

УДК 625. 031

Г. С. Пугачов

ДИНАМІЧНЕ ВПISУВАННЯ ВІЗКА В КРИВУ З УРАХУВАННЯМ СИЛ ВЗАЄМОДІЇ ІЗ СУСІДНІМИ ЕКІПАЖАМИ

У статті на основі відношень між геометричними параметрами екіпажів і силами тяги локомотива сформульована система рівнянь, що описують процес динамічного вписування візка в криву з урахуванням взаємодії між екіпажами. Запропонована методика рішення системи рівнянь дозволила автору провести чисельні розрахунки для конкретних умов поставленої задачі. Результати наведеного прикладу підтверджують важливість розглянутого чинника при динамічному вписуванні візка в криву.

В статье на основе отношений между геометрическими параметрами экипажей и силами тяги локомотива сформулирована система уравнений, которые описывают процесс динамического вписывания тележки в кривую с учетом взаимодействия между экипажами. Предложенная методика решения системы уравнений позволила автору провести численные расчеты для конкретных условий поставленной задачи. Результаты приведенного примера подтверждают важность рассмотренного фактора при динамическом вписывании тележки в кривую.

In the article on the basis of relations between the geometrical parameters of crews and tractive of locomotive forces the formulated system of equalizations which describe the process of the dynamic inscribing of light cart in a curve taking into account cooperation between crews. The offered method of decision of the system of equalizations allowed an author to conduct numeral calculations for concrete put problem specifications. The results of the resulted example confirm importance of the considered factor at the dynamic writing of light cart into a curve.

Ключові слова: екіпаж, секція локомотива, вписування в криву.

Постановка проблеми. Питання про взаємодію колісних пар локомотива з рейками колії в кривих традиційно виконується в рамках кінетостатичної моделі вписування візка в криву, яка має назву динамічного вписування. Названа модель оперує тільки двома активними чинниками цього процесу, а саме, відцентровою силою і складовою сили тяжіння при піднесенні зовнішньої рейки. Ці сили і визначають положення візка в кривій і реактивні сили (сили тертя і напрямну силу) [1, 2, 3]. Проте, взаємодія між транспортними одиницями, а конкретно, між секціями локомотива і потягом, суттєво впливає на силові характеристики процесу. На основі аналітичного визначення сил, пов'язаних з взаємодією екіпажів і приведених в попередній роботі автора [4], в статті викладається система рівнянь для опису динамічного вписування візка і наводяться результати чисельного розрахунку при врахуванні вказаного чинника.

© Пугачов Г. С., 2013

Основний матеріал. Розглянемо кінетостатичну систему вписування візка в криву (Рис.1). Вона традиційно виходить з положення, що вектор швидкості переусування візка в кривій являє собою суму двох векторів: вектору поступового руху, пов'язаного з обертанням навколо центру кривої разом з радіусом, що проведено з центру кривої перпендикулярно до поздовжньої осі візка і вектору обертального руху навколо полюса обертання, що знаходиться на осі візка і є підставою для цього радіуса-перпендикуляра. В схемі традиційно задіяні активні сили, прикладені в центрі візка, в його шкворневому перерізі, і сили реактивні, до яких належать сили тертя коліс і рейок при обертанні довкола полюса і напрямна сила між рейкою і гребенем переднього колеса, що набігає на зовнішню рейку.

