

Паламарчук І. П.

Любін М. В.

Токарчук О. А.

*Вінницький
національний
аграрний
університет*

УДК 621.875.2

ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ КОЛИВАЛЬНОГО ХАРАКТЕРУ В ГНУЧКИХ СПІРАЛЬНО-ФАСОННИХ КОНВЕЄРАХ ПОСТУПАЛЬНОГО РУХУ

В статье рассмотрены причины возбуждения динамических сил в гибких спирально-фасонных конвейерах поступательного движения, а также выведены основные зависимости.

The reasons of excitation of dynamic forces in the flexible spiral-shaped conveyers of forward motion are considered, and also the basic dependences are shown out in the article.

Постановка проблеми. Гнучкі спірально-фасонні та спірально-гвинтові транспортери – це такі транспортуючі машини, в яких робочий елемент представляє собою циліндричну гвинтову спіраль або циліндричну фасонну спіраль, розміщену в гнучкому кожусі. Останнім часом все частіше в різних технологічних процесах як в нашій державі, так і за кордоном стали використовувати дані транспортери.

Гнучкий спірально-гвинтовий конвеєр є різновидністю традиційного гвинтового конвеєра, та, порівняно з ним, він має значно меншу металоємність.

Гнучкість – основна перевага даних конструкцій порівняно з традиційними гвинтовими (жорсткими) конвеєрами – дає змогу проектувати складні просторові траси транспортування. Робочий елемент відрізняється простотою конструкції, компактністю та може бути використаний як у стаціонарному, так і переїзному варіанті. Під час роботи гвинтові спіралі обертаються, транспортуючи вантаж, що потрапив у трубопровід.

Поряд із обертаючими транспортуючими спіралями, передові країни світу, наприклад Німеччина, використовують транспортуючі кільцеві спіралі, які переміщуються прямолінійно. Принцип транспортування вантажу подібний до скребкових конвеєрів з контурними скребками.

Більшість патентів по одно спіральному гнучкому транспортеру як вітчизняних [3,4] так і

іноземних, розширюють границі їх використання і відносять до конструктивних удосконалень.

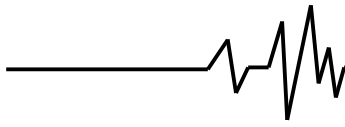
Широке застосування гнучких спірально-фасонних конвеєрів поступального руху в промисловості стримується відсутністю в науково-технічній літературі експериментально-технічних відомостей.

У перехідний період руху в приведених лініях машин, крім статичних та інерційних навантажень внаслідок пружної деформації деталей приводу та інших лапок конвеєра, виникають динамічні навантаження коливального характеру, які в деяких випадках можуть значно перевищувати статичні навантаження.

Аналізуючи дослідження [1, 2], видно, що динамічне навантаження коливального характеру – моменти сил пружності в лінії передачі – виникає при завантаженні та розвантаженні спірально-фасонних конвеєрів, коли змінюється швидкість переміщення вантажу. Гармонійні коливання з періодом T в результаті розсіяння енергії через деякий час затухають і залишається лише статичний момент $M_{ст}$. При сталій швидкості руху вільних коливань немає.

Знання дійсних навантажень дає змогу створювати надійні конструкції машин з поліпшеними параметрами, а при експлуатації – досягти найбільшої продуктивності з максимальним використанням резервів міцності та потужності.

Результати досліджень. Для дослідження динаміки реальну машину треба замінити фізичною моделлю, яка є кількома



зосередженими масами, що з'єднанні між собою пружними безмасовими зв'язками.

Під дією зовнішніх навантажень пружні елементи деформуються, а зосереджені маси машин, крім основного руху, здійснюють малі коливання. Замінна складова сил і моментів при пружних коливаннях може бути настільки великою, що загальне миттєве навантаження може значно перевищувати статичні та інерційні навантаження і привести до перевантаження і руйнування деталей.

У багатьох механізмах підійомно-транспортних машин динамічні навантаження мають вирішальне значення при розрахунку міцності. Вплив змінних сил є однією з основних причин руйнування деталей. До 90 % руйнувань деталей в деяких машинах мають утомленісний характер, що є результатом дії змінних динамічних навантажень.

