попередніх процесів. Тобто початковими умовами другого є кінцеві умови першого, початковими умовами третього – кінцеві умови другого, початковими умовами четвертого – кінцеві умови третього процесу.

Найбільш складним у плані динамічних перевантажень всіх елементів гідрокрану є випадок часткового занурення та щільного залипання вантажу у глинистому ґрунті, коли після відриву від нього вантаж під дією сил пружних деформацій підвісу підлітає до висоти значного послаблення підвісу і, досягнувши верхньої точки, де швидкість його дорівнює нулю, падає вниз на пружному підвісі. Розглянемо такий випадок початку операції підйому вантажу більш детально (рис. 4).



L_n – вільна довжина підвісу вантажу; G_v – вага вантажу; c_n – коефіцієнт жорсткості підвісу вантажу; $f_{ст.в}$ – статична деформація підвісу вантажу від його ваги; $f_{тер.оп}$ – деформація підвісу вантажу при подоланні тертя з боку опори; $F_{тер.оп}$ – сила пружних деформацій підвісу вантажу при подоланні тертя з боку опори; f_n – деформація підвісу вантажу у довільному його положенні; $F_{н,пруж}$ – сили пружних деформацій підвісу при перебуванні вантажу у довільному його положенні; z_A , z_a , $z_B^{поч}$ – координати точки А стріли гідрокрану та вантажу у довільному і початковому положеннях.

Рис. 4 – Початок операції підйому з підхопленням стрілою гідрокрану частково залиплого в опорі з глинистого ґрунту вантажу

З урахуванням систем рівнянь (6), (2), (7), (3), (8) та рівняння (4) рух елементів гідроприводу стріли крана, елементів її металоконструкції та вантажу можна описати наступною системою рівнянь:

$$\left\{ \begin{aligned}
 \frac{dp_{mp,ax}^{(1)}}{dt} &= \frac{Q_{mp,ax}^{(1)} - Q_{n,ax}}{k_{np,mp}^{(1)}}; \\
 p_{n,ax} &= p_{mp,ax}^{(1)} - \lambda^{(1)} \cdot \frac{8 \cdot \gamma_{pid} \cdot L_{mp}^{(1)}}{\pi^2 \cdot g \cdot [d_{mp}^{(2)}]^5} \cdot \left| \frac{Q_{mp,ax}^{(1)} - Q_{n,ax}}{2} \right| \cdot \left(\frac{Q_{mp,ax}^{(1)} - Q_{n,ax}}{2} \right); \\
 M_n &= q_n \cdot f(q) \cdot (p_{n,ax} - p_{n,ax}) + \alpha_{n,\omega} \cdot \omega_n + \alpha_{n,p} \cdot |p_{n,ax} - p_{n,ax}| + \alpha; \\
 Q_{n,ax} &= q_n \cdot f(q) \cdot \omega_n + k_{n,amp} \cdot p_{n,ax}; \\
 Q_{n,ax} &= q_n \cdot f(q) \cdot \omega_n - k_{n,amp} \cdot p_{n,ax}; \\
 \frac{dp_{n,ax}}{dt} &= \frac{Q_{n,ax} - Q_{n,ax}}{k_{np,mp}^{(2)}}; \\
 p_{n,ax} &= p_{n,ax} - \lambda^{(2)} \cdot \frac{8 \cdot \gamma_{pid} \cdot L_{mp}^{(2)}}{\pi^2 \cdot g \cdot [d_{mp}^{(1)}]^5} \cdot \left| \frac{Q_{n,ax} - Q_{n,ax}}{2} \right| \cdot \left(\frac{Q_{n,ax} - Q_{n,ax}}{2} \right); \\
 \left(\frac{I_{cmp}}{l_{O1O2}^2} + m_y \right) \cdot \frac{d^2 z_y}{dt^2} &= [p_{y,ax} \cdot F_{y,ax} - p_{y,ax} \cdot F_{y,ax}] - [V_y \cdot h_y + F_{on,p} + G_\Sigma + F_{np}]; \\
 \frac{dp_{y,ax}}{dt} &= \frac{Q_{y,ax} - F_{y,ax} \cdot V_y}{k_{y,ax}}; \\
 \frac{dp_{y,ax}}{dt} &= \frac{F_{y,ax} \cdot V_y - Q_{y,ax}}{k_{y,ax}}; \\
 \frac{dp_{y,ax}}{dt} &= \frac{Q_{y,ax} - Q_{mp,ax}^{(3)}}{k_{np,mp}^{(3)}}; \\
 p_{mp,ax}^{(3)} &= p_{y,ax} - \lambda^{(3)} \cdot \frac{8 \cdot \gamma_{pid} \cdot L_{mp}^{(3)}}{\pi^2 \cdot g \cdot [d_{mp}^{(3)}]^5} \cdot \left| \frac{Q_{y,ax} - Q_{mp,ax}^{(3)}}{2} \right| \cdot \left(\frac{Q_{y,ax} - Q_{mp,ax}^{(3)}}{2} \right); \\
 m_a \cdot \frac{d^2 z_a}{dt^2} &= F_{np,n} - G_a - F_{mer,on}
 \end{aligned} \right. \tag{9}$$

