



2014

НАУКОВІ ПРАЦІ

НАЦІОНАЛЬНОГО УНІВЕРСИТЕТУ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Том 20

№ 1

*Журнал «Наукові праці НУХТ»
засновано в 1993 році*

КИЇВ ✦ НУХТ ✦ 2014

**DYNAMICS AND SECONDARY ENERGY RECOVERY
RESOURCES IN MECHANICAL SYSTEMS**

V. Kryvorotko, A. Sokolenko, S. But, K. Vasytkovsky
National University of Food Technologies

Key words: <i>Mass law of motion</i> <i>Dynamics energy ran</i> <i>Transformation load</i> <i>Recovery</i>	ABSTRACT The analysis of mechanical systems subject to input and output interaction with mass evaluation of dynamic loads. It is known that from the vet, by their definition is achieved the equations of motion in the form of the Laplace — d’Alembert . However, it remains unknown energy relations .It is shown that energy costs driving forces associated with the necessity to overcome the resistance. In periods of unsteady flow must still overcome inertia. Determined that the driving forces work against the forces of inertia is numerically equal to the kinetic energy of the system achieved the moving masses. The magnitude of this energy is determined by the well-known formula. However, the transient velocity of the moving mass vary from zero to maximum and back to zero. This means that the maximum of the energy cost and, simultaneously, the maximum kinetic energy of the coordinate system corresponds with the maximum speed. Different laws of motion master and slave modes correspond to the masses with different maximum speeds. Bearing in mind that in such situations can be recovered kinetic energy should be evaluated after a stop. To do this, you must define the following mass transfer system with the possibility of completing their coasts, defining coordinate corresponds to transition into it.
Article history: Received 17.12.2013 Received in revised form 03.01.2014 Accepted 12.01.2014	
Corresponding author: V. Kryvorotko E-mail: npnuht@ukr.net	

**ДИНАМІКА І РЕКУПЕРАЦІЯ ВТОРИННИХ
ЕНЕРГЕТИЧНИХ РЕСУРСІВ У МЕХАНІЧНИХ
СИСТЕМАХ**

В.М. Криворотько, А.І. Соколенко, С.А. Бут, К.В. Васильківський
Національний університет харчових технологій

У статті виконано аналіз механічних систем при взаємодії ведучих і ведених мас з оцінкою динамічних навантажень. Відомо, що їх визначення досягається вирішенням рівнянь руху у формі Лапласа — Д’Аламбера. Однак при цьому невідомими залишаються енергетичні співвідношення. Показано, що енергетичні витрати рушійних сил пов’язані з необхідністю подолання сил опору. У періоди несталого руху необхідно подолати ще сили інерції. Визначено, що робота рушійних сил проти сил інерції чисельно дорівнює кінетичній енергії системи рухомих мас. Разом з тим, у перехідних процесах швидкості рухомих мас

ТЕПЛО- І ЕНЕРГОПОСТАЧАННЯ

змінюються від нуля до максимуму і знову до нуля. Це означає, що максимуму енергетичних витрат і одночасно максимальній кінетичній енергії системи відповідає координата з максимальним значенням швидкості. Різним законам руху ведучих і ведених мас відповідають режими з різними максимальними швидкостями. Зважаючи на те, що в таких ситуаціях можлива рекуперація кінетичної енергії, слід оцінювати режим вибігу. Для цього необхідно визначити подальші переміщення мас системи з можливістю завершення їх у режимі вибігу, визначивши відповідну координату переходу в нього.

Ключові слова: маса, закон руху, динаміка, енергія, вибіг, трансформація, навантаження, рекуперація.

У харчових технологіях механічні силові дії і взаємодії між окремими їх складовими мають відносно широке розповсюдження. Вони відносяться до процесів, що характеризують операції приймання вхідних сировинних потоків, їх транспортування, обробку, складування, переформування, забезпечення внутрішніх потоків, формування газових і рідинних потоків, забезпечення їх взаємодії з сировинними потоками, досягнення термодинамічних трансформацій з повітрям або газами спеціального призначення тощо.

Ознаками механічних систем є маси, що взаємодіють між собою за наявності енергетичних трансформаторів теплової або електричної енергії в механічну в потенціальній або кінетичній формах. При роботі будь-якої машини до її ланок прикладаються зовнішні сили у складі рушійних сил, технологічного опору, сил тяжіння, механічні або додаткові опори й сили інерції, які з'являються у результаті руху ланок.

У дослідженнях динаміки машин традиційно використовують поняття мас ведучих, проміжних і ведених. Рушійні сили переважно прикладаються до ведучих ланок [1, 3], тому у дослідженні за рушійні приймаємо сили, що прикладаються до ведучої маси (ланки), до того ж роботу цих сил вважатимемо позитивною.

Сили технологічного опору прикладаються до ведених мас. Зважаючи на логіку визначення позитивного знаку роботи сил рушійних, роботу сил технологічного опору будемо вважати від'ємною.

До припущень у дослідженнях віднесемо те, що точками прикладання результуючих сил тяжіння приймаються їхні центри мас. Робота сил тяжіння за цикл роботи механізму дорівнює нулю, тому що центри мас ланок переміщуються замкнутими траєкторіями, а напрямки векторів сил тяжіння незмінні. Однак у середині циклу руху машини робота сил тяжіння відмінна від нуля.

Перебіг переміщень у машинах або технічних системах супроводжуються перехідними й усталеними режимами, і тільки при змінних лінійних або кутових швидкостях спостерігаються сили інерції або моменти сил інерції. Під зміною швидкості розуміється не тільки величина, а й напрямок переміщення тіла або ланки [1, 2].

Наявність перехідних процесів у системі рухомих мас має подвійний інтерес з точки зору задач синтезу систем. Така подвоєність пов'язана, поперше, з динамічними складовими навантажень, які є реакціями системи на прискорення під час руху мас. По-друге, зміна швидкостей означає наявність

енергетичних трансформацій. Очевидно, що вказані характеристики між собою взаємопов'язані [3].

Відомо, що до числа перехідних процесів у механічних системах відносяться ті, які відбуваються при змінних значеннях кінематичних параметрів взаємодіючих мас. У загальному випадку прискорення ведених мас залежить від параметрів системи і відображається залежністю $\ddot{s} = \ddot{s}(t)$.

Тоді, інтегруючи останній вираз, відповідно маємо швидкість і переміщення: $\dot{s} = \int \ddot{s} dt + C_1$; $s = \int \dot{s} dt + C_1 t + C_2$, де C_1 та C_2 — сталі інтегрування.

Взаємозв'язок між кінематичними параметрами системи має графічну форму відображення відповідними площами в заданих межах інтегрування (рис.).

Умовою виконання теоретичних досліджень є прийняття однакових параметрів циклічних переміщень h у проміжках однакових значень часу t або узагальненої координати φ . Вибір для досліджень певного механізму є непринциповим, тому зупинимося на кулачкових механізмах. Останнє пояснюється тим, що саме кулачкові механізми дозволяють реалізовувати різні закони.

Проте сучасні системи механотроніки також придатні для подібних реалізацій і навіть з перевагою до швидкоплинних змін в обраних законах. При цьому метод реалізації практичного значення не має, важливе значення має сам закон, за яким оцінюються можливості енергетичної рекуперації в режимі вибігу системи. При аналізі вважаємо, що для порівнюваних випадків визначені $s_{max} = h$ збігаються зі значеннями фазових кутів φ_1 і законами руху кулачка ω_1 .

При віддаленні веденої ланки на відстань h аналог прискорення $\frac{d^2s}{d\varphi^2}$ залишається

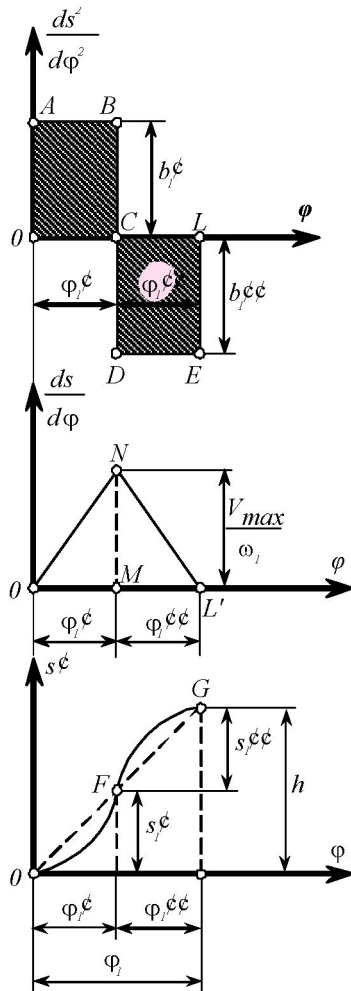


Рис. Графіки кінематичних параметрів параболічного закону руху вихідної ланки

незмінним за час повороту на кут φ , а тому

$$\frac{a}{\omega_1^2} = \frac{d^2s}{d\varphi^2} = b = const. \tag{1}$$

Кути φ_1' та φ_1'' (рис.), в межах яких прискорення а веденої ланки залишаються сталими, можуть бути різними. Позначимо їх співвідношення