Визначення динамічних навантажень складається з таких етапів:

- створення фізичної моделі, або еквівалентної схеми механізму; визначення зведених мас та жорсткостей зв'язків;
- визначення зовнішніх навантажень на пружну систему та характеру їх дії;
- складання диференціальних рівнянь руху мас системи;
- визначення частоти коливань і пружних сил (моментів) в елементах механізму.

При створенні фізичної моделі механізму потрібно, щоб вона мала якомога меншу кількість мас, бо це значно спрощує розрахунки. В наукових дослідженнях вибирають кілька найбільших мас привода і робочих органів машини. Решту мас або не беруть до уваги внаслідок їхньої малості, або враховують, розподіливши їх між зосередженими масами за існуючими методами зведення.

1. Визначення жорсткостей елементів динамічних систем.

Жорсткість елементів характеризується коефіцієнтом, який можна визначити, як відношення силового фактора до деформації. Коефіцієнт жорсткості c , Н/м, дорівнює силі, або моменту, який спричинює одиничну деформацію.

Основним елементом спірального конвеєра поступального руху є спіраль.

Жорсткість спіралі (пружини стиску):

$$c = \frac{Gd^4}{8D^3z}, \quad (1)$$

де $G = 8,4 \cdot 10^{10}$ Па – модуль зсуву; d – діаметр дроту пружини; D – середній діаметр пружини; z – кількість робочих витків.

Величину, протилежну коефіцієнту жорсткості називають коефіцієнтом піддатливості e , Н/м:

$$e = \frac{1}{c}. \quad (2)$$

2. Розрахунок динамічних навантажень у пружних зв'язках при різних навантаженнях.

Після визначення параметрів фізичної моделі знаходять динамічні навантаження в пружних зв'язках механізму.

Розглянемо динамічні навантаження в двомасовій системі з лінійною жорсткістю c і масами m_1 і m_2 , на які діють сили двигуна F_0 і сили опору вантажу ΣFw :

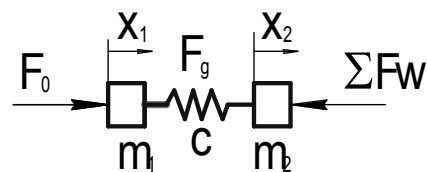


Рис. 1. Еквівалентна двома сова система спіраль-фасонного конвеєра поступального руху

Розглянемо випадок, коли $F_0 = \text{const}$: під дією зовнішніх сил (F_0) у несталий період руху в пружній системі виникають коливальні процеси, які можна описати такою системою диференціальних рівнянь руху мас:

$$\begin{cases} m_1 \frac{d^2x_1}{dt^2} + c(x_1 - x_2) = F_0 \\ m_2 \frac{d^2x_2}{dt^2} - c(x_1 - x_2) = -\Sigma F \cdot w \end{cases}, \quad (3)$$

де x_1 і x_2 – переміщення відповідно першої і другої мас, m_1 і m_2 – маса спіралі і вантажу відповідно.

У рівнянні (3) перші доданки – сили інерції відповідної маси, другі – сили пружності в зв'язках; у правій частині рівнянь – сили, що діють на механізм переміщення при несталому періоді руху.

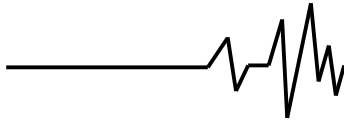
Помноживши перше рівняння системи (3) на m_2 , а друге – на m_1 , віднявши друге рівняння від першого і поділивши на $m_1 \cdot m_2$, дістанемо:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \frac{m_1 + m_2}{m_1 \cdot m_2} \cdot cx = \frac{m_2 F_0 + m_1 \cdot \Sigma F \cdot w}{m_1 \cdot m_2}, \quad (4)$$

де $x = (x_1 - x_2)$ – різниця переміщень мас.

