

М. О. БАБ'ЯК (Львівська філія ДПТУ)

МОДЕЛЬ РОБОТИ МЕХАНІЗМУ ПАНТОГРАФА ЕЛЕКТРОВОЗА, ЯК МЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ З ПНЕВМАТИЧНИМ ПРИВОДОМ

В розробленій моделі в узагальненому вигляді пропонується метод дослідження роботи механізму пантографа електровоза, як механічної системи з пневматичним приводом, який має низку практично важливих особливостей та реалізується за допомогою ЕОМ.

В разработанной модели в обобщенном виде предлагается метод исследования работы механизма пантографа электровоза, как механической системы с пневматическим приводом, который владеет рядом практически важными особенностями и реализуется с помощью ЭВМ.

In the model developed it is suggested in a generalized form the method of study of operation of the electric locomotive pantograph mechanism as mechanical system with pneumatic drive. The method has practically important features and can be realized on a computer.

Однією з функціонально важливих конструкцій в засобах сучасного залізничного електро-транспорту є доволі складний механізм пантографа електровозів, що забезпечує надійність контактування із струмонесучим провідником і передачі електроенергії робочим органам даного виду засобів транспорту. Тому розробка математичних моделей при проектуванні та оптимізації механічних систем відіграє важливу роль при дослідженні кінематики і динаміки механізмів.

Процес взаємодії струмоприймача і контактної підвіски являє собою складний механічний процес, оскільки взаємодіюча система має нескінчене число ступенів вільності і в обох взаємодіючих пристроях в залежності від положення точки контакту та умов її переміщення змінюються жорсткість, маса, тертя тощо. Шлях і траєкторія переміщення у просторі елементів струмоприймача не залишається постійним, що пояснюється непостійністю висоти контактної дроти, викликані розбіжностями в еластичності і масі контактної підвіски у прольотах закріплення. Цей фактор впливає на характер зміни контактної натиску, від чого залежить ступінь зношування контактних струмоз'ємних елементів та контактної дроти, а, відповідно, і терміну їх ефективної експлуатації.

До останнього часу при розрахунках механізмів даного призначення застосовуються методи енергетичного визначення динамічних характеристик, в яких затрачена енергія і виконувана робота виражаються лише у функціях переміщення [1]. Використовується також методика розрахунків із застосуванням приведеної маси механізму, в якій складна система апроксимувалась з окремими системами,

що складаються з еквівалентних мас ланок і пружин [2].

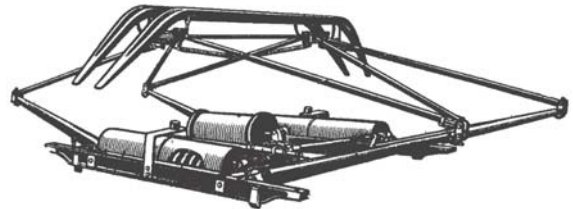


Рис. 1. Загальний вигляд симетричного струмоприймача П5

Існуючі методи розрахунків є доволі громіздкими для широкого застосування, тому, враховуючи сучасний рівень обізнаності науковців та інженерів із засобами ЕОТ, доцільно розробити модель системи, в якій зміни впливу на неї параметрів зовнішніх факторів дозволяють з мінімальним відхиленням передбачати роботу механізму пантографа і оптимізувати його конструкцію.

Для побудови моделі механізму пантографа, пружності ланок його системи будуємо спрощену модель, яка включає в себе дві еквівалентні маси і одну еквівалентну пружину (рис. 2). Ця модель дає середнє значення переміщень для трьох гілок, причому теоретичні результати позитивно узгоджуються з експериментальними. Наведена модель значно простіша за своєю конструкцією, оскільки розгалужений багатоланковий механізм замінений послідовністю чотирьохланкового ланцюга. Кількість важільних механізмів зменшена за рахунок об'єднання їх у трьох гілках. Велика кількість еквівалентних пружин, які врахову-

ють пружність системи в цілому, були зведені до однієї еквівалентної пружини.

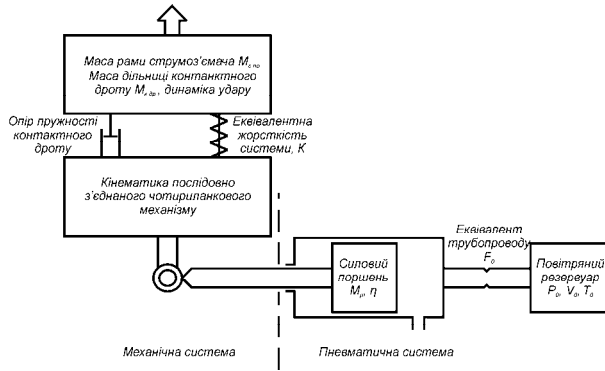


Рис. 2. Спрощена модель системи з двома ступенями вільності, в якій три гілки об'єднані в одну, а розподілена жорсткість замінена еквівалентною пружиною

Кінематика механізму

На рис. 3 показана система з п'яти з'єднаних ланцюгів з наведенням параметрів, що задають положення кожного важільного механізму. Всього на весь ланцюг (з врахуванням робочих положень пневмоприводу) припадає 20 параметрів: 3 довжини ланки, 4 координати двох шарнірів, 3 маси, 3 моменти інерції, 6 параметрів для визначення положень центрів мас та один фронтальний кут (кут між вихідною ланкою одного ланцюга і вхідною ланкою наступного).

