

УДК 621.87

DOI: 10.15276/pidtt.1.68.2023.01

Семенюк В. Ф., Лінгур В. М., Вудвуд О. М.

Національний університет «Одеська політехніка»

## МЕТОД ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ЗАХИСТУ ВІД ПЕРЕВАНТАЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ МОСТОВИХ КРАНІВ

***Анотація.** Під час експлуатації мостових кранів часто виникають поломки основних деталей через перевантаження. Тому для уникнення таких поломок містові крани обладнують захисними пристроями від перевантаження.*

*У системі захисту мостових кранів від перевантаження слід передбачити захист від пікових і систематичних перевантажень, забезпечуючи високу точність захисту, яка оцінюється коефіцієнтом точності. Для визначення коефіцієнта точності захисту мостового крана від перевантаження рух системи "кран - обмежувач - вантаж" подається у вигляді сигнального графа.*

*Знайдені залежності для передаточних функцій шляхом визначення динамічних навантажень, які діють на підйомні канати. Розроблено метод підвищення точності захисту мостових кранів від систематичних і пікових перевантажень шляхом створення обмежувача вантажопідйомності з квазінульовою жорсткістю.*

*Запропоновано використовувати у конструкції обмежувача вантажопідйомності роликівий передаточний механізм, який дозволяє забезпечити квазінульову жорсткість обмежувача.*

***Ключові слова:** коефіцієнт точності захисту від перевантаження, систематичні і пікові перевантаження, передаточні функції, квазінульова жорсткість, роликівий передаточний механізм.*

**Вступ.** У промисловості, будівництві та інших галузях широке використання знаходять мостові крани. Надійність їх роботи безпосереднє впливає на ефективність виробництва. Аналіз поломок і аварій мостових кранів показує, що ці аварії відбуваються часто у зв'язку з перевантаженням механізмів підйому у процесі експлуатації кранів. Ефективним засобом підвищення продуктивності і надійності кранів, а також безпеки їх обслуговування, є оснащення кранів точними і надійними пристроями для захисту від перевантаження.

**Постановка проблеми.** Крани мостового типу необхідно обладнувати обмежувачами вантажопідйомності тоді, коли можливе їх

перевантаження по технологічним причинам. Обмежувач вантажопідйомності крана мостового типу не повинен допускати перевантаження більш ніж на 25%. До кранів, у яких перевантаження виникають по технологічним причинам, відносять мостові крани грейферні і магнітні, крани підприємств будівельної індустрії, які використовуються для витягнення залізобетонних виробів, крани, працюючі на відкритих складах, коли не виключено прилипання або примерзання до ґрунту піднімасмих вантажів, крани, які використовуються для демонтажу обладнання, і інші.

Причиною перевантаження механізму підйому мостового крану може бути не тільки підйом вантажу, який перевищує номінальну вантажопідйомність крана, але і можливі перевантаження через динамічні навантаження, виникаючі при підйомі вантажів, які не перевищує номінальну вантажопідйомність крана. Тому доцільно у системі захисту мостових кранів від перевантаження дві функції: захист крана від пікових перевантажень, значно перевищуючих допустимий рівень, і захист крана від систематичних перевантажень, представляючих відносно невеликі перевантаження, які виникають при підйомі вантажу близького по значенню до номінальної вантажопідйомності кран, але при високих пришвидшеннях. Якщо створити систему захисту крана від перевантаження таким чином, що при кожному перевищенню навантаження більш ніж на 25% буде спрацьовувати обмежувач вантажопідйомності, то кран не зможе піднімати вантажі, навіть такі, які відповідають номінальній вантажопідйомності крана.

