

$c_{ст.в}$, $c_{шп.в}$ – вертикальна жорсткість стола та шпинделя верстата; $k_{ст.в}$, $k_{шп.в}$ – коефіцієнт вертикального демпфування стола та шпинделя верстата; $c_{ст.г}^*$; $k_{ст.г}^*$ – приведена горизонтальна жорсткість та приведені демпфування пружинної підвіски верстата;

$$\frac{1}{c_{ст.г}^*} = \frac{1}{c_{ст.г}} + \frac{1}{c_{шп.г}}; \quad \frac{1}{k_{ст.г}^*} = \frac{1}{k_{ст.г}} + \frac{1}{k_{шп.г}}$$

$c_{ст.г}$, $c_{шп.г}$ – горизонтальна жорсткість стола та шпинделя верстата; $k_{ст.г}$, $k_{шп.г}$ – коефіцієнт горизонтального демпфування стола та шпинделя верстата; F_T – сила тертя між інструментом та поверхнею деталі; f – коефіцієнт тертя між матеріалами інструмента та деталі.

Отриману систему диференціальних рівнянь розв'язуємо застосовуючи метод Рунге-Кутта четвертого порядку використовуючи середовище MatLAB.

Розроблена динамічна модель пружної системи верстата дозволяє визначати вертикальні та горизонтальні переміщення інструменту, деталі, пристрою та стола верстата; відображає фазовий кут удару гладкою частини інструменту; швидкість вертикальних та горизонтальних переміщень інструменту, деталі, пристрою та стола верстата; реакції пристрою та стола верстата.

Література

1. Ляшенко Б.А., Клименко С.А. Тенденции развития упрочняющей поверхностной обработкой и положение в Украине // Сучасне машинобудування. – 1999. - № 1. С. 94 – 104. 2. Бабей Ю.И., Бутаков Б.И., Сысоев В.Г. Поверхностное упрочнение металлов – К.: Наукова думка, 1995. – 253 с.



УДК 621.85.055

Іван Дубецький

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя,
46000, м. Тернопіль, вул. Руська, 56

ОЦІНКА НАДІЙНОСТІ ЛАНЦЮГОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

Ivan Dubetsky

THE CHAIN DRIVE RELIABILITY ESTIMATION

The complex scheme of the drive chain is discussed. The method of estimation of the chain drive no-failure reliability operation is given.

Kew words: drive chain; reliability; failure; no-failure operation.

Визначальним параметром при проектуванні ланцюгових передач є типорозмір ланцюга, який визначають виходячи із статистичної (втомливої) міцності його деталей або допустимого питомого тиску в шарнірах. При цьому випадковим параметром діючих навантажень міцнісних характеристик деталей нехтують. Це суттєво спрощує розрахунки, але не дозволяє оцінити необхідну надійність роботи передач [1],[2].

Механічний перенос досвіду і методів ймовірнісних розрахунків окремих деталей і оцінка надійності ланцюгових передач не представляється можливим. В силу ряду властивих їм специфічних особливостей. Основними із них є суттєві зміни міцнісних і експлуатаційних характеристик передач в процесі роботи передач і зношення контактуючих поверхонь зубців зірочок і шарнірів ланцюга; основною несучою ланкою передач – ланцюг складається із множини ланок і їх інтерпритації у вигляді послідовно зв'язаних елементів, при оцінці надійності приводить до явно занижених показників безвідмовної роботи [3].

Розглядається схема оцінки надійності передач, яка передбачає її представлення у вигляді К окремих послідовно зв'язаних елементів, для яких відмова кожного із них

приводить до відмови системи в цілому. В якості таких елементів прийнятий ланцюг, зірочки, натяжний пристрій, заспокоюючий пристрій, вали, опорні вузли [3-5].

Відмова системи буде у випадку руйнування будь-якого з відмічених вище елементів передачі внаслідок втрати поточної тривалості втомливості або ударної міцності.

Сукупність механічних впливів в тому числі високочастотних коливань, а також вплив температурних і хімічних факторів на елементи конструкції приводить до того, що в них можуть виникати втомлюючі руйнування. Вони знижують несучу властивість системи, що при певній величині пошкодження приводить до руйнування елемента конструкції і може закінчитися аварією.

Запропонований метод оцінки надійності дозволяє не тільки із заданою достовірністю встановити ймовірність безвідмовної роботи передачі за різними критеріями, але і аналізувати вплив конструктивних і технологічних факторів на надійність передачі в цілому.

Література

1. Волчкович Л. И. Надежность автоматических линий. М., «Машиностроение», 1968. 308с.
2. Дальский А. М. Технологическое обеспечение надежности высокочастотных деталей машин. М., «Машиностроение», 1975. 224с.
3. Левина З. М., Решетов Д. Н. Контактная жесткость машин. М., «Машиностроение», 1971. 264с.
4. Надежность и долговечность машин и оборудования. Опыт и теоретические исследования. Под ред. А. С. Проникова. М., Издательство стандартов, 1972. 316с.
5. Проников А. С. Основы надежности и долговечности машин. М., Издательство стандартов, 1969. 160с.



УДК 621.867.3

Вячеслав Ловейкін, професор; Віталій Борту́н

*Національний університет біоресурсів і природокористування України
03041, Україна, м. Київ, вул. Героїв Оборони, 15*

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДИНАМІКИ РУХУ СТІЧКОВОГО КІВШОВОГО ЕЛЕВАТОРА З ОДНОСТОРОННІМ ЗВ'ЯЗКОМ ТЯГОВОГО ОРГАНА

Vyacheslav Loveikin; Vitaliy. Bortun

MATHEMATICAL MODEL OF THE BELT BUCKET ELEVATOR'S MOVEMENT DYNAMICS WITH ONE-SIDE CONSTRAINT OF THE PULLING ELEMENT

The mathematical model of the vertical belt bucket elevator has been developed. In this model the pulling element is presented by piecewise function as an elastic element with one-side constraint and works in tension.

Під час роботи у конвеєрах, як і в більшості механічних системах, виникають динамічні навантаження. Такі навантаження виникають внаслідок особливостей зовнішніх активних та внутрішніх реактивних сил і в'язей, які водночас визначають і обмежують рух конвеєра. Величина динамічних навантажень також залежить від жорсткісних властивостей його елементів.