

УДК 625. 031

Геннадій Пугачов
Віталій Приходько

РОЗРАХУНОК СИЛ ПРИ ВПISУВАННІ ДВОВІСНОГО ВІЗКА В КРИВИХ

В статті на основі розгляду відношень між геометричними параметрами колісної пари і колії встановлено критерій, що визначає область застосування традиційної схеми розрахунків сил взаємодії гребенів коліс з рейками. Для ситуації, що не відповідає традиційній постановці, обґрунтована розрахункова схема і запропонована методика розрахунків діючих сил при вписуванні двовісного візка. Стаття супроводжується чисельними розрахунками.

В статье на основе рассмотрения отношений между геометрическими параметрами колесной пары и колеи сформулирован критерий, определяющий область применения традиционной схемы расчетов сил взаимодействия гребней колес с рельсами. Для ситуации, которая не отвечает традиционной постановке, обоснована расчетная схема и предложена методика расчетов действующих сил при вписывании двухосной тележки. Статья сопровождается численными расчетами.

The traditional method of bogie movement in a curve is based on the parameters of a track provided by wheelpair movement along the curve without slippage. Width reduction of a track in direct and preferential expansions of a track in the curves have led to more intensive wear process of ridges of wheels and rails that, first of all, is connected with deterioration of a description of bogies. The criterion that defines a size of the traditional scheme of calculations of interaction forces of wheels ridges with the rail is analyzed in the article on the basis of consideration of relations between geometrical parameters of a wheelpair and a tracks. In the situation that doesn't correspond to traditional statement, the calculation scheme is proved and the technique of definition of operating forces in the movement of the biaxial bogie is offered. Article is accompanied by numerical calculations.

Ключові слова: візок, колія, гребінь, колісна пара, спрямовуюча сила

Постановка проблеми

Вписування візка в криву належить до однієї з найважливіших тем при розрахунках сил взаємодії локомотива з рейками залізничного шляху, оскільки це

© Пугачов Г.С., Приходько В.М., 2012

пов'язане з визначенням швидкості руху локомотива в кривих і розрахунками елементів візка на міцність. Існуючий в учбовій літературі метод розрахунку [1, 2] витікає з розробок того часу, коли розширення колії в кривих забезпечувало для окремої колісної пари проходження кривої без ковзання і відповідало ситуації повного вписування. Сьогодні цей метод може бути використаний частково, для певних геометричних параметрів колії і колісних пар.

У зв'язку зі зменшенням ширини колії в прямих (з 1524 до 1520 мм), а також значним зменшенням пільгових розширень колії в кривих (а при залізобетонних шпалах взагалі їх ліквідація) були погіршені умови проходження рухомим складом кривих. Наслідки проведених змін, що пов'язані з інтенсивним зношуванням гребенів коліс і зношенням рейок у горизонтальному напрямку, добре відомі залізничникам-експлуатаційникам. Проте нова ситуація взаємодії коліс з рейками не знайшла відображення при розрахунках силових факторів. В статті на основі розгляду відношень між геометричними параметрами колісної пари і колії встановлено критерій для визначення обмежень використання традиційної схеми розрахунків. Для ситуації, що не відповідає традиційній постановці, необхідно обґрунтувати розрахункову схему і дати методику розрахунків діючих сил при вписуванні візка. Запропонована методика розглянута стосовно двовісного візка.

Аналіз стану проблеми

Характер і величина сил взаємодії візка з колією при проходженні кривої традиційно визначається за допомогою схеми, приведеної на рис.1.