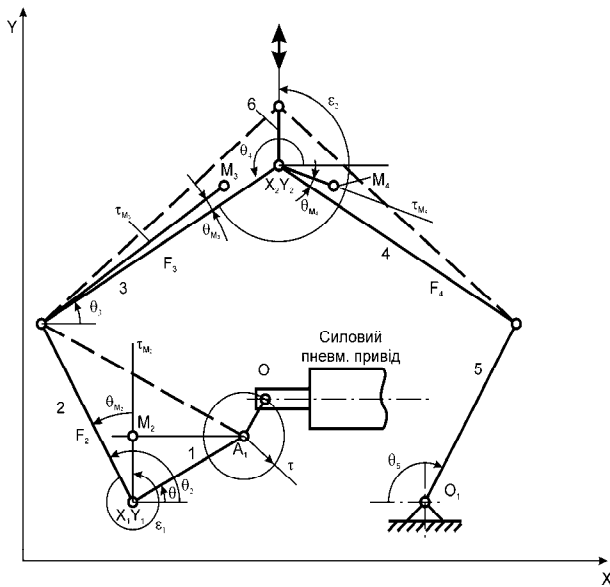


Рис. 3. Загальний вигляд послідовно з'єднаних ланок механізму пантографа

При заданому положенні поршня положення вихідної ланки слугує початком (входом) для наступного ланкового з'єднання і в такому порядку продовжується моделювання до

кінцевої точки – контактування із струмонесучим провідником. Рівняння, що визначають положення і передавальні відношення першого і другого порядку одного чотириланкового механізму, у даній роботі не наведені, оскільки вони доволі громіздкі за викладом і детально представлені у роботі [3]. Якщо θ_2 і θ_4 – відповідно кути вхідної та вихідної ланок ланцюга, то передавальне відношення першого (u) і другого (g) порядку встановлюється залежностями:

$$u_4 = \frac{d\theta_4}{d\theta_2};$$

$$g_4 = \frac{d^2\theta_4}{d\theta_2^2}.$$

Якщо положення силового поршня задано як

$$\sin\theta = \frac{X_p + r - X_1}{a},$$

то після диференціювання отримуємо передавальні відношення першого і другого порядків при переміщенні ланки 2 відносно поршня:

$$\frac{d\theta}{dX_p} = u_2 = \frac{1}{a \cdot \cos\theta} \quad \text{та} \quad \frac{d^2\theta}{dX_p^2} = g_2 = \frac{u_2 \cdot \sin\theta}{\cos^2\theta}, \quad (1)$$

де X_p – положення вихідного штоку силового поршня пневмоприводу.

Задавши швидкість поршня через \dot{X}_p , а прискорення – \ddot{X}_p , то кутова швидкість і прискорення вхідної ланки будуть рівними

$$\omega_2 = u_2 \cdot \dot{X}_p \quad \text{та} \quad \alpha_2 = u_2 \cdot \ddot{X}_p + g_2 \cdot \dot{X}_p^2, \quad (2)$$

де ω_2 – кутова швидкість ланки 2 відносно точки 1 (див. рис. 3); u та g – передавальні відношення, що є функціями кута θ , що в свою чергу приводить до виникнення коефіцієнтів у рівняннях руху ланок механізму; \dot{X}_p^2 – прискорення, що робить рівняння руху нелінійним.

Рівняння пневматичної системи

В наведеній публікації пропонується метод дослідження, що має ряд практично важливих особливостей і дозволяє реалізувати себе на ЕОМ. В даній задачі початковий тиск в порожнині циліндра рівний атмосферному тиску. При закритті клапану, тиск в нижній порожнині циліндра (під поршнем) підні-

мається до P_{S_i} , а початковий об'єм між клапаном і поршнем становить V_i .

При дослідженні прийняті наступні допущення:

1. Час, протягом якого відбувається значна зміна тиску, є доволі тривалим у порівнюванні з часом поширення пружної хвилі. Тому хвильові ефекти не розглядаються і процес вважається квазісталім. Це значить, що довжина труби пневмопроводу є незначною за розмірами.

2. Температура повітря в робочій порожнині циліндру є однаковою.