$$\varphi_1' / \varphi_1'' = k_1. \quad (2)$$

Оскільки маємо $\varphi_1' + \varphi_1'' = \varphi_1$, то

$$\varphi_1' = \varphi_1 \frac{k_1}{1+k_1}; \quad (3)$$

$$\varphi_1'' = \varphi_1 \frac{1}{1+k_1}. \quad (4)$$

Подвійне інтегрування залежності $\ddot{s} = b = const$ у межах кута φ_1' дозволяє визначити швидкість і переміщення:

$$\frac{ds}{d\varphi} = \frac{v}{\omega_1} = b_1'\varphi + C_1; \quad (5)$$

$$s = \frac{b_1'}{2}\varphi^2 + C_1\varphi + C_2, \quad (6)$$

де v — швидкість руху веденої ланки.

Сталі інтегрування C_1 та C_2 визначаються за початкових умов, які на етапі переміщення φ_1' мають вигляд:

$$\varphi = 0; \quad v = 0; \quad \frac{ds}{d\varphi} = 0; \quad s = 0. \quad (7)$$

При цьому $C_1 = 0$, $C_2 = 0$ і тому

$$\frac{ds}{d\varphi} = b_1'\varphi. \quad (8)$$

З умови (8) витікає, що аналог швидкості $\frac{ds}{d\varphi}$ є лінійною функцією, найбільшому значенню якої відповідає зміна знака аналога прискорення $\frac{d^2s}{d\varphi^2}$. Оскільки завершенню робочого ходу відповідають умови

$$\varphi_1 = \varphi_1' + \varphi_1'' \quad \text{та} \quad \frac{ds}{d\varphi} = 0,$$

то площі заштрихованих прямокутників над віссю 0φ і під нею мають бути однаковими. Звідси випливає правомірність запису:

$$\frac{v_{1\max}}{\omega_1} = b_1'\varphi_1' = b_1''\varphi_1''.$$

Тоді

$$\frac{b_1'}{b_1''} = \frac{\varphi_1''}{\varphi_1'} = \frac{1}{k_1};$$

$$\frac{s_1'}{s_1''} = \frac{\varphi_1'}{\varphi_1''}. \quad (9)$$

Умова (9) приводить до висновку, що точка F спряження парабол на діаграмі переміщень $s = s(\varphi)$ лежить на прямій OG (рис.). Оскільки загальному переміщенню на фазі φ_1' відповідає $s_1' + s_1'' = h$, то

$$s_1' = \frac{k_1 h}{1 + k_1}; \quad s_1'' = \frac{h}{1 + k_1}.$$

Це означає, що при $k_1 = 1$ діє симетричний закон переміщення. При значеннях $k_1 \neq 1$ розшукуються значення аналогів прискорень:

$$b_1' = \frac{2s_1'}{(\varphi_1')^2} = \frac{2h(1+k_1)}{k_1\varphi_1^2};$$

$$b_1'' = \frac{2s_1''}{(\varphi_1'')^2} = \frac{2h(1+k_1)}{\varphi_1^2}. \quad (10)$$

Визначена величина b_1' дає змогу записати:

$$\frac{v_{1\max}}{\omega_1} = b_1' \varphi_1' = \frac{2h}{\varphi_1}. \quad (11)$$

Стосовно останнього запису зробимо висновок про те, що максимальне значення швидкості вихідної ланки не залежить від розподілу кута φ_1 на ділянки φ_1' і φ_1'' . Звідси впливає другий висновок, який стосується енергетичних витрат, пов'язаних із подоланням сил інерції: оскільки при обраних умовах максимальна швидкість вихідної ланки не залежить від розподілу кутів φ_1' і φ_1'' , то і робота рушійних сил з подолання сил інерції від вказаного розподілу не залежить.