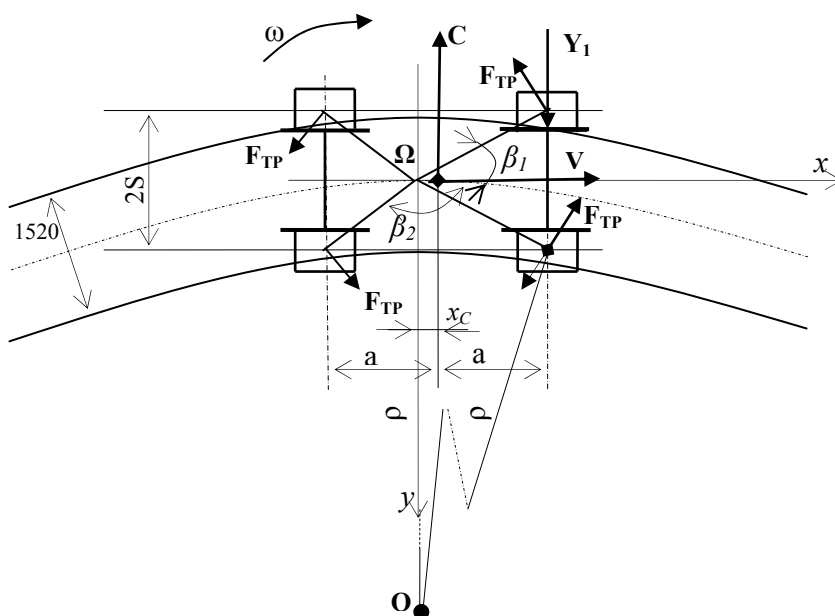


Рис. 1. Кінетостатична схема динамічного вписування візка в криву

Нетрадиційність зробленої постановки задачі динамічного вписування полягає в тому, що окрім сили відцентрової і складової сили ваги кузова, що пов'язана з піднесенням зовнішньої рейки, до складу активних сил внесена сила від взаємодії з сусідніми екіпажами.

Таким чином мова іде про загальну або приведену центральну силу, яка дорівнює:

$$C = C(V) - C(h) \pm P(V, l) , \quad (1)$$

де $C(V)$ – відцентрова сила, яка визначається формулою, що залежить від швидкості руху V , маси кузова, віднесеної до візка m і радіусу кривої ρ :

$$C(V) = m \cdot V^2 / \rho ;$$

$C(h)$ – складова сили ваги кузова, що залежить від висоти піднесення рейки h

$$C(h) = m \cdot g \cdot h / 2S,$$

тут $2S$ – відстань між колами кочення коліс ($2S = 1,58m$),

g – прискорення сили земного тяжіння ($g = 9,8m/c^2$);

$P(V, l)$ – сила, прикладена до візка унаслідок взаємодії сусідніх екіпажів у кривій.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

Визначенню величини цієї сили присвячена стаття [4], згідно з якою, до другого візка другої секції локомотива сила визначається формулою:

$$P(V, l) = \frac{P_1 \cdot n_1 + P_2 \cdot (2l_1 + n_1)}{2l_1}, \quad (2)$$

де l_1 і n_1 – параметри кузова секції локомотива, а саме, довжина напівбази і довжина консолі, відповідно;

P_1 і P_2 – поперечні складові сил, прикладених у вузлах автозчеплення з боку сусідніх екіпажем, для визначення яких пропонувані формули:

$$P_1 = F \cdot \sin 2\alpha_1; \quad (3)$$

$$P_2 = F_2 \cdot \sin(\alpha_1 + \alpha_2) \cdot \cos(\alpha_1 + \alpha_2), \quad (4)$$

де $\alpha_1 \approx \frac{l_1 + n_1}{\rho}; \quad \alpha_2 \approx \frac{l_2 + n_2}{\rho}, \quad (5, a; 5, b)$

тут l_2 і n_2 – параметри кузова вагона, а саме, довжина напівбази і довжина консолі, відповідно;

F – сила тягових двигунів першої секції, яка визначається тяговими характеристиками вживаних двигунів і для секції становитиме:

$$F = 4 \cdot F_D^{TX} \quad (6, a)$$

При визначенні максимальної сили тяги з умови максимальної сили зчеплення коліс з рейками в даній статті будемо користуватися залежністю [3]:

$$F = 4 \cdot F_D = 4 \cdot (0.28 + \frac{3}{50 + 20 \cdot V} - 0.0007 \cdot V) \cdot 2P_{CT}, \quad (6, b)$$

де V – швидкість руху локомотива, км/год;

$2P_{CT}$ – осьове навантаження, кН;

F_2 – сила тяги від двох секцій, прикладена до вузла зчеплення з вагоном.