3. Резервуар зі стисненим повітрям є достатньо теплоізованим, що дає змогу вказувати на адіабатичний процес і відсутність конденсації вологи.

4. Газ (повітря), що подається у порожнину циліндра, вважається ідеальним, тобто справедливим є рівняння стану – $PV = \omega RT$, а коливання температури газу є достатньо малим і тому відношення теплоємності ($\gamma = C_p / C_v$) можна вважати сталим.

5. Опір на вході в циліндр є функцією відношення тисків (P_S / P), де P_S і P – відповідно тиск повітря (газу) в накопичувальному резервуарі та тиск під поршнем в силовому циліндрі.

Швидкість зміни енергії газу в циліндрі визначається диференціюванням по часові першого закону термодинаміки:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{dE}{dt} + P \frac{dV}{dt}, \quad (3)$$

при допущенні, що $\frac{dQ}{dt} = 0$.

З балансу енергії в циліндрі при одночасному витіканні і витіканні газу виходить наступне твердження:

$$\frac{d}{dt}(\omega \cdot C_v \cdot T) = C_p T_S \left(\frac{d\omega}{dt} \right)_I - C_p T \left(\frac{d\omega}{dt} \right)_0 - P \frac{dV}{dt}. \quad (4)$$

Умова збереження маси виражена у вигляді:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\omega}{dt} &= \left(\frac{d\omega}{dt} \right)_I - \left(\frac{d\omega}{dt} \right)_0; \\ \omega &= \omega_1 + \int_t \left(\frac{d\omega}{dt} \right) dt. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Підставляючи вирази (4) і (5) в (3), з врахуванням допущення залежності (3), отримуємо

$$\frac{dP}{dt} = J C_p \cdot \frac{\gamma - 1}{V} \cdot \left[T_S \left(\frac{d\omega}{dt} \right)_I - T \left(\frac{d\omega}{dt} \right)_0 \right] - \frac{\gamma \cdot P}{V} \frac{dV}{dt}. \quad (6)$$

В накопичувальному резервуарі сталого об'єму температура і тиск протягом всього робочого процесу змінюється. У даному випадку газ в резервуарі поводить себе згідно законів ізоентропії (ізоентропія – процес, що відбувається у фізичній системі, коли ентропія залишається незмінною). Звідси отримуємо:

$$P_S = P_{S_i} \cdot \left[\frac{\omega_{S_i} - \int_0^t \left(\frac{d\omega}{dt} \right)_I dt}{\omega_{S_i}} \right]^{\left(\frac{C_p}{C_v} \right)}, \quad (7)$$

$$T_S = T_{S_i} \cdot \left(\frac{P_S}{P_{S_i}} \right)^{\frac{\left(\frac{C_p - 1}{C_v} \right) \cdot C_v}{C_p}}. \quad (8)$$

Для встановлення вагових втрат газу використовуємо рівняння виходу газу через отвір, а також рівняння збереження маси при адіабатичних співвідношеннях [4] одержуємо наступне рівняння, використовуючи замість відношення (C_p / C_v) його символ γ :

$$\left(\frac{d\omega}{dt} \right)_I = F_V \cdot \left(\frac{g}{RT} \right)^{0,5} \cdot \left[\gamma \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma - 1}} \right]^{0,5} \cdot P, \quad (9)$$

$$\text{коли } \frac{P}{P_S} \leq \left[\frac{2}{\gamma + 1} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}};$$

$$\left(\frac{d\omega}{dt} \right)_I = F_V \cdot \left(\frac{g}{RT} \right)^{0,5} \cdot \left[\frac{2\gamma}{\gamma - 1} \right]^{0,5} \times \left\{ \left(\frac{P}{P_S} \right)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma}} \cdot \left[\left(\frac{P_S}{P} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right] \right\}^{0,5}, \quad (10)$$

$$\text{коли } \frac{P}{P_S} > \left[\frac{2}{\gamma + 1} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}};$$

$$V = V_i + F_p \cdot X, \quad (11)$$

де g – прискорення вільного падіння; F_p , F_V – відповідно площа поршня та ефективна площа перерізу газового потоку у трубі подачі газу в циліндр пневмосистеми; R – газова стала; T –

температура газу; P_s , P – відповідно тиск газу в резервуарі та у порожнині циліндра під поршнем; V , V_i – відповідно об’єм газу в циліндрі під поршнем та при i -тому положенні поршня; X – координата переміщення поршня.

Рівняння переміщення пантографа

Рівняння переміщення механізму отримані згідно динамічної рівноваги з врахуванням сил інерції (принципу Д’Аламбера) та принципу можливих переміщень [3]. Для полегшення сприйняття впливу кінематики складної системи спочатку розглядаємо систему з абсолютно жорсткими ланками. Після цього вплив гнучкості ланок можна враховувати шляхом введення певних коефіцієнтів.