Тому

$$E_{1in.}' = m \frac{v_{\max}^2}{2}. \quad (12)$$

Очевидно, що для визначення загальних енергетичних витрат необхідно врахувати роботу, пов'язану з подоланням сил технологічного опору:

$$E_{1нов.}' = E_{1in.}' + E_{1m.o.}' = m \frac{v_{\max}^2}{2} + P_{m.o.}' s_1', \quad (13)$$

де m — маса вихідної ланки і вантажу, що переміщується робочим органом. За вертикального розташування системи в гравітаційному полі вираз (13) трансформується до форми:

$$E_{1нов.} = m \left(\frac{v_{\max}^2}{2} + g s_1' \right), \quad (14)$$

де g – прискорення вільного падіння.

Накопичена кінетична енергія $w_{кін.} = E_{1ін.}'$ в рекуперативному режимі трансформується в роботу на виконання другої частини робочого ходу як певна частка роботи рушійних сил. Якщо числове значення $W_{кін.}$ співрозмірне з роботою з подолання сил технологічного опору в сумі зі шкідливим опором, то це свідчить про реалізацію енергетичної рекуперації в самоплинному режимі. При цьому можливі три варіанти, що відображаються умовами:

$$w_{кін.} = P_{м.о.} s_1'' + P_{шк.о.} s_1''; \quad (15)$$

$$w_{кін.} > P_{м.о.} s_1'' + P_{шк.о.} s_1''; \quad (16)$$

$$w_{кін.} < P_{м.о.} s_1'' + P_{шк.о.} s_1''. \quad (17)$$

Випадок, в якому реалізується умова (15), відповідає повному використанню вторинної енергії системи, як і варіант за умови (17). Втратам кінетичної енергії в розмірі надлишку над енерговитратами на переміщення на фазі φ_1'' відповідає умова (16). Такий надлишок вимагає додаткових заходів для забезпечення енергетичних балансів. У зв'язку з одержаними співвідношеннями (15) — (17) формулюємо проміжний висновок: кінематичний і динамічний синтез механізмів із циклічними переміщеннями робочих органів доцільно доповнювати розрахунками для оцінки енергетичних балансів.

На підставі умов (12) і (15) запишемо:

$$m \frac{v_{\max}^2}{2} = P_{м.о.} s_1'' + P_{шк.о.} s_1''. \quad (18)$$

Звідси

$$v_{\max} = \sqrt{\frac{2(P_{м.о.} s_1'' + P_{шк.о.} s_1'')}{m}} = \sqrt{\frac{2h(P_{м.о.} + P_{шк.о.})}{m(1+k_1)}}. \quad (19)$$

Останній запис відображує умову, за якою досягається заданий енергетичний режим вибігу.

Наступна частина аналізу пов'язана з перевіркою кінематичних параметрів вибігу. При цьому врахуємо, що рушійний фактор відсутній, а протидіють переміщенню сили $P_{т.о.}$ та $P_{шк.о.}$. Тоді маємо:

$$m \ddot{x}_e = -P_{м.о.} - P_{шк.о.}; \quad \ddot{x}_e = \frac{-P_{м.о.} - P_{шк.о.}}{m}, \quad (20)$$

де \ddot{x}_e — прискорення в режимі вибігу, яке є сталою і від’ємною величиною.

Інтегрування останнього виразу дозволяє знайти закономірності:

$$\frac{d\dot{x}_e}{dt} = \frac{-P_{m.o.} - P_{шк.o.}}{m}; \quad \dot{x}_e = \frac{-P_{m.o.} - P_{шк.o.}}{m}t + C_1; \quad (21)$$

$$x_e = \frac{-P_{m.o.} - P_{шк.o.}}{m} \cdot \frac{t^2}{2} + C_1 t + C_2, \quad (22)$$

де \dot{x}_e і x_e — відповідно плинні швидкості та переміщення маси m ; C_0 і C_2 — сталі інтегрування, які визначаються при початкових умовах:

$$t_{(n)} = 0; \quad x_{(n)} = 0; \quad \dot{x}_{(n)} = v_{\max}. \quad (23)$$

Звідси визначаємо $C_1 = v_{\max}$ і $C_2 = 0$. Тоді остаточно маємо:

$$\dot{x}_e = v_{\max} - \frac{P_{m.o.} + P_{шк.o.}}{m}t; \quad (24)$$

$$x_e = v_{\max}t - \frac{P_{m.o.} + P_{шк.o.}}{m} \cdot \frac{t^2}{2}. \quad (25)$$

Завершенню процесу вибігу відповідає умова:

$$x_e = h = v_{\max}t_{(к)} - \frac{P_{m.o.} + P_{шк.o.}}{m} \cdot \frac{t_{(к)}^2}{2} \quad (26)$$

з кінцевим часом $t_{(к)}$.

