

Динаміка і енергетичні співвідношення в механічних системах

С.М. Мироненко, О.О. Бойко, к.т.н., НУХТ, м. Київ

Обладнання в технологіях пакування харчової продукції в багатьох випадках має ознаки циклічно діючих машин-автоматів, у яких фази переміщення робочих органів супроводжуються періодами вистою. Закони руху останніх є цілком певними і їх переміщення вважаються усталеними в загальній оцінці, однак при цьому присутні такі елементи перехідних процесів, як розгін і програмований вибіг. У зв'язку з цим робочий хід складається з двох частин. На першій з них переміщення робочого органа є прискореним, на другій – сповільненим. Вказане стосується як поступальних, так і обертальних переміщень. Здебільшого дослідження динаміки механічних систем вирішують завдання пошуку співвідношень між взаємодіючими масами, кінетичними і динамічними параметрами таких взаємодій. Порівняно із силовими параметрами оцінки енергетичних витрат вони є еквівалентними у своїх значеннях, однак у більшості задач можливості рекуперації енергетичних потенціалів не розглядаються.

До припущень у дослідженнях належить те, що точками прикладання рушійних сил і сил опору приймаються центри мас ведучих і ведених ланок. Робота сил тяжіння за цикл роботи механізму дорівнює нулю, тому що центри мас ланок переміщуються по замкнутим траєкторіям, а напрямки векторів сил тяжіння незмінні. Однак у середині циклу руху машини робота сил тяжіння відмінна від нуля.

Подвоєний інтерес до перехідних процесів, по-перше, пов'язаний з динамічними складовими навантажень, які є реакціями на прискорення під час руху мас. По-друге, зміни швидкостей означають наявність енергетичних трансформацій. Очевидно, що такі характеристики взаємопов'язані, оскільки величина кінематичної енергії $mV^2/2$ визначає величину енергетичних витрат на розгін системи. Це приводить до можливості порівняльної оцінки систем із різними законами на основі амплітуд швидкостей або їх аналогів.

Одночасно динамічні складові навантажень відображуються амплітудами в залежностях з визначення прискорень. Результати порівняльних оцінок для різних законів $d^2s/d\varphi^2 = f''(\varphi)$ наведені в таблиці стосовно кулачкових механізмів із фазовим кутом робочого ходу $\varphi_1 = \varphi'_1 + \varphi''_1$, де φ'_1 і φ''_1 – ділянки фазового кута φ_1 відповідно прискореним і сповільненим рухами. Їх із співвідношення визначено як $k = \varphi'_1 / \varphi''_1$.

У таблиці присутній показник $h = S_{\max}$.

Одержані порівняльні дані наведені як відношення амплітуд аналогів швидкостей і прискорень різних законів до відповідних параметрів параболічного закону руху в ряди за ранжиром:

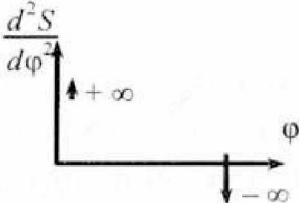
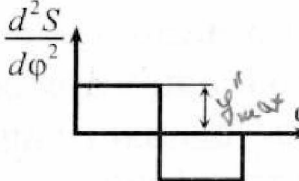
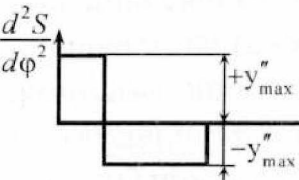
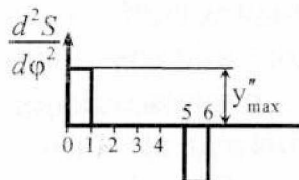
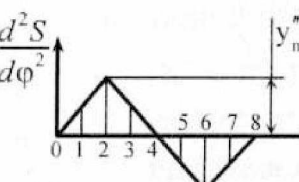
для аналогів швидкостей:

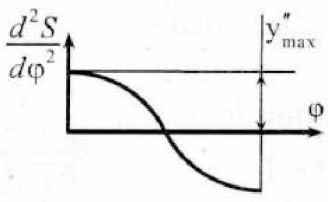
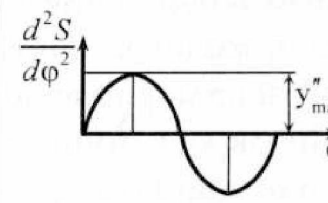
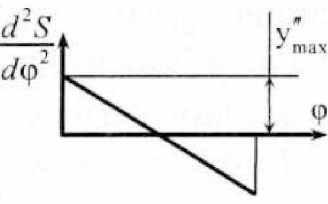
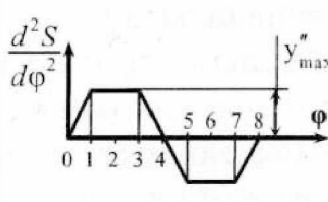
0,5	0,6	0,75	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,57
(1)	(3)	(7)	(2a)	(26)	(4)	(6)	(8)	(5)

для аналогів прискорень:

1,0	0,5(1+к)	1,23	1,33	1,5	1,57	1,8	2,0	2,2
(2а)	(26)	(5)	(8)	(7)	(6)	(3)	(4)	(1)

Таблиця.
Амплітуди аналогів швидкостей і прискорень
для різних законів $d^2s/d\varphi^2 = f''(\varphi)$

Закон руху	Графік $\frac{d^2s}{d\varphi^2} = f''(\varphi)$	Максимальне значення		Співвідношення аналогів швидкостей	Співвідношення аналогів прискорень
		$\frac{ds}{d\varphi}, \text{ м}$	$\frac{d^2s}{d\varphi^2}, \text{ м}$		
1. Лінійний		$\frac{h}{\varphi_1}$	$\pm \infty$	0,5	∞
2а. Параболічний		$2 \frac{h}{\varphi_1}$	$4 \frac{h}{\varphi_1^2}$	1,0	1,0
2б. Несиметричний		$2 \frac{h}{\varphi_1}$	$+ 2(1+k) \frac{h}{\varphi_1^2}$ $- \frac{2(1+k)}{k} \frac{h}{\varphi_1^2}$	1,0	$+0,5(1+k)$ $-0,5(1+k)$
3. Модифікований лінійний		$1,2 \frac{h}{\varphi_1}$	$7,2 \frac{h}{\varphi_1^2}$	0,6	1,8
4. Трикутний		$2 \frac{h}{\varphi_1}$	$8 \frac{h}{\varphi_1^2}$	1,0	2,0

5. Косинусої- дальний		$\frac{\pi}{2} \cdot \frac{h}{\varphi_1}$	$\frac{\pi^2}{2} \cdot \frac{h}{\varphi_1^2}$	1,57	1,23
6. Синусоїда- льний		$2 \frac{h}{\varphi_1}$	$2\pi \frac{h}{\varphi_1^2}$	1,0	1.57
7. Рівномірно зменшуване прискорення		$\frac{3}{2} \cdot \frac{h}{\varphi_1}$	$6 \frac{h}{\varphi_1^2}$	0,75	1,5
8. Змінювання прискорення по трапеції		$2 \frac{h}{\varphi_1}$	$\frac{16}{3} \cdot \frac{h}{\varphi_1^2}$	1,0	1,33

Висновки

Наведені ряди супроводжуються адресними відмітками, які відповідають порядковим номерам законів, наведеним у таблиці. З порівняння видно, що жоден з них не відповідає обом сформульованим екстремальним умовам найменших енергетичних витрат і найменшим динамічним навантаженням. Це означає, що остаточний вибір на користь певного закону має здійснюватися на основі інших феноменологічних міркувань. Одне з них стосується особливості першого ряду стосовно однакових максимальних швидкостей у п'яти законах. З їх числа на увагу заслуговує трапецеїдальний з однією з найкращих комбінацій швидкостей і прискорень.

Література

1. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1993. – 591 с.
2. Соколенко А.І., Українець А.І., Шевченко О.Ю. та ін. Теорія механізмів і машин. Курсове проектування: Навчальний посібник / За ред. проф. А.І. Соколенка. – К.: П.П. Люксар, 2005. – 252 с.
3. Соколенко А.І., Васильківський К.В., Юхно М.І та ін. Гальмування вантажів аеродинамічними упорами // Упаковка. – 2013. – № 5. – С. 50–52.