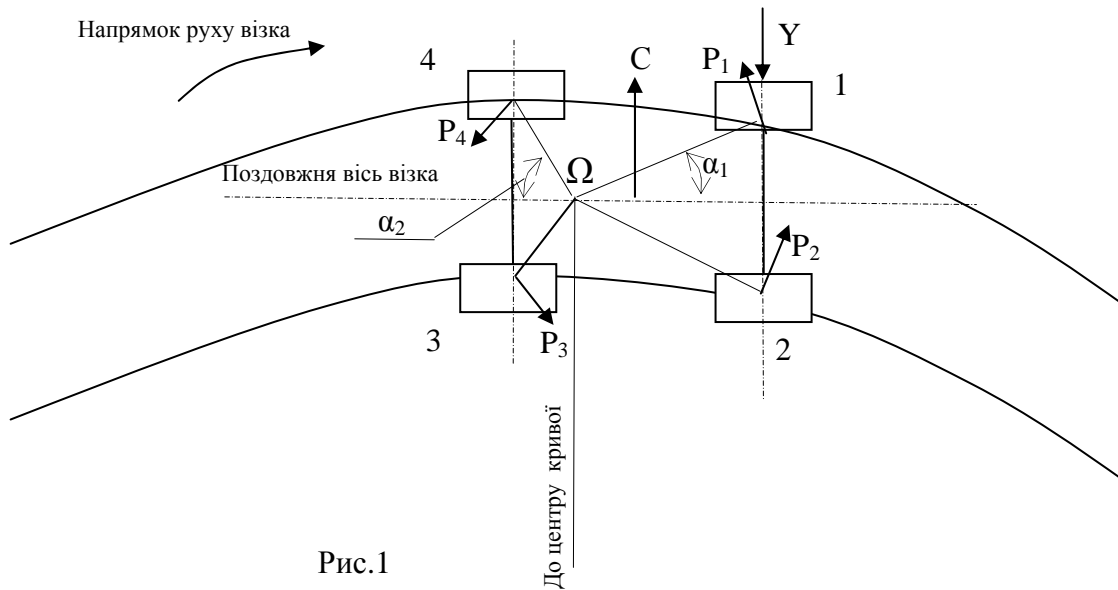


Рис.1

Згідно зі схемою, переносний рух візка (обертання довкола центру кривої) викликає з боку рейок горизонтальні сили протидії, а відносний рух, пов'язаний з обертанням візка навколо полюса Ω , викликає ковзання з відповідними силами

тертя (P1, P2, P3, P4), що спрямовані перпендикулярно до радіуса-вектора точки контакту бандажа з рейкою. З того складаються рівняння статички для діючих сил і визначаються спрямовуюча сила Y і швидкість руху при даному положенні полюса. Звернемо увагу на те, що при положенні полюса Ω між осями колісних пар вертикальна складова напрямку пересування другої по ходу руху колісної пари буде спрямована до зовнішньої рейки. Відзначимо, що при наявності контакту гребеня 4-го колеса таке пересування стане неможливим і тому така розрахункова схема не може бути використана. Ця обставина вимагає інших підходів для розв'язання і, в першу чергу, іншої розрахункової схеми.

Основний матеріал

Ключова проблема вписування візка у криву виходить з можливості проходження цієї кривої окремою колісною парою без ковзання. Саме на такий вид пересування орієнтована розрахункова схема на рис.1. При цьому припускається, як передумова що забезпечує проходження кривої даного радіуса, радіальне положення осі колісної пари. Це можливе тільки у тому разі, коли радіуси поверхонь кочення коліс знаходяться у певному зв'язку з радіусом кривої. Оскільки радіус поверхні кочення коліс залежить від положення колісної пари відносно осі колії, то вказана можливість забезпечується за рахунок двох факторів: конічності профілю кочення і можливості поперечного зміщення колісної пари відносно колії.

Розглянемо ці залежності. На рис. 2 приведено план радіального положення колісної пари в кривій радіуса R. При симетричному розташуванні колісної пари відносно осі колії радіуси кочення колії однакові і дорівнюють r. Принциповим є твердження, що проходження кривої без ковзання можливо при поперечному зміщенні колісної пари і набутті нею збільшеного радіуса поверхні кочення колесом на зовнішній рейці і зменшеного на внутрішній. Враховуючи симетрію поверхонь, це будуть, відповідно:

$$r_{\text{зов}} = r + \Delta r \text{ і } r_{\text{вн}} = r - \Delta r$$

Якщо крива має кут сектора α рад, то колесо, що рухається по зовнішній рейці з радіусом:

$$R_{\text{зов}} = R + S$$

і має радіус поверхні кочення $r_{\text{зов}} = r + \Delta r$ здійснить обертів:

$$n_{\text{с}} = \frac{\alpha \cdot (R + S)}{2 \cdot \pi \cdot (r + \Delta r)} \tag{1}$$

Друге колесо котиться по кривій меншого радіусу (R – S), але і по меншому радіусу поверхні кочення (r – Δr). Воно обернеться

$$n_{\text{а}} = \frac{\alpha \cdot (R - S)}{2 \cdot \pi \cdot (r - \Delta r)} \tag{2}$$