**Аналіз публікацій по темі дослідження.** Для вирішення проблеми захисту мостових кранів від перевантаження присвячено багато досліджень. У більшості з них розглядаються питання удосконалення конструкцій обмежувачів вантажопідйомності, які працюють за принципом відключення електродвигуна приводу механізму при спрацьовуванні обмежувача вантажопідйомності. Такі обмежувачі не забезпечують надійний захист крана не тільки від пікових але і від систематичних перевантажень крана. В роботі [1] запропонована конструкція обмежувача вантажопідйомності, у якій застосовано спосіб захисту мостового крана від перевантаження, при якому під час перевантаження крана відбувається роз'єднання поступально рухомих деталей приводу механізму підйому і одночасно відключається електродвигун і включається гальмо цього приводу. Таким чином запобігається навіть короточасне перевантаження крана і відрив вантажу від основи. Для захисту мостових металургійних кранів від перевантаження запропонована механо-тензометрична система [2], котра дозволяє підвищити як точність, так і надійність захисту крана від перевантаження. Підвищення точності захисту забезпечується тим, що при збільшенні коефіцієнта тертя між деталями

передаточного механізму обмежувача вантажопідйомності датчик сили, діючи на електромагніт і роликівий замок, дасть команду на примусове переміщення деталей передаточного механізму при виникненні перевантаження і відбувається спрацювання кінцевого вимикача, який викличе відключення електродвигуна і включення гальма приводу.

Захист мостових кранів від систематичних перевантажень можливий при використанні різних способів. Один із способів полягає у зниженні моменту інерції з'єднувальної муфти за рахунок використання композитних матеріалів для виготовлення муфти [3].

В роботі [4] для управління динамічним станом механічної підсистеми в систему управління введено синергетичний регулятор пружнього моменту. Таким чином, здійснюється управління швидкістю електроприводу механізму підйому мостового крана при обмеженні динамічних навантажень.

Для забезпечення ефективного захисту кранів від перевантаження сформульовано вимоги до датчиків, застосовуваних в пристроях захисту кранів від перевантаження [5].

В обмежувачах вантажопідйомності у якості контрольованого параметра використовується не тільки сила, а і обертальний момент. В цьому випадку застосовують у підйомних механізмах запобіжні гальма [6]. Такі гальма забезпечують захист від перевантаження кранів, які працюють на атомних станціях і металургійних підприємствах. Визначенню динамічних навантажень у передаточному механізмі підйомника присвячена робота [7].

**Мета дослідження** - розробка метода підвищення точності захисту від перевантаження механізму підйому мостових кранів шляхом застосування обмежувача вантажопідйомності, жорсткість якого дорівнює нулю (квазінульова жорсткість обмежувача вантажопідйомності).

**Виклад основного змісту дослідження.** Точність захисту машин від перевантаження оцінюється коефіцієнтом точності. Для мостових кранів цей коефіцієнт є відношення максимальної сили  $S_{max}$ , яка встановилась у підйомних канатах після спрацювання обмежувача вантажопідйомності до номінальної вантажопідйомності крана  $G_{вант}$ :

$$\gamma_{тч} = \frac{S_{max}}{G_{вант}}. \quad (1)$$

Для визначення  $S_{max}$  розглянемо рух системи «кран-обмежувач-вантаж». Процес руху можна розділити на такі етапи:

1 етап руху – робота електродвигуна приводу механізму підйому від початку його включення до моменту часу, який дорівнює часу вибору слабкості підйомного каната;

2 етап руху – підйом вантажу масою  $G_{вант}$  від закінчення вибору слабкості підйомного каната до відриву вантажа від основи;

3 етап руху – підйом вантажу після відриву від основи до відключення електродвигуна приводу механізму підйому при спрацьованні обмежувача вантажопідйомності, одночасно з відключенням електродвигуна починається переміщення рухомих деталей обмежувача вантажопідйомності;

4 етап руху – підйом вантажу з моменту відключення електродвигуна при спрацьованні обмежувача вантажопідйомності і початку переміщення рухомих деталей обмежувача до моменту накладення механічного гальма приводу механізму підйому;

5 етап руху- гальмування маси обертальних деталей механізму підйому, розглядається відрізок часу з моменту початку гальмування до повного зупинення обертальних деталей механізму підйому.

Застосовуючи відоме з теорії регулювання поняття «передаточна функція» [8], для визначення коефіцієнта точності системи захисту мостового крана від перевантаження представимо рух системи «кран-обмежувач-вантаж» у вигляді сигнального графа [9], який є графічним засобом опису лінійних співвідношень поміж змінними величинами. Передаточні функції вводяться для скорочення запису диференціальних рівнянь і також представляють собою символічний запис диференціальних рівнянь.

На рис. 1 представлено сигнальний граф механізму підйому мостового крана, який показує зміну сили  $S(t)$  у підйомних канатах відповідно з етапами руху системи «кран-обмежувач-вантаж». На цьому рисунку  $W_1(t)$ ,  $W_2(t)$ ,  $W_3(t)$ ,  $W_4(t)$ ,  $W_5(t)$  – передаточні функції для кожного етапу.

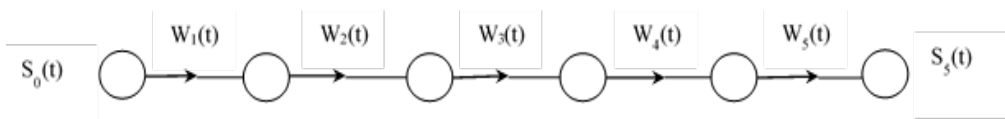


Рисунок 1 - Сигнальний граф механізму підйому мостового крана

Знайдемо залежності для передаточних функцій шляхом визначення динамічних навантажень, які діють на підйомні канати, розгляну відповідні етапи руху системи «кран-обмежувач-вантаж». Розглянемо варіант встановлення обмежувача вантажопідйомності в гаковій підвісі. Розрахункові динамічні схеми мостового крана з обмежувачем вантажопідйомності, встановленим у гаковій підвісі у довідковій і післявідривній стадіях руху показано на рис. 2 і рис. 3 відповідно.

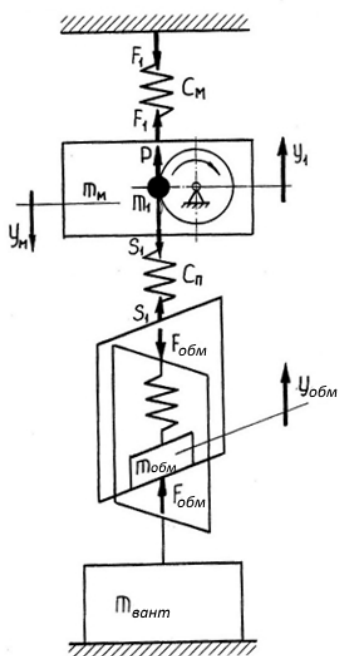


Рисунок 2 - Розрахункова динамічна схема мостового крана у довідривної стадії руху з обмежувачем вантажопідйомності, який встановлено у гаковій підвісці

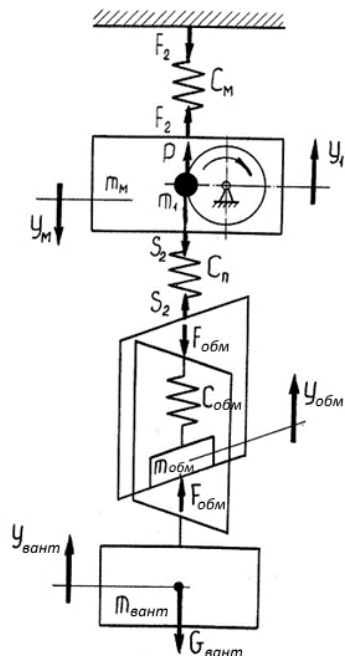


Рисунок 3 - Розрахункова динамічна схема мостового крана у післявідривної стадії руху з обмежувачем вантажопідйомності, який встановлено у гаковій підвісці

На рисунках прийняти наступні позначення :  $m_M$  - маса моста і візка, яка приведена до вертикальної деформації моста  $y_M$ , ця деформація відраховується від статичного положення моста за умови відсутності вантажу на гаку крана;  $C_M$  - жорсткість моста у точці підйому вантажу;  $m_l$  - маса обертальних частин механізму підйому, приведена до поступального переміщення  $y_l$ , яке співпадає з напрямом переміщення вантажу  $y_{вант}$ ;  $C_n$  - жорсткість канатної підвіски вантажу;  $m_{вант}$  - маса вантажу;  $G_{вант}$  - маса вантажу;  $P$  - сила підйомного двигуна, приведена до поступального переміщення вантажу;  $S_1$  і  $S_2$  - сумарна сила в підйомних канатах відповідно до відриву вантажу і після відриву вантажу від основи;  $F_1$  і  $F_2$  - сила, діюча на мост крана, яка виникає при підйомі вантажу у довідривної і післявідривної стадіях руху відповідно;  $y_{вант}$  - переміщення рухомих деталей обмежувача вантажопідйомності, приведена маса яких  $m_{обм}$ ;  $F_{обм}$  - номінальна сила спрацювання обмежувача вантажопідйомності;  $C_{обм}$  - жорсткість обмежувача вантажопідйомності.

В довідривної стадії руху переміщуються тільки дві маси  $m_l$  і  $m_M$ .

Рівняння руху системи «кран-вантаж» мають вигляд:

$$\begin{aligned} m_M \cdot \ddot{y}_M &= S_1 - F_1; \\ m_1 \cdot \ddot{y}_1 &= P - S_1, \end{aligned} \quad (2)$$

$$\text{де } S_1 = c_{\Pi} \cdot (y_1 - y_M); F_1 = c_M \cdot y_M. \quad (3)$$

Рухійна сила  $P$  на даному етапі змінюється за залежністю:

$$P = P_0 - \beta \cdot \dot{y}_1, \quad (4)$$

де  $P_0$  – сила в момент пуску електродвигуна при числі обертів, яке дорівнює нулю;

$y_1$  – швидкість наведеної маси обертальних деталей механізму підйому;  $\beta$  – коефіцієнт жорсткості механічної характеристики.

Підставляючи значення  $S_1$ ,  $F_1$  і  $P$  у (2) отримаємо диференційні рівняння, які описують рух динамічної системи не відривній стадії (етап 2)

$$\begin{aligned} m_M \cdot \ddot{y}_M + (c_{\Pi} + c_M) y_M - c_{\Pi} \cdot y_1 &= 0; \\ m_1 \cdot \ddot{y}_1 + \beta \cdot \dot{y}_1 + c_{\Pi} (y_1 - y_M) &= P_0. \end{aligned} \quad (5)$$

Прийняв, що окружна швидкість вала електродвигуна в процесі підйому вантажу з основи при роботі двигуна на природній механічній характеристиці постійна і дорівнює  $(\dot{y}_1)_0$ , тоді  $y_1 = (\dot{y}_1)_0 \cdot t$ , а система диференційних рівнянь (5) перетворюється в одно рівняння.

$$\ddot{y}_M + \frac{(c_{\Pi} + c_M)}{m_M} \cdot y_M = \frac{c_{\Pi}}{m_M} \cdot (\dot{y}_1)_0 \cdot t. \quad (6)$$

Вирішуючи рівняння (6), отримаємо залежність для визначення сили в підйомних кантах до відриву вантажу від основи (етап 2).

$$S_1 = \frac{c_{\Pi} \cdot (\dot{y}_1)_0}{c_{\Pi} + c_M} \left[ c_M \cdot t + c_{\Pi} \frac{\sin \sqrt{\frac{c_{\Pi} + c_M}{m_M}} t}{\sqrt{\frac{c_{\Pi} + c_M}{m_M}}} \right]. \quad (7)$$

Умовою переходу до післявідривною стадії руху (етап 3) є

$$(S_1)_2 = G_{\text{вант}}, \quad (8)$$

де  $(S_1)_2$  – сила в підйомних кантах у кінці другого етапу.  
Рівняння, які описують рух динамічної системи на третьому етапі:

$$\begin{aligned} m_M \cdot \ddot{y}_M &= S_{23} - F_{23}; \\ m_1 \cdot \ddot{y}_1 &= P - S_{23}; \end{aligned} \quad (9)$$

$$m_{\text{гр}} \cdot \ddot{y}_{\text{вант}} = S_{23} - G_{\text{вант}}.$$

Сила в металокопструкції і сила в канатах на цьому етапі визначається:

$$F_{23} = c_M \cdot y_M; \quad S_{23} = c_{\text{П}}(y_1 - y_M - y_{\text{вант}}). \quad (10)$$

При розгляді післявідривної стадії (етап 3) врахуємо, що при  $t_3=0$

$$c_{\text{П}}(y_1 - y_M - y_{\text{вант}}) = G_{\text{вант}} + c_{\text{П}}(y_1 - y_M - y_{\text{вант}}), \quad (11)$$

де  $y_1, y_M, y_{\text{вант}}$  відраховуються від початку післявідривної стадії і при  $t_3=0; y_1=0;$

$$y_M=0; y_{\text{вант}}=0.$$

Прийняв це до уваги, а також допустивши, що  $P = G_{\text{вант}}$  на початку післявідривної стадії, запишемо систему диференціальних рівнянь (9) у наступному вигляді:

$$\begin{aligned} m_M \cdot \ddot{y}_M + c_M \cdot y_M - c_{\text{П}}(y_1 - y_M - y_{\text{вант}}) &= 0; \\ m_1 \cdot \ddot{y}_1 + c_{\text{П}}(y_1 - y_M - y_{\text{вант}}) &= 0; \end{aligned} \quad (12)$$

$$m_{\text{гр}} \cdot \ddot{y}_{\text{вант}} - c_{\text{П}}(y_1 - y_M - y_{\text{вант}}) = -G_{\text{вант}}$$

Для спрощення вирішення системи зробимо припущення, що динамічна деформація несучої металокопструкції крана мало відрізняється від статичної деформації, а саме

$$c_M \cdot y_M \approx c_{II}(y_1 - y_M - y_{\text{вант}}) \quad (13)$$

Помножуючи друге рівняння системи (12) на  $m_{\text{вант}}$ , а третє рівняння на  $m_1$  і віднімаючи з другого рівняння третє після перетворення отримаємо

$$m_1 \cdot m_{\text{вант}}(\ddot{y}_1 - \ddot{y}_{\text{вант}}) + (m_1 + m_{\text{гр}})c_{II}(y_1 - y_M - y_{\text{вант}}) = m_{\text{вант}} \cdot G_{\text{вант}}. \quad (14)$$

Позначивши  $\frac{c_{II} \cdot c_M}{c_{II} + c_M} = c$ , з (13) отримаємо

$$c_{II}(y_1 - y_M - y_{\text{вант}}) = c(y_1 - y_{\text{вант}}). \quad (15)$$

Тоді, враховуючи (15), рівняння (14) буде мати вигляд

$$(\ddot{y}_1 - \ddot{y}_{\text{вант}}) + \frac{m_1 + m_{\text{вант}}}{m_1 \cdot m_{\text{вант}}} \cdot c \cdot (y_1 - y_{\text{вант}}) = \frac{G_{\text{вант}}}{m_1}. \quad (16)$$

Вирішуючи рівняння (16), знайдемо

$$(y_1 - y_{\text{вант}}) = \frac{G_{\text{вант}} \cdot m_{\text{вант}}}{c(m_1 + m_{\text{вант}})}(1 - \cos(pt)) + \frac{(\dot{y}_1)_0}{p} \sin(pt), \quad (17)$$

де  $p = \sqrt{\frac{m_1 + m_{\text{гр}}}{m_1 \cdot m_{\text{вант}}} \cdot c}$ .

Сила в підйомних канатах після відриву від основи

$$S_{23} = G_{\text{вант}} + c \cdot (y_1 - y_{\text{вант}}) \quad (18)$$

і з урахуванням (17)

$$S_{23} = G_{\text{вант}} + \frac{G_{\text{гр}} \cdot m_{\text{вант}}}{m_1 + m_{\text{вант}}}(1 - \cos(pt)) + \frac{c \cdot (\dot{y}_1)_0}{p} \sin(pt). \quad (19)$$

Перехідною умовою до четвертого етапу руху буде



$$(S_{23})_3 = G_{\text{вант}}^*, \quad (20)$$

де  $(S_{23})_3$  – сила в підйомних канатах у кінці третього етапу;  
 $G_{\text{Гр}}^* = F_{\text{огрН}}$  – номінальна сила спрацювання обмежувача  
вантажопідйомності;  
 $G_{\text{Гр}}^* = (1,05 \dots 1,25)G_{\text{Гр}}$

Розглядається період часу з моменту відключення електродвигуна привода механізму підйому до моменту накладання механічного гальма.

Рівняння руху мас  $m_M$ ,  $m_1$ ,  $m_{\text{обм}}$ ,  $m_{\text{вант}}$  на цьому етапі

$$\begin{aligned} m_M \cdot \ddot{y}_M &= S_{24} - F_{24}; \\ m_1 \cdot \ddot{y}_1 &= P - S_{24}; \\ m_{\text{обм}} \cdot \ddot{y}_{\text{обм}} &= S_{24} - F_{\text{обм}}; \\ m_{\text{вант}} \cdot \ddot{y}_{\text{вант}} &= F_{\text{обм}} - G_{\text{вант}}. \end{aligned} \quad (21)$$

Сила в підйомних канатах  $S_{24}$ , в металоконструкції  $F_{24}$  і в обмежувачі  $F_{\text{обм}}$ :

$$\begin{aligned} S_{24} &= c_{\text{п}}(y_1 - y_M - y_{\text{обм}} - y_{\text{вант}}); \\ F_{24} &= c_M \cdot y_M; \\ F_{\text{огр}} &= G_{\text{вант}}^* + c_{\text{обм}} \cdot y_{\text{обм}}. \end{aligned} \quad (22)$$

Як і на третьому етапі, так і на четвертому етапі  $P=0$ . Підставивши значення  $S_{24}$ ,  $F_{24}$  і  $F_{\text{обм}}$  в (21) отримаємо диференційні рівняння, які описують рух динамічної системи на четвертому етапі

$$\begin{aligned} m_M \cdot \ddot{y}_M + c_M \cdot y_M - c_{\text{п}}(y_1 - y_M - y_{\text{обм}} - y_{\text{вант}}) &= 0; \\ m_1 \cdot \ddot{y}_1 + c_{\text{п}}(y_1 - y_M - y_{\text{обм}} - y_{\text{вант}}) &= 0; \\ m_{\text{огр}} \cdot \ddot{y}_{\text{обм}} + G_{\text{вант}}^* + c_{\text{обм}} \cdot y_{\text{обм}} - c_{\text{п}}(y_1 - y_M - y_{\text{обм}} - y_{\text{вант}}) &= 0; \\ m_{\text{вант}} \cdot \ddot{y}_{\text{вант}} - G_{\text{вант}}^* - c_{\text{обм}} \cdot y_{\text{обм}} &= -G_{\text{вант}}. \end{aligned} \quad (23)$$

Аналіз залежності (23) показує, що при збільшенні жорсткості обмежувача вантажопідйомності  $C_{обм}$ , сила у силовому ланцюгу проводу механізму підйому збільшується після спрацювання обмежувача вантажопідйомності, тому точність захисту мостового крану від перевантаження зменшується. Якщо прийняти  $C_{обм}=0$ , то система чотирьох диференціальних рівнянь (23) після спрацювання обмежувача вантажопідйомності буде мати вигляд

$$\begin{aligned} m_M \cdot \ddot{y}_M + c_M \cdot y_M - c_{II}(y_1 - y_M - y_{обм}) &= 0; \\ m_1 \cdot \ddot{y}_1 + c_{II}(y_1 - y_M - y_{обм}) &= 0; \\ m_{орг} \cdot \ddot{y}_{обм} - c_{II}(y_1 - y_M - y_{обм}) &= -G_{вант}^* \end{aligned} \quad (24)$$

Прийняв допущення, як і на третьому етапі, помножуючи друге рівняння в системі (24) на  $m_{обм}$ , а третє на  $m_1$ , вичитуючи з другого рівняння третє, після перетворення отримаємо

$$(\ddot{y}_1 - \ddot{y}_{орг}) + \frac{m_1 + m_{орг}}{m_1 \cdot m_{орг}} \cdot c \cdot (y_1 - y_{орг}) = \frac{G_{гр}^*}{m_{орг}}. \quad (25)$$

Після вирішення рівняння (25), знайдемо залежність для  $(y_1 - y_{обм})$ :

$$\begin{aligned} (y_1 - y_{обм}) &= \frac{G_{гр}^* \cdot m_1}{c(m_1 + m_{обм})} (1 - \cos(p_1 t)) \\ &+ \frac{(\dot{y}_1)_0}{p_1} \sin(p_1 t), \end{aligned} \quad (26)$$

Тому, що  $S_{24} = G_{вант}^* + c \cdot (y_1 - y_{обм})$ , то сила у підйомному канаті  $S_{24}$  буде:

$$\begin{aligned} S_{24} &= G_{вант}^* + \frac{G_{вант}^* \cdot m_1}{m_1 + m_{обм}} (1 - \cos(p_1 t)) \\ &+ \frac{c \cdot (\dot{y}_1)_0}{p_1} \sin(p_1 t), \end{aligned} \quad (27)$$

$$\text{де } p_1 = \sqrt{\frac{m_1 + m_{\text{обм}}}{m_1 \cdot m_{\text{обм}}} \cdot c}.$$

Аналізуючи етапи руху системи «кран-обмежувач-вантаж» можна встановити, що третій етап характеризує систематичні перевантаження, а четвертий етап – пікові перевантаження.

Передаточна функція для третього етапу:

$$W_3(t) = \frac{S_{23}}{G_{\text{вант}}}. \quad (28)$$

Для четвертого етапу передаточна функція:

$$W_4(t) = \frac{S_{24}}{S_{23}}. \quad (29)$$

Передаточна функція для системи з третього і четвертого етапів:

$$W_c(t) = W_3(t) \cdot W_4(t). \quad (30)$$

Підставивши значення  $W_3(t)$  із (28) і  $W_4(t)$  з (29), отримаємо

$$W_c(t) = \frac{S_{23}}{G_{\text{гр}}} \cdot \frac{S_{24}}{S_{23}} = \frac{S_{24}}{G_{\text{вант}}}. \quad (31)$$

Порівнюючи залежності (31) і (1) можна помітити, що передаточна функція  $W_c(t)$  характеризує коефіцієнт точності захисту крана від перевантаження.

Вибравши у якості критерії оптимізації коефіцієнт точності захисту від перевантаження і рекомендоване для цього коефіцієнта значення  $\gamma_{\text{мч}}$ , запишемо цільову функцію для оптимізації наступним чином:

$$W_c(t) = W_3(t) \cdot W_4(t) \leq 1,25. \quad (32)$$

Використовуючи цільову функцію (32) можна розглянути різні варіанти проектування системи захисту крана від перевантаження, обираючи кількісні значення для  $W_3(t)$  і  $W_4(t)$  так, щоб їх добуток рівним або менше значення коефіцієнта точності захисту від перевантаження.

## Висновки

1. Спричинити перевантаження крана можна не тільки підйомом вантажу, який суттєво перевищує номінальну вантажопідйомність крана, але і виникненням динамічних

- навантажень під час розгону механізму підйому, які можуть бути невеликими і виникають при підйому вантажу масою близькою до номінальної вантажопідйомності крана, але при великих пришвидшеннях.
2. Система захисту мостових кранів від перевантаження повинна забезпечити захист як від пікових перевантажень, так і від систематичних перевантажень.
  3. Розділення процесу руху системи «кран-обмежувач-вантаж» на характерні етапи і представлення цього процесу у вигляді сигнального графу дозволяє визначити шляхи підвищення точності захисту мостових кранів від перевантаження.
  4. Збільшення жорсткості обмежувача вантажопідйомності зменшує точність захисту мостових кранів від перевантаження.
  5. Отримана аналітична залежність для визначення передаточної функції системи «кран-обмежувач-вантаж», яка характеризує коефіцієнт точності захисту крана від перевантаження.
  6. Розроблено метод підвищення точності захисту мостових кранів від систематичних і пікових перевантажень шляхом створення конструкції обмежувача вантажопідйомності з квазінульового жорсткістю.
  7. Запропоновано використати у конструкції обмежувача вантажопідйомності передаточний механізм, який дозволяє за рахунок змінного передаточного відношення забезпечити квазінульову жорсткість обмежувача вантажопідйомності.