У свою чергу

$$F_2 = F \cdot (1 + \cos 2\alpha_1) \quad (7)$$

Таким чином, приведені відношення свідчать, що сила взаємодії між екіпажами, яка викладає додаткове навантаження на шкворневий вузол візка, залежить від двох чинників, а саме, від швидкості рухання і від конструктивних параметрів екіпажів.

Повертаючись до схеми вписування візка в криву (рис. 1), зазначимо, що дія сил розглядається у єдиній горизонтальній площині. Діючі сили, крім раніше визначеної центральної сили C , такі:

сила Y_1 , що примушує візок рухатися в колії унаслідок взаємодії між гребнем передньої колісної пари і зовнішньої рейкою. Ця, так звана напрямна сила, перпендикулярна до поздовжньої осі візка, тобто паралельно осі «у»;

сили тертя ковзання у точках контакту коліс з рейками (F_{TP}). Величина сил тертя однакова для всіх коліс і визначається як добуток множення коефіцієнта тертя на статичне навантаження колеса. Сили тертя спрямовані перпендикулярно до радіуса-вектора, проведеного з полюса Ω в точку контакту відповідного колеса з рейкою і мають напрям, протилежний до напрямку ковзання колеса.

Для наведеної на схемі системи сил складемо два рівняння статички: суму проєкцій діючих сил на вісь «у» і суму моментів сил довкола центра обертання Ω .

$$\Sigma u = Y_1 - C - f \cdot 2P_{CT} \cdot \cos \beta_1 \pm f \cdot 2P_{CT} \cdot \cos \beta_2 = 0; \quad (8)$$

$$\Sigma M_{\Omega} = Y_1 \cdot (a + x_c) - C \cdot x_c - f \cdot 2P_{CT} \cdot \sqrt{S^2 + (a + x_c)^2} - f \cdot 2P_{CT} \cdot \sqrt{S^2 + (a - x_c)^2} = 0,$$

де f – коефіцієнт тертя між колесом і рейкою при ковзанні, $f = 0,25$;

$f \cdot P_{CT} \cdot \cos \alpha_i$ – проєкція сили тертя одного колеса на вісь u ;

x_c – відстань полюса повороту від центра візка, м;

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

a – половина бази візка, м;

S – половина розрахункової відстані між колами кочення коліс.

Для визначення тригонометричних функцій $\cos \alpha_1$ і $\cos \alpha_2$ використовують формули, що випливають з геометричних міркувань щодо положення точок контакту коліс відносно горизонтальної осі «х»:

$$\cos \alpha_1 = \frac{a + x_c}{\sqrt{(a + x_c)^2 + S^2}}; \quad (9)$$

$$\cos \alpha_2 = \frac{x_c - a}{\sqrt{(x_c - a)^2 + S^2}}. \quad (10)$$

Незалежною величиною системи рівнянь (8) є швидкість V , яка і визначає дві інші змінні величини системи: координату положення полюса X_c і напрямну силу Y_l .

Але безпосереднє аналітичне визначення величин X_c і Y_l для системи (8) при заданому значенні швидкості V не є можливим. Тому існуюча практика рішення системи рівнянь пропонує розрахункову процедуру, при якій для ряду наперед заданих значень X_c на підставі рівнянь системи визначають відповідні значення напрямної сили Y_l і швидкості V .

Діючи в межах методики розрахунків, по-перше, були знайдені величини загальної поперечної сили C (1), що прикладена до візка в шкворневому перерізі. Надалі треба було визначити належне значення швидкості руху V , що само по собі виявилось непростою процедурою, пов'язаною з рішенням кубічного рівняння відносно швидкості V . Але головне полягає в тому, що система не має прийняттого рішення. Це свідчить про некоректність поставленої задачі.