де

$$F_{np,n} = \begin{cases} c_n \cdot \left[z_y \cdot \frac{\sum_{j=1}^n L_j}{l_{O1O2}} - z_a - L_n \right], & \text{коли } z_y \cdot \frac{\sum_{j=1}^n L_j}{l_{O1O2}} - z_a \geq L_n; \\ 0, & \text{коли } z_y \cdot \frac{\sum_{j=1}^n L_j}{l_{O1O2}} - z_a < L_n; \end{cases}$$

$$F_{np,n} = F_{np,n} \cdot \frac{\sum_{j=1}^n L_j}{L_{O1O2}}; \quad F_{тер,оп} = \begin{cases} G_a \cdot k_{оп} - \text{від початку операції підйому вантажу поки } V_a = 0; \\ 0 - \text{з моменту коли } V_a \text{ вперше } \neq 0 \text{ і надалі}; \end{cases}$$

Система рівнянь (9) має 13 рівнянь та 13 невідомих функцій часу:

$$Q_{тр,ax}, Q_{н,ax}, \omega_n, P_{н,ax}, P_{ц,вих}, Q_{н,вих}, Q_{ц,ax}, P_{ц,ax}, z_{ц}, P_{ц,вих}, Q_{ц,вих}, Q_{тр,вих}^{(3)}, z_a,$$

Висновки

На основі створеної математичної моделі можна дослідити вплив на процес відриву залиплого вантажу від опорної поверхні:

- крутного моменту на входному валу насоса; функції регулювання його продуктивності; максимального робочого об'єму насоса і коефіцієнтів гідромеханічних та об'ємних його втрат;
- маси та конструктивних розмірів елементів гідроциліндра; сил в'язкого тертя між поршнем і внутрішньою стінкою гідроциліндра та сухого тертя пружного ущільнення штоку поршня;
- середнього діаметру, товщини стінки та довжини j -того трубопроводу; його приведенного об'ємного модуля пружності разом з робочою рідиною;
- питомої ваги та коефіцієнта кінематичної в'язкості робочої рідини;
- моменту інерції стріли гідрокрану відносно осі шарнірного її кріплення до опорної стійки стріли; кількості та погонної ваги секцій стріли;
- жорсткості пружного підвісу вантажу; маси вантажу;
- коефіцієнта тертя між опорною поверхнею та частково залиплого в ній вантажу.