У відсутності ковзання кількість обертів обох коліс буде однаковим. Тому, порівнюючи праві частини виразів (1) і (2), після нескладних перетворень отримаємо:

$$\Delta r = \frac{S \cdot r}{R} ,$$

При конічності поверхні 1/10 зміні радіуса Δr буде відповідати поперечний зсув на

$$\Delta S_H = 10 \frac{S \cdot r}{R} \quad (3)$$

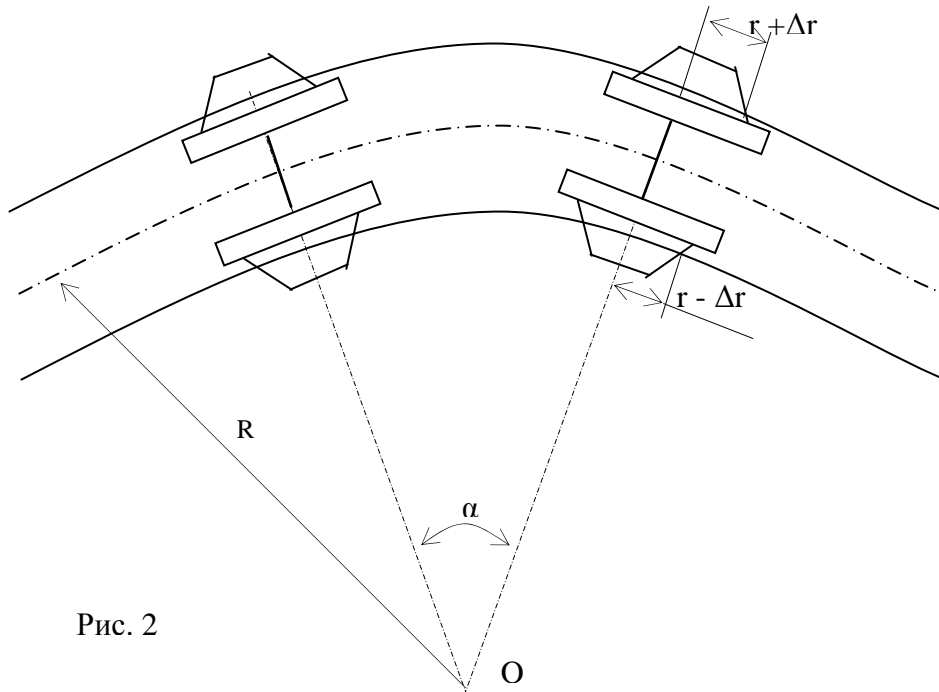


Рис. 2

Сформульована вимога забезпечує для заданого радіуса кривої проходження колісної пари без ковзання і є критерієм чистого кочення незалежно від того поодинокі це колісна пара чи вона знаходиться у складі візка.

Поперечний розбіг колісної пари становитиме:

$$2\Delta S_d = 2K - (2b + 2t) \quad (4)$$

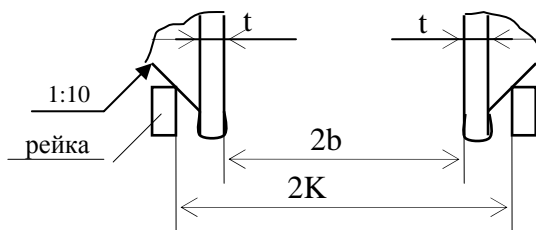


Рис.3

Умова кочення колісної пари без ковзання полягає в дотриманні відношення

$$\Delta S_H \geq \Delta S_D \quad (5)$$

Розглянемо можливість поперечного переміщення колісної пари залежно від ширини колії (2К), відстані між внутрішніми гранями бандажів (2b) і товщини гребеня (t)

Якщо конкретні умови проходження колісної пари не задовольняють відношенню (5), то має місце набігання гребеня на рейку і проходження даної кривої з ковзанням. Це стосується і колісних пар, що знаходяться у складі візків. При цьому набігання першої по ходу колісної пари природно пов'язане з необхідністю дії спрямовуючої сили, яка повертає візок. Але гребінь другої по ходу колісної пари буде теж набігати на рейку.

Приведений нижче приклад дає підстави стверджувати про широке розповсюдження цієї ситуації.

Так, при номінальних розмірах ширини колії (2К=1520мм), відстані між внутрішніми гранями бандажа (2b = 1440 мм) і при повній товщині гребенів (t = 33 мм) поперечний розбіг колісної пари згідно з (4) становитиме:

$$2\Delta S_D = 1520 - (1440 + 2 \cdot 33) = 14 \text{ мм.}$$

Радіус кривої, здатної для чистого кочення колісної пари, згідно (3) визначимо при таких значеннях: r = 0,625 м, S = 0,79 м.

