

- розробка експлуатаційної документації;
- вибір методів діагностики і ремонту.

Перед синтезом конструкції гвинтового конвеєра необхідно виконати чітку класифікацію приводів, робочих органів і всієї системи в цілому, визначити методи вибору кращого варіанту рішення на кожному етапі проектування, уточнити критерії оптимізації і обмеження, визначити методи пошуку технічних рішень і при потребі розробити нові, розробити загальний і часткові алгоритми оптимального проектування.

Далі задача проектування вирішується багатоциклічно: вибирається принцип роботи: за змінною чи постійною трасах транспортування; вибирається структура конвеєра; розробляється конструкція конвеєра і визначаються її основні параметри і на цій основі виконується аналіз і паралельне порівняння декількох варіантів – вибір найбільш задовільного рішення.

Реалізація викладеної методики можлива за умови розроблення відповідного математичного і програмного забезпечення, підтвердженого експериментальними дослідженнями. Крім того, ефективність проектування можна значно підвищити при використанні бази даних технічних рішень виконаних раніше проектів.

УДК 621.89

**О. А. Мавроді**

*ДВНЗ Приазовський державний технічний університет*

### **РОЗРАХУНОК КОЕФІЦІЄНТА КОРИСНОЇ ДІЇ БЛОКІВ КРАНОВИХ ПОЛІСПАСТІВ**

При розгоні і гальмуванні крана підвіска відхиляється від вертикалі на кут  $\gamma$  (рис. 1). Положення каната в ривчаку блоку змінюється, і він навалюється на реборду блока. Утворюється майданчик контакту з практично сухим тертям між канатом і ребордою блока. Втрати суттєво зростають.

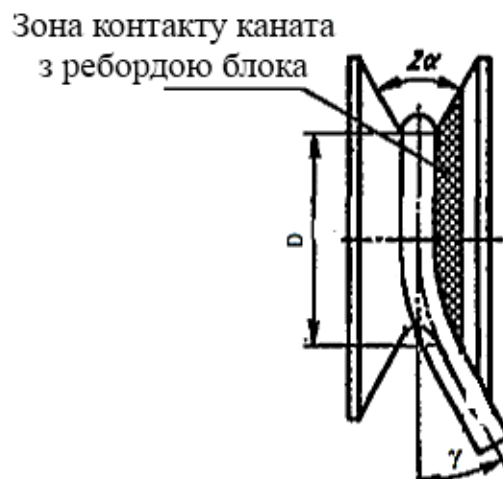


Рис. 1. Положення канату в ривчаку верхнього блока при відхиленні підвіски на кут  $\gamma$

Позначимо:

$$f^* = f + f_D,$$

де  $f^*$  - повний коефіцієнт тертя;

$f_D$  - додатковий коефіцієнт тертя канату по блоку в динаміці.

Тоді К. П. Д. блока

$$\eta_6 = 1 - 3 \cdot k^2 \cdot \left(\frac{d}{D}\right)^2 - \frac{3}{2} \cdot f^* \cdot \frac{d_0}{D}.$$

Врахування тертя каната по реборді блоку при відхиленнях підвіски від вертикалі сприятиме більш повному вирішенню завдань розрахунку механізму кранового підйому.

Література:

1. Б. С. Ковальський / Грузоподъёмные машины. Канаты, блоки, барабаны. – Харьков: Харьк. высш. командно-инж. училище, 1961. – 88 с.
3. О. М. Щеглов Исследование работы грузовых подвесок литейных кранов: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. Харьков: ХВКИУ, 1981. 21 с.

УДК 621.87

**О. А. Мавроді**

*ДВНЗ Приазовський державний технічний університет*

### **ІЗГІБНІ НАПРУГИ ХВОСТОВИКА ГАКА ВАНТАЖОПІДІЙМАЛЬНОГО КРАНА**

Як показав досвід експлуатації, найбільш вразливим місцем підвісок кранів є останній виток різьблення, перехід від різьбової частини гака до його хвостовика. При цьому допускаються розрахункові напруги відносно низькі (50 ... 70 МПа в залежності від групи режиму роботи крана), що забезпечують запас міцності по відношенню до межі текучості не менше 1,2 ... 1,5. Розрахунки показують, що в реальних конструкціях гаків, напруги від дії розрахункової статичного навантаження ще нижче.

Незважаючи на це, на практиці неодноразово мали місце руйнування гаків в різьбовій частині. Б. С. Ковальський зазначає, що відбувається це через високу концентрацію напружень в витках різьби, ураження її корозією в разі недостатнього змащення при роботі на відкритому повітрі.

Дослідження, проведені на кафедрі ПТМ і ДМ, виявили ще одну обставину, яка істотно впливає на міцність гаків - динамічні напруги згинання при розгоні і гальмуванні механізмів горизонтального переміщення моста крана. В результаті прискорення канати відхиляються від вертикалі на кут  $\gamma$  під дією сили інерції.

Величина  $\gamma$  в межах 18...22° була визначена дослідним шляхом для швидкохідних мостових і порталних кранів Н.І. Григор'євим, В. Ф. Сиротським, Ф. М. Лейнером, Б. І. Жермунським. Для тихохідних ливарних кранів О. М. Щеглов визначив  $\gamma = 7 \dots 14^\circ$ . Це дозволило розрахувати силу інерції як:

$$F_i = G \cdot \operatorname{tg} \gamma = (0.1 \dots 0.4) \cdot G,$$

де  $G$  - номінальний вага вантажу, що піднімається.

Тобто, сила інерції невелика і нею в розрахунках механізмів нехтують. У ряді випадків такий підхід цілком виправданий, але в оцінці міцності хвостовиків гаків неприпустимий. Ця, відносно невелика, сила інерції, помножена на довжину гака (особливо в укорочених підвісках), призводить до вигинаючого моменту, що викликає значні напруги згинання в хвостовику гака. Обриви гаків, які мали місце, ми пояснюємо саме цією обставиною, що вимагає свого вирішення.

Тому на кафедрі ПТМ і ДМ ведеться пошук нових конструкцій крюкових підвісок, вільних від виявленого недоліку.