Рівняння руху багатоланкової системи має наступний вигляд:

$$\begin{aligned} & \sum_{n=1}^5 I_k \cdot \alpha_k \cdot \omega_k + I_m \cdot \alpha_m \cdot \omega_m + \sum_{n=1}^5 [I_l \cdot \alpha_l \cdot \omega_l + \\ & + M_l \cdot (\ddot{X}_{M_l} + \ddot{Y}_{M_l}) \cdot (\dot{X}_{M_l} + \dot{Y}_{M_l})] + \sum_{i=1}^{19} M_i \cdot g \times \\ & \times (\dot{X}_{M_i} + \dot{Y}_{M_i}) + \sum_{S=1}^3 (S_{X_S} + S_{Y_S}) \cdot (X_S + Y_S) + \\ & + 0,5\rho F_C \cdot |\dot{Y}_C| \cdot \ddot{Y}_C + k \cdot I_F^2 \cdot \sin^2(\omega t + \phi) \cdot \dot{Y}_C - \\ & - \eta \cdot P \cdot F_p \cdot \dot{X}_p + M_p \cdot \ddot{X}_p \cdot \dot{X}_p = 0, \quad (12) \end{aligned}$$

де ω , α – відповідно кутова швидкість і прискорення ланки механізму; I – момент інерції; M – маса ланки; X_M , Y_M – координата центра ваги; \dot{X}_M , \dot{Y}_M – швидкість переміщення центра ваги ланцюга, утвореного з окремих ланок; \ddot{X}_M , \ddot{Y}_M – прискорення центра ваги; $\eta = 0,86 \dots 0,95$ – коефіцієнт корисної дії роботи механізму пантографа; P – тиск газу на нижню площину поршня; F_p – площа поверхні нижньої частини поршня; \dot{X}_p , \ddot{X}_p – швидкість та прискорення руху поршня.

Перші дві складові рівності (12) враховують інерцію обертання кривошипу та 1-ї ланки механізму пантографа ($k = 4n-2$; $m = 4n$), а третій доданок – момент інерції 2-ї ланки пневмоприводу ($l = 4n-1$). Четверта складова являє собою роботу з подолання сил тяжіння, а наступна – роботу з подолання пружних сил.

Аналітичне вирішення процесу переміщення елементів пантографа поділене на три фази. Перша відповідає періоду, коли тиск газу в циліндрі є недостатнім для подолання статичного навантаження поршня. Тому в цей час відбувається лише «вибирання» початкових зазорів. Друга фаза відповідає переміщенню,

вираженому рівнянням (12), а третя – руху демпфування пантографа після контактування із струмонесучим провідником.

Враховуючи, що тривалість фази демпфування у порівнянні з тривалістю інших етапів руху даного механізму є дуже малою, то приймаємо його як миттєвий удар, де кінцева швидкість струмоприймача визначається згідно теореми імпульсів [5]. Умови після контактування слугують новими початковими умовами зміненого рівняння (12), в якому вже враховується маса погонної довжини провідника та його пружність. В представленій статті дане питання не розглядалось, оскільки обмеження в розмірах публікації не дозволяють в повному обсязі відобразити всю послідовність і цілісність матеріалу.

Висновок

Можна вважати, що наведена у публікації методика розрахунку представленої системи з двома степенями вільності дає адекватний опис реальної системи. Якщо необхідно з вищою точністю враховувати розподілену жорсткість ланок, то це доволі легко зробити за рахунок введення в систему додаткових пружин і переходу до системи з більшим числом ступенів вільності, здійснюючи опис утвореного механізму системою диференціальних рівнянь вищого порядку.

Можливість використання наведеної моделі системи з абсолютно жорсткими ланками для розрахунків реальної системи з пружними елементами дозволяє спростити математичний апарат при розрахунках зусиль і динамічних переміщень механізмів пантографів залізничного і міського електротранспорту.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Беляев, И. А. Взаимодействие токоприемника и контактной сети при высоких скоростях движения [Текст] / И. А. Беляев. – М.: Транспорт, 1968. – 160 с.
2. Беляев, И. А. Токоєм и токоприемники электроподвижного состава [Текст]. / И. А. Беляев, В. П. Михеев, В. А. Шиян. – М.: Транспорт, 1976. – 184 с.
3. Гун, Г. Я. Математическое моделирование динамических процессов [Текст] / Г. Я. Гун. – М.: Машиностроение, 1983. – 352 с.
4. Коздоба, Л. А. Вычислительная теплофизика [Текст] / Л. А. Коздоба. – К.: Наук. думка, 1992. – 224 с.
5. Василенко, Н. В. Теория колебаний [Текст] / Н. В. Василенко. – К.: Вища шк., 1992. – 430 с.

Надійшла до редколегії 23.06.2008.