Справа, на нашу думку, полягає в значності поперечної сили, яка притискає обидва гребеня візка до зовнішньої рейки. Згідно з цим твердженням, класична система розподілу вектора швидкості набула нової постановки, а саме: горизонтальна вісь поступового переміщення проходить через точки контакту гребенів з зовнішньою рейкою, а полюс обертання візка знаходиться в точці контакту другого колеса з зовнішньою рейкою (Ω). Така схема наведена на рис. 2.

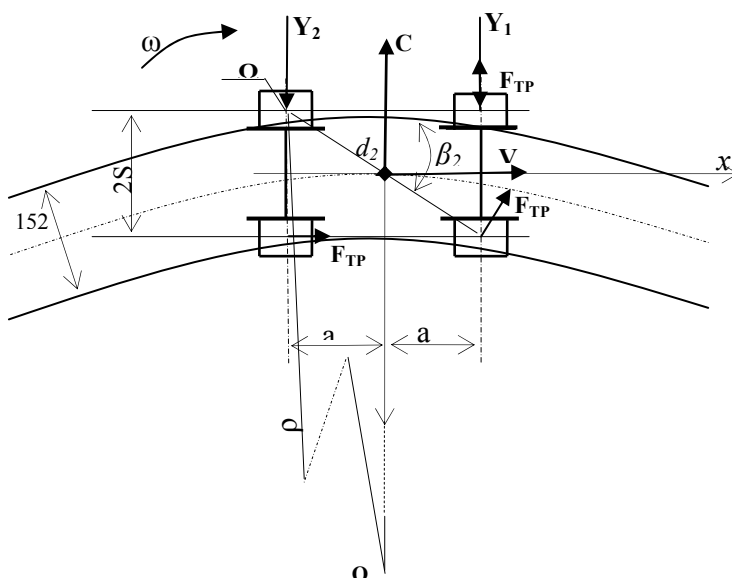


Рис. 2. Схема вписування візка локомотива у складі потяга

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

Строго кажучи, радіус, проведений в точку контакту другого колеса з зовнішньою рейкою, не перпендикулярний до поздовжньої осі візка і тому вектор переносної швидкості не буде строго горизонтальним. Так, для кривої з радіусом 400 м при базі візка 3 м, це відхилення становитиме близько 0,2. Враховуючи незначність відхилення і нехтуючи поперечними складовими сил при поступальному русі, будемо вважати точку Ω за центр обертання.

Наступне нововведення до запропонованої схеми полягає у визначенні осьової сили, прикладеної в точці Ω . Воно виходить з міркувань, що призначенням цієї сили є переміщення осі колісної пари в поперечному напрямку, а її величина буде дорівнювати силі тертя, тобто:

$$Y_2 = f \cdot 2\Pi_{cm} \quad (11)$$

В такому разі, система рівнянь має вид:

$$\Sigma y = Y_1 - C - f \cdot \Pi_{CT} \cdot (1 + \cos\beta_2) + Y_2 = 0; \quad (12)$$

$$\Sigma M_{\Omega} = Y_1 \cdot 2a - C \cdot a - f \cdot \Pi_{CT} \cdot (2a + d_2 + 2S) = 0,$$

Рішення системи проводиться для наперед заданої величини швидкості руху локомотива (V). З використанням значення швидкості розраховують складові рівняння (1), а саме, $C(V)$ і $P(V, l)$. Вираз для першої було приведено вище, а для другої після перетворень, була отримана така формула:

$$P(V, l) = A \cdot B,$$

де

$$A = 0.28 + \frac{3}{50 + 72 \cdot V} - 0.00252 \cdot V \quad (13)$$

$$B = 4 \cdot 2\Pi_{CT} \cdot \left(\frac{n_1}{2l_1} \cdot \sin 2\alpha_1 + \left(1 + \frac{n_1}{2l_1}\right) \cdot \sin(\alpha_1 + \alpha_2) \cdot \cos(\alpha_1 + \alpha_2) \cdot (1 + \cos 2\alpha_1) \right) \quad (14)$$