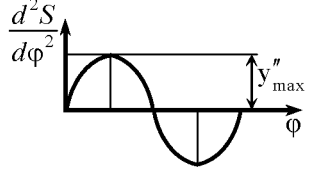
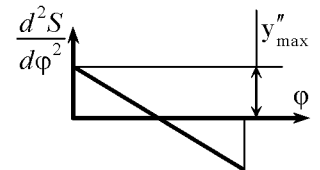
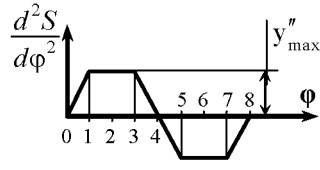
Підсумовуючи виконану частину досліджень відмітимо, що відносно параболічного закону досягнення умови (26) можливе, оскільки максимальна швидкість v_{\max} не залежить від співвідношення $s'_1 : s''_2$. Окрім того, для продовження подальших міркувань і висновків підкреслимо, що саме величина кінетичної енергії $m \frac{v_{\max}^2}{2}$ визначає складову енергетичних витрат на розгін системи. Це

означає можливість порівняльної оцінки систем з різними законами на основі амплітуд швидкостей або аналогів швидкостей. Одночасно динамічні складові навантажень відображуються амплітудами в залежностях з визначення прискорень. Результати визначення вказаних амплітуд наведені у таблиці.

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
		$\frac{ds}{d\varphi} = \frac{a}{\omega_1}$ м	$\frac{d^2s}{d\varphi^2} = \frac{a}{\omega_1^2}$ 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		$2 \frac{h}{\varphi_1}$	$+2(1+k) \frac{h}{\varphi_1^2}$ $-\frac{2(1+k)}{k} \cdot \frac{h}{\varphi_1^2}$	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. Косинусоїдальний		$\frac{\pi}{2} \cdot \frac{h}{\varphi_1}$	$\frac{\pi^2}{2} \cdot \frac{h}{\varphi_1^2}$	1,57	1,23

6. Синусої- дальний		$2 \frac{h}{\Phi_1}$	$2\pi \frac{h}{\Phi_1^2}$	1,0	1,57
7. Рівномірно зменшуване прискорення		$\frac{3}{2} \cdot \frac{h}{\Phi_1}$	$6 \frac{h}{\Phi_1^2}$	0,75	1,5
8. Змінювання прискорення по трапеції		$2 \frac{h}{\Phi_1}$	$\frac{16}{3} \cdot \frac{h}{\Phi_1^2}$	1,0	1,33

Вибудуємо одержані порівняльні дані як відношення амплітуд аналогів швидкостей і аналогів 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+k)	1,23	1,33	1,5	1,57	1,8	2,0	∞
(2a)	(26)	(5)	(8)	(7)	(6)	(3)	(4)	(1)

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 проєктування: 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.

**ДИНАМИКА И РЕКУПЕРАЦИЯ ВТОРИЧНЫХ
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ РЕСУРСОВ В МЕХАНИЧЕСКИХ
СИСТЕМАХ**

В.М. Криворотько, А.И. Соколенко, С.А. Бут, К.В. Васильковский
Национальный университет пищевых технологий

В статье выполнен анализ механических систем, подверженных взаимодействию ведущих и ведомых масс с оценкой динамических нагрузок. Известно, что ответ по их определению достигается решением уравнений движения в форме Лапласа—Даламбера. Однако при этом неизвестными остаются энергетические соотношения. Показано, что энергетические затраты движущих сил связаны с необходимостью преодоления сил сопротивления. В периоды неустановившегося движения необходимо преодолеть еще силы инерции. Определено, что работа движущих сил против сил инерции численно равна достигаемой кинетической энергии системы движущихся масс. Вместе с тем, в переходных процессах скорости движущихся масс изменяются от нуля до максимума и снова до нуля. Это означает, что максимуму энергетических затрат и одновременно максимальной кинетической энергии системы отвечает координата с максимальным значением скорости. Разным законам движения ведущих и ведомых масс соответствуют режимы с разными максимальными скоростями. Поскольку в таких ситуациях возможна рекуперация кинетической энергии, следует оценивать режим выбега. Для этого необходимо определить последующие перемещения масс системы с возможностью завершения их в режиме выбега, определив соответствующую координату перехода в него.

Ключевые слова: масса, закон движения, динамика, энергия, вибег, трансформация, нагрузка, рекуперация.