Диференціальне рівняння (4) характеризує деформацію пружної лінії привода, або динамічне зусилля в ній при умові, що:

$$F_g = c(x_1 - x_2) = cx. \quad (5)$$



Рішенням рівняння (4) з урахуванням умови (5) дістанемо формулу для динамічних зусиль у пружному зв'язку:

$$F_g = A \cos pt + B \sin pt + \frac{m_2 \cdot F_0 + m_1 \cdot \Sigma F w}{m_1 + m_2}, \quad (6)$$

де A , B – сталі інтегрування, або амплітуди коливань динамічних зусиль; p – власна частота коливань; для двомасової системи:

$$p = \sqrt{\frac{c(m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2}}. \quad (7)$$

Період власних коливань:

$$T = \frac{2\pi}{p}. \quad (8)$$

Сталі A і B визначають з початкових умов. При нульових початкових умовах, тобто до початку завантаження системи ($t = 0$;

$$\frac{dx}{dt} = 0; F_g = 0):$$

$$A = -\frac{m_2 F_0 + m_1 \cdot \Sigma F \cdot w}{m_1 + m_2}; B = 0. \quad (9)$$

Після підстановки A і B в рівняння (6) дістанемо формулу для визначення динамічних зусиль у пружній ланці:

$$F_g = \frac{m_1 \cdot \Sigma F \cdot w + m_2 F_0}{m_1 + m_2} \cdot (1 - \cos pt), \quad (10)$$

або

$$F_g = \left[\Sigma F \cdot w + \frac{(F_0 - \Sigma F \cdot w) \cdot m_2}{m_1 + m_2} \right] \cdot (1 - \cos pt).$$

Позначимо складову навантаження, через F_n :

$$F_n = n_1 \cdot F_0 + n_2 \cdot \Sigma F \cdot w, \quad (11)$$

$$\text{де } n_1 = \frac{m_1}{m_1 + m_2}; \quad n_2 = \frac{m_2}{m_1 + m_2} -$$

коефіцієнти розподілення мас у системі.

Тоді рівняння (а) можемо записати в такому простому вигляді:

$$F_g = F_n \cdot (1 - \cos pt). \quad (12)$$

Щоб показати, наскільки динамічні зусилля в пружних зв'язках перевищують статичні в несталий період руху, формулу (10) запишемо так:

$$F_g = \Sigma F \cdot w + (F_0 - \Sigma F \cdot w) n_2 \cdot (1 - \cos pt). \quad (13)$$

Найбільшими зусилля в пружних зв'язках будуть при $\cos pt = -1$, тобто при:

$$t = \frac{\pi}{p} = \frac{T}{2}$$

$$F_g \max = \Sigma F \cdot w + 2 \cdot (F_0 - \Sigma F \cdot w) \cdot n_2. \quad (14)$$

Найменшим зусилля буде при $t = 0$;
 $\frac{2\pi}{p}$:

$$F_g \min = \Sigma F \cdot w. \quad (15)$$

Висновки

Підсумовуючи все вищесказане, можна зробити висновок, що динамічні навантаження в пружних зв'язках спіральньо-фасонних конвеєрів, в першу чергу, будуть залежати від приведених мас спіралі та вантажу, також від лінійної жорсткості системи, крім того, значний вплив має величина опору переміщення вантажу.

Література

1. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин. / Комаров М.С. – М., Машиностроение, 1969.
2. Григорьев А.М. Теория, расчет и эксплуатация односпирального гибкого шнека. / Григорьев А.М. – Киев, 1967.
3. Авторское свидетельство СССР. №1452765, А1, Спирально-винтовой конвейер / В.Н.Гутман, К.Ф. Терпиловский, Е.К.Отто, В.Л. Трубач, В.В. Моклый. Заявл. 27.04.87; Опубл. 23.01.89. Бюл №3. – 4с.
4. Авторское свидетельство СССР. №1463656, А1, Спирально-винтовой конвейер для сыпучих материалов / Е.П. Шугин В.Н.Гутман, К.Ф. Терпиловский, Е.К.Отто, В.Л. Трубач, В.В. Моклый. Заявл. 23.06.87; Опубл. 07.03.89. Бюл №9. – 4с.