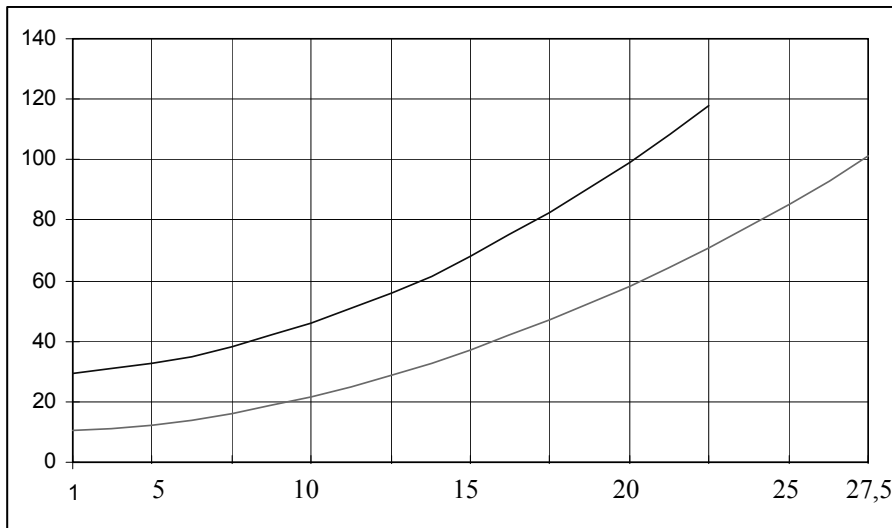


Рис. 3. Графік залежності напрямної сили Y_1 (V) для другого візка другої секції локомотива ВЛ80р від швидкості руху в складі потяга:

розміри електровоза $l_1 = 3,75$ м; $n_1 = 4,5$ м; вагона – $l_2 = 3,75$ м; $n_2 = 4,5$ м; піднесення зовнішньої рейки $h = 0,1$ м; радіус кривої $\rho=275$ м (верхня крива), $\rho=400$ м (нижня)

При визначенні величин $C(V)$ і A розмірність швидкості – м/с.

Надалі система рівнянь вирішується відносно Y_1 і Y_2 методом підстановки, а на підставі рішень були побудовані графіки (рис. 3), що демонструють значну залежність спрямовної сили від радіуса кривої. Так, спрямовна сила величиною 90 кН при радіусі 400 м має місце при швидкості руху 26,5 м/с, а для радіуса 275 м – лише при швидкості 18,5 м/с.

Висновки

1. Математично обґрунтована необхідність принципово іншої розрахункової схеми динамічного вписування візки, відмінної від традиційної, для ситуації, що враховує взаємодію локомотива з потягом.

2. Сформульовані основні положення, що були покладені в основу запропонованої розрахункової схеми.

3. Складена система математичних відношень між діючими на візок силами, включаючи сили взаємодії з рейками, з сусідніми екіпажами і з роботою власних тягових двигунів, що дозволяє проводити чисельні розрахунки.

4. Приведені розрахунки напрямних сил залежно від швидкості руху мають значний практичний інтерес і можуть бути використані при розробці рекомендацій щодо зменшення зношування гребенів і рейок.

ЛІТЕРАТУРА

1. Механическая часть тягового подвижного состава: Учебник для вузов ж.-д. трансп. / И. В. Бирюков, А. Н. Савоськин, Г. П. Бурчак и др.; Под ред. И. В. Бирюкова. – М.: Транспорт, 1992. – 440 с.
2. Медель В. Б. Подвижной состав электрических железных дорог. Конструкция и динамика. – М.: Транспорт, 1974. – 423 с.
3. Механічна частина локомотивів. Методичні вказівки для курсового проекту із дисципліни «Конструкція і динаміка електрорухомого складу залізниць»: Ч. 1, 2. – К.: КУЕТТ, 2004. – 30 с.
4. Пугачов Г. С. Вплив взаємодії екіпажів у кривій на умови вписування візків. //Зб. наук. праць ДЕТУТ. – К: ДЕТУТ, 2013.