### Список використаних джерел

- 1.1 Semenyuk V.F., Lingur V.N. Способ и устройство для повышения точности защиты от перегрузки кранов мостового типа // Подъемные сооружения, специальная техника. – Одесса, 2017. №12 (183). – s. 12–14.
- 1.2 Semenyuk V.F., Lingur V.N. Механико-тензометрическая система обеспечения надежности защиты мостовых металлургических кранов от перегрузки // Металлургическая и горнорудная промышленность, 2018. – №7. – s. 169–174.
- 1.3 Мудров А.Г. Снижение пиковых нагрузок при пуске механизма подъема груза в кранах // Технология и организация строительства., 2018. №2 (44). – s. 239–245.
- 1.4 Завялов В.М., Гусев А.В. Автоматическое ограничение динамических нагрузок электропривода подъема мостового крана // Энергетика, 2011. – т. 318, – №4. – s. 151–154.
- 1.5 Menzel Ulrich. Krane – Einsatzererfahrungen und Entwicklungstendenzen // Kranfachtagung, 2006. – №14. – s. 77–86.

- 1.6 Vöth S.: Hubwerke mit Sicherheitsbremsen, Teil 1: Belastungen der Komponenten. Hebezeuge und Fördermittel. Heft 3, 2015.
- 1.7 Schmeink: Dynamische Beanspruchung von Hubwerksgetrieben. Tagungsband 22. Internationale Kranfachtagung. Magdeburg, 2014.
- 1.8 Бесекерский В.А., Попов Е.П. Теория систем автоматического регулирования // Наука. – М., 1975. – 768 с.
- 1.9 Дорф Р., Бишоп Р. Современные системы управления. Перев. с англ. Б.И. Копылова. – М., Лаборатория Базовых Знаний, 2004. – 832 с.
- 1.10 V. Semenyuk, V. Lingur, N. Puchenko, P. Falat. Roller Function-Generating Mechanism Preventing the Crank-Drive Machines' Overloads // Springer. Engineer of the XXI Century. Mechanisms and Machine Science, 2020, vol. 70. – s. 29-38.

### THE METHOD OF ENHANCING THE ACCURACY OF OVERLOAD PROTECTION FOR THE HOISTING MECHANISM OF OVERHEAD CRANES

Semenyuk V. F., Linhur V. M., Vudvud O. M.  
*Odessa Polytechnic National University*

**Abstract.** *During the operation of overhead cranes, breakdowns of essential crane components often occur due to overload. Therefore, to prevent such breakdowns, overhead cranes are equipped with safety devices to protect against overloads.*

*In the protection system of overhead cranes against overload, it is necessary to provide protection against peak overloads and systematic overloads, ensuring high protection accuracy, which is evaluated by the accuracy coefficient. To determine the accuracy coefficient of overload protection for overhead cranes, the motion of the "crane - limiter - load" system is presented in the form of a signal graph.*

*Dependencies for transfer functions were found by determining dynamic loads acting on the hoisting ropes. A method was developed to enhance the accuracy of protection for overhead cranes against systematic and peak overloads by creating a load-limiting device with quasi-zero stiffness.*

*It is proposed to use a roller transfer mechanism in the design of the load-limiting device, allowing to provide quasi-zero stiffness of the load-limiting device.*

**Keywords:** *accuracy coefficient of overload protection, systematic and peak overloads, transfer functions, quasi-zero stiffness, roller transfer mechanism.*