Підстановка дає

$$R = 10 \frac{0,79 \cdot 0,625}{0,007} = 705 \text{ м}$$

Тобто при даній геометрії колії і бандажа колісної пари вписування візка в криві з радіусом, меншими за 705 метрів, потребує застосування розрахункової схеми, що включає взаємодію з рейками гребенів обох колісних пар.

На рис. 4 приведена схема діючих на візок сил при вписуванні його в криву при набіганні гребеня другої колісної пари на рейку. Центром обертання візка стає точка Ω , що і є точкою контакту гребеня другої колісної пари з рейкою. В горизонтальній площині до візка прикладені такі сили:

– відцентрова сила С, що припадає на частину маси локомотива, яка віднесена до одного візка. Сила прикладена у центрі візка в радіальному напрямку від центру кривої;

– сила скочування ваги віднесеної до візка частини локомотива від нахилу опорної площини візка $F_{ск}$. Лінія дії сили співпадає з лінією дії відцентрової сили, але має протилежний напрямок;

– сили, які діють на гребені коліс з боку рейок (спрямовуюча Y і реактивна Y1);

– сили тертя P_1, P_2 і P_3 , що спрямовані перпендикулярно до радіуса-вектора, проведеного в точку опору колеса з центру обертання Ω .

Для визначення сил з боку рейки для прийнятої схеми складемо два рівняння статичної рівноваги:

рівноваги діючих сил відносно вертикальної осі y;

рівноваги моментів відносно центру обертання Ω .

$$\Sigma y = C - F_{ск} - Y - Y_1 + P_1 + P_2 \cdot \cos \alpha = 0; \quad (6)$$

$$\Sigma M_{\Omega} = (C - F_{ск}) \cdot a - Y \cdot 2a + P_1 \cdot 2a + P_2 \cdot \sqrt{((2S)^2 + (2a)^2)} + P_3 \cdot 2S = 0. \quad (7)$$

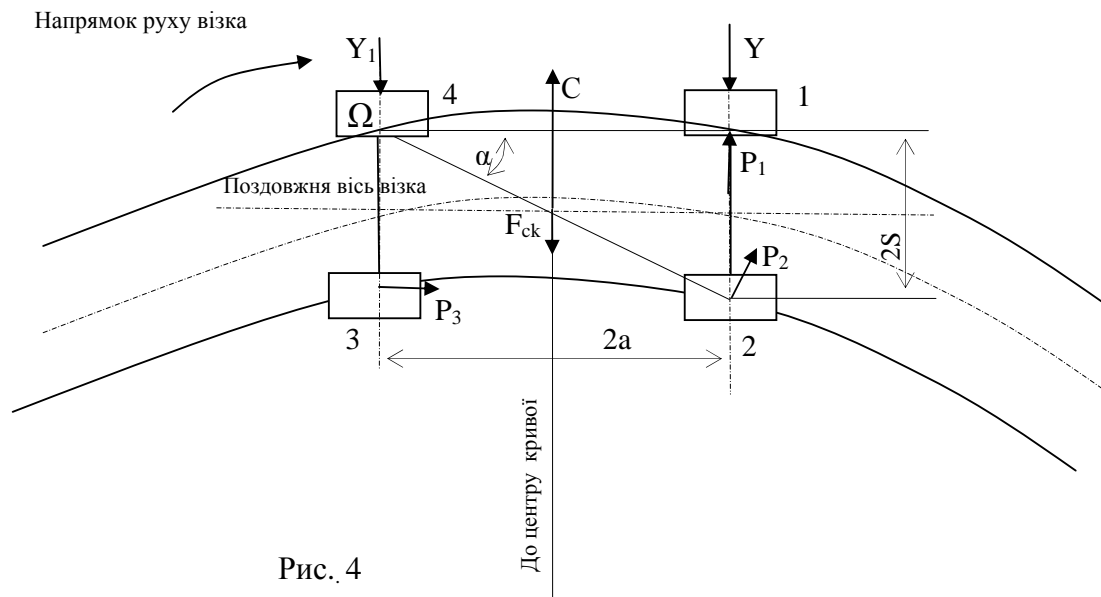


Рис. 4

Проведемо деякі спрощення приведеної системи з урахуванням таких значень розмірів і виразів для відцентрової сили, сили скошування і сил тертя:

$$C = m \cdot V^2 / