

УДК 629.114

I.I. Заліско, аспірант КНУБА,
I.I. Назаренко, проф. КНУБА

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ АВТОКРАНІВ

Постановка проблеми. Металоконструкція крана являється головною частиною, на якій монтуються всі механізми. На виготовлення металоконструкцій витрачається значна частина металу. Правильно вибрана конструктивна схема і переріз елементів забезпечує при експлуатації довговічність і надійність роботи крана в цілому. Оптимальний вибір матеріалу і параметрів металоконструкцій, що забезпечується шляхом розрахунку її напружено-деформованого стану, дозволяє в процесі експлуатації запобігти появі в конструкції недопустимих руйнувань, прогинів, втрати стійкості. Втомлювальне руйнування має дві стадії: на першій - відбувається накопичення ушкоджень і утворення мікротріщин, на другій - розвиток тріщин до критичного розміру з наступним крихким руйнуванням металоконструкцій. Циклічна довговічність на першій стадії характеризується кривою втомлювальності, а на другій стадії - стадії живучості, яка залежить від низки чинників: асиметрії, частоти, форми циклу та нерегулярності навантаження; швидкості деформування; конструктивних та технологічних характеристик - наявності ребер жорсткості, розмірів конструкції, дефектів виготовлення та властивостей матеріалу.

Навантаженість конструкції один із головних чинників, що впливають на довговічність. Процес навантаження металоконструкцій складається із тренда (рис.1, пунктирна лінія) флуктуацій, що обумовлені пружними коливаннями крана, як динамічної системи і допоміжними операціями в робочому циклі.

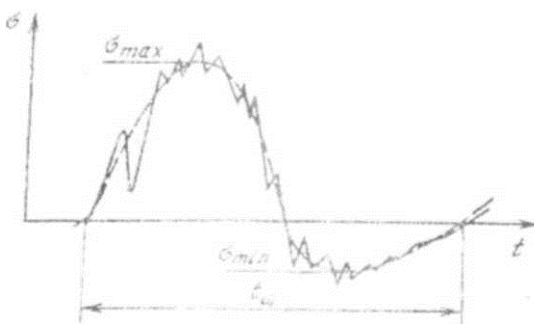


Рисунок 1. Характер зміни напружень.

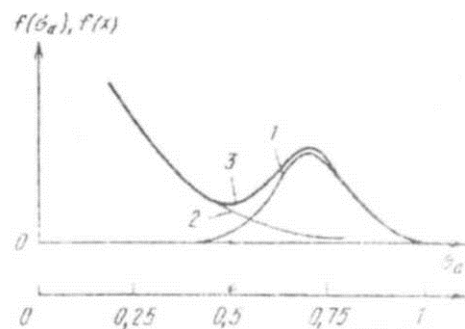


Рисунок 2. Щільність розподілу.

Щільність розподілу амплітуд напружень (рис. 2., крива 3) є добутки щільності розподілу двох законів: нормативного (крива 1) і експоненціального (крива 2). Крива 1 відображає розподіл максимальних амплітуд напружень робочих циклів крана, крива 2 - амплітуд коливань напружень, що визначаються динамікою системи.

В роботі розглядається проблема оптимізації режимів пуску поворотних платформ, які суттєво впливають на її напружено-деформований стан.

Результати досліджень. Відомо [1], що результуюча моментів тертя між валом і підшипником M_v і конкретному $M_{пр}$, який виникає внаслідок обертання підшипника разом з



валом у напрямку, протилежному обертанню, є функцією прискорення підшипника згідно наступному рівнянню:

$$K_1 \cdot (\theta_{\text{в}} - \theta_{\text{пп}}) - K \cdot \theta_{\text{пп}} = I_{\text{екв}} \cdot \frac{d^2 \theta_{\text{пп}}}{dt^2}, \quad (1)$$

де $\theta_{\text{в}}$ - кут повороту валу, $\theta_{\text{пп}}$ - кут повороту підшипника, K – торсіонна (кутова) жорсткість опори підшипника, K_1 - еквівалентна жорсткість системи «вал-підшипник» внаслідок пружної деформації мікронерівностей у зоні контакту, t - час, $I_{\text{екв}}$ - еквівалентний момент інерції підшипникової системи.

Оптимізація режимів пуску поворотної платформи автокрану(за період t_n) повинна задовольняти певним критеріям (інтегральним) якості такого руху[7].

У даній роботі запропоновані три різних критерії якості руху, які за період пуску (t_n) поворотної платформи оптимізують (мінімізують) різні її динамічні характеристики.

1. Оптимізація режиму пуску поворотної платформи за мінімального значення моменту тертя між валом і підшипником у зоні попереднього зміщення.

Для оптимізації названого вище режиму руху платформи слід задовольнити наступному критерію якості руху розглядуваної системи:

$$\int_0^{t_n} M_{\text{в}}^2 dt \Rightarrow \min \quad (2)$$

Враховуючи(1), критерій (2) можна подати у вигляді:

$$\int_0^{t_n} \{I_{\text{екв}} \cdot \ddot{\theta} + K \cdot \theta_{\text{пп}}\}^2 dt \Rightarrow \min \quad (3)$$

Закон руху підшипника $\theta_{\text{пп}}(t)$, який повинен задовольняти критерію (3), можна знайти [7] з наступного рівняння:

$$\begin{cases} I_{\text{екв}}^2 \cdot \theta_{\text{пп}}^{(IV)} + 2KI_{\text{екв}} \cdot \theta_{\text{пп}} + K^2 \cdot \theta_{\text{пп}} = 0 \\ \theta_{\text{пп}}^{(IV)} \equiv \frac{d^4 \theta_{\text{пп}}}{dt^4} \end{cases} \quad (4)$$

Подамо рівняння (4) у вигляді:

$$\theta_{\text{пп}}^{(IV)} + 2\Omega^2 \cdot \theta_{\text{пп}} + \Omega^4 \cdot \theta_{\text{пп}} = 0, \quad \Omega^2 = \frac{K}{I_{\text{екв}}} \quad (5)$$

При цьому $\Omega = \sqrt{\dots}$ - є власною частотою коливань вузла «вал-підшипник» поворотної платформи автокрану.

Загальний розв'язок (4), (5) можна легко отримати:

$$\theta_{\text{пп}}(t) = (C_1 + C_2 t) \cdot \sin \Omega t + (C_3 + C_4 t) \cdot \cos \Omega t \quad (6)$$

Константи C_1, C_2, C_3, C_4 легко знайти з початкових умов задачі:

$$\theta_{\text{пп}}|_{t=0} = \dot{\theta}_{\text{пп}}|_{t=0} = \ddot{\theta}_{\text{пп}}|_{t=0} = 0; \quad \dot{\theta}_{\text{пп}}|_{t=t_n} = \theta_{\text{уст.}} \equiv V_{\text{пп}}, \quad (7)$$

де $\theta_{\text{уст.}} \equiv V_{\text{пп}}$ є усталена швидкість обертання підшипника, яка встановлюється у момент $t = t_1$ й відповідає штатному режиму функціонування поворотної платформи.

Враховуючи (7), з (6) можна встановити:

$$C_2 = C_3 = 0; \quad C_1 = \frac{V_{\text{пп}}}{\Omega^2 \cdot t_n \cdot \sin \Omega t_n}; \quad C_4 = -\frac{V_{\text{пп}}}{\Omega t_n \cdot \sin \Omega t_n} \quad (8)$$

Отже розв'язок (6) можна подати наступним чином:

$$\theta_{\text{пп}}(t) = \frac{V_{\text{пп}}}{\Omega^2 \cdot t_n \cdot \sin \Omega t_n} \cdot \sin \Omega t + \frac{(-V_{\text{пп}}) \cdot t}{\Omega t_n \cdot \sin \Omega t_n} \quad (9)$$

Для зменшення значних коливань підшипників платформи по амплітуді слід уникати ситуацій, за яких реалізується значні биття у системі, тобто:

$$\Omega \cdot t_n = n \cdot \pi, \quad n \in N \quad (10)$$

Слід обирати такі значення фізико-механічних параметрів вузлів «вал-підшипник» платформи автокрану, за яких не виконується рівність (10).

Тільки у цьому випадку закон руху (9) задовольнятиме критерію (2), (3) й дозволить реалізувати нормальний експлуатаційно-допустимий режим пуску поворотної платформи (звичайно, у межах фрикційної моделі системи, яка взята за основу у даній роботі).

Для оптимізації названого вище режиму руху поворотної платформи автокрану слід задовольнити наступному критерію якості руху розглядуваної системи:

$$\int_0^{t_n} \{K_1 \cdot \theta_s\}^2 dt \Rightarrow \min, \quad (11)$$

Враховуючи (1), критерій (11) можна подати у вигляді:

$$\int_0^{t_n} \{I_{екв} \cdot \ddot{\theta} [K + K_1] \cdot \theta_{пр}\}^2 dt \Rightarrow \min, \quad (12)$$

Враховуючи ту обставину, що критерій (3) тільки множником при $\ddot{\theta}$ відрізняється від критерію (12) (у останньому при $\ddot{\theta}$ замість K стоїть $K + K_1$), можна для оптимізації режиму пуску поворотної платформи автокрану отримати наступний закон руху її

$$\theta_{пр}(t) = \frac{V_{пр} \cdot \sin(\tilde{\Omega} \cdot t)}{\tilde{\Omega}^2 \cdot t_n \cdot \sin(\tilde{\Omega} \cdot t_n)} + \frac{(-V_{пр}) \cdot t \cdot \cos(\tilde{\Omega} \cdot t)}{\tilde{\Omega} \cdot t \cdot \sin(\tilde{\Omega} \cdot t)} \quad (13)$$

$$\text{де } \tilde{\Omega} = \left\{ \frac{I_{екв}}{K + K_1} \right\}^{-\frac{1}{2}} \equiv K + K_1 \left\{ \frac{K + K_1}{I_{екв}} \right\}^{\frac{1}{2}}$$

зрозуміло, що $\tilde{\Omega} \cdot t_n = n \cdot \pi$, і виконується (у випадку реалізації (13)) початкові умови (7). Замість Ω у (10) слід для закону руху (13) записати $\tilde{\Omega}$ й намагатись запобігти появі резонансів типу:

$$\Omega \cdot t_n = n \cdot \pi, \quad n \in N \quad (14)$$

Для оптимізації руху платформи поворотної рами автокрану слід задовольнити критерію якості руху розглядуваної системи:

$$\int_0^{t_n} (\dot{\theta}_s)^2 dt \Rightarrow \min. \quad (15)$$

Враховуючи (1), критерій (15) можна подати наступним чином:

$$\int_0^{t_n} \{I_{екв} \cdot \theta_{пр}'' + (K_1 + K) \cdot \theta_{пр}'\}^2 dt \Rightarrow \min. \quad (16)$$

$$\text{де } \theta_{пр}'' \equiv \frac{d^2 \theta_{пр}}{dt^2}.$$

Закон руху підшипника, який задовольняє критерію (16), можна знайти [7] з рівняння:

$$\theta_{пр}^{VI} + 2 \cdot \tilde{\theta}^2 \cdot \theta_{пр}^{VI} + \tilde{\Omega}^4 \cdot \theta_{пр} = 0 \quad (17)$$

Розв'язок (17) можна подати у вигляді:

$$\theta_{пр}(t) = (C_1 + C_2 t) \cdot \sin \Omega t + (C_3 + C_4 t) \cdot \cos \Omega t + C_5 + C_6 \cdot t \quad (18)$$

Значення констант $C_i, i = \overline{1,6}$, можна знайти з наступних умов:

$$\theta_{пр}|_{t=0} = \dot{\theta}_{пр}|_{t=0} = \ddot{\theta}_{пр}|_{t=0} = \ddot{\theta}_{пр}|_{t=0} = \theta_{пр}^{VI}|_{t=0} = \theta_{пр}^V|_{t=0} = 0 \quad (19)$$

$$\dot{\theta}_{пр}|_{t=t_n} = V_{пр}$$

За реалізації таких початкових умов (19) розв'язок (18) матиме високий ступінь точності у точці $t = 0$ (пришвидження підшипника до п'ятого порядку включно відсутні).

Якщо необхідно реалізувати режим руху системи, який задовольняє критерію (15), (16), але й дотримуватись певного рівня гладкості рішення й у точці $t = t_n$ тоді початкова відмова для визначення C , у (18) треба замінити на наступні



$$\begin{cases} \theta_{\text{пр}}|_{t=0} = \dot{\theta}_{\text{пр}}|_{t=0} = \ddot{\theta}_{\text{пр}}|_{t=0} = 0; \\ \dot{\theta}_{\text{пр}}|_{t=t_n} = V_{\text{пр}}; \ddot{\theta}_{\text{пр}}|_{t=t_n} = \ddot{\theta}_{\text{пр}}|_{t=t_n} = 0 \end{cases} \quad (20)$$

Або:

$$\begin{cases} \theta_{\text{пр}}|_{t=0} = \dot{\theta}_{\text{пр}}|_{t=0} = 0; \dot{\theta}_{\text{пр}}|_{t=t_n} = V_{\text{пр}}; \\ \ddot{\theta}_{\text{пр}}|_{t=t_n} = \ddot{\theta}_{\text{пр}}|_{t=t_n} = \theta_{\text{пр}}^{(IV)}|_{t=t_n} \end{cases} \quad (21)$$

У випадку реалізації умов (21) можна досягти більшої гладкості руху у точці системи підшипників та валу, ніж за умов (20).

Висновки

1. Здійснення оптимізації режимів пуску поворотної платформи автокранів за різних критеріїв якості руху системи «вал-підшипники», яка мінімізує її різноманітні силові й кінематичні характеристики у перехідному режимі.
2. Отримані результати, встановлені режими руху підшипників поворотної платформи автокранів, системи «вал-підшипники» можуть бути у подальшому використані для вдосконалення й уточнення інженерних методів.

Література

1. Атопов В. И., Бурлаченко О. В., Кропачева И. П. «Фрикционная модель тяжелонарушенных подшипников строительных машин» Шеста вузов. Строительство. - 1996.-№11. -С. 113-116.
2. Ловейкин Н. И. Теория механизмов и машин. - М.: Наука, 1990.-592с.
3. Горский Б. Е., Ловейкин В. С. Критерий динамического совершенствования механических систем// Теория машин металлургического и черного оборудования. - Свердловск: УПИ, 1989.- Вып. 13-С. 98-102.
4. Горский Б. Е.. Динамическое совершенствование механических систем. - К.: Випол, 1995.-292с.
5. Хитрик В. Э. Методы динамической оптимизации механизмов машин автоматов. Л.: Щд-во Ленинград, ун-та, 1974-116с.
6. Ловейкин В. С. Критерії оцінки режимів руху механізмів і машин// Збірник наукових праць НАУ. - Т.4 - К., 1998. - С. - 8-12.
7. Ловейкин В. С. Оптимізація режимів руху механізмів і машин// Машинознавство -1999.- №7(25).-С. 24-31.