Список використаних джерел

1. Толстунов О.Г. Исследование и анализ характеристик параллельных манипуляторов с гибкими связями [Електронний ресурс] / О.Г. Толстунов, Ю.А. Валюкевич // *Современные проблемы науки и образования*. – 2012. – № 4. Режим доступа : www.science-education.ru/104-6868 (дата звернення: 02.10.2015).
2. Аленко А.В. Статическая модель троса пространственного манипулятора с гибким подвесом объекта перемещения / А.В. Аленко, Ю.А. Валюкевич, В.П. Федосов // *Материалы 7-й научно-технической конференции «Мехатроника, автоматизация, управление»*. – СПб. : ОАО «Концерн «ЦНИИ «Электроприбор», 2010. – С. 310-313.
3. Валюкевич Ю.А. Определение начального положения схвата манипулятора с гибкими связями на основе тензометрических данных [Електронний ресурс] / Ю.А. Валюкевич, А.В. Аленко, Д.М. Яковенко // *Современные проблемы науки и образования*. – 2012. – № 3. – Режим доступа : www.science-education.ru/103-6401 (дата звернення: 02.10.2015).
4. Зеленский А.А. Исследование ошибки линейной интерполяции пространственного манипулятора с гибкими нитями / А.А. Зеленский, О.Г. Толстунов, Ю.А. Валюкевич // *Вестник МГТУ – М.* : МГТУ, 2012. – № 2. – С. 148–153.
5. Толстунов О.Г. Пространственный манипулятор с гибким подвесом объекта перемещения / О.Г. Толстунов // *Сборник трудов IV Всероссийской межвузовской конференции молодых ученых*. – СПб. : СПбГУ ИТМО, 2009. – С. 247-253.
6. Albus J.S., Bostelman R.V., Dagalakis N. *Journal of Robotics System: the NIST ROBOCRANE* / J.S. Albus, R.V. Bostelman, N. Dagalakis // *Ref. Libr.*, 1992. – Vol. 10. – № 5. – P.709-724.
7. Романенко Н.Г. Моделирование в среде Matlab 6.0 системы управления грузовыми стреловыми устройствами [Електронний ресурс] / Н.Г. Романенко, А.А. Шустов // *Вестник АГТУ*. – 2005 – №1. – Режим доступа : <http://cyberleninka.ru/article/n/modelirovanie-v-srede-matlab-6-0-sistemy-upravleniya-gruzovymi-strelovymi-ustroystvami> (дата звернення: 02.10.2015)

8. Луковенко В.П. Исследование крутонаклонного конвейера при равенстве скоростей лент в точках набегания на приводные барабаны. / В.П. Луковенко // Горные, строительные, дорожные машины – К: Техніка, 1982. – Вып. 23. – С.68–75.

Рецензент: Б.І. Сокіл, д.т.н., проф., Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, м. Львів

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ РЕМОНТНО-ЭВАКУАЦИОННОЙ МАШИНЫ ПРИ ЭВАКУАЦИИ ЗАСТРЯВШЕЙ ТЕХНИКИ

Ю.Н. Черевко

Исследуются динамические процессы, которые возникают в конструктивных элементах грузоподъемных механизмов подвижных ремонтно-эвакуационных машин во время отрыва заклипшего груза от опорной поверхности на примере крана с гидравлическим приводом. В результате теоретического исследования представлена разработанная математическая модель процесса эвакуации застрявшей техники ремонтно-эвакуационными средствами с использованием стрелы гидрокрана для наиболее сложного в отношении динамических перегрузок случая частичного погружения и плотного заклипания груза в глинистых грунтах.

Ключові слова: ремонтно-эвакуационная машина, стрела гидрокрана, грузоподъемные механизмы, математическая модель, заклипания груза.

MODELING WORK OF REPAIR AND RECOVERY VEHICLE FOR EVACUATION MACHINES WHICH STUCKED

Yu. Cherevko

The article explores dynamic processes that occur in the structural elements of hoisting devices of mobile repair and recovery tools which drawn to job during the load bearing surface of the example crane with hydraulic drive. As a result of theoretical studies a mathematical model of the process stuck evacuation equipment repair and recovery tools using the arrows hydraulic crane the most complex against dynamic overload case of partial immersion and dense sticky load of clay.

Keywords: repair and recovery vehicle, arrow hydraulic crane, hoisting machines, mathematical model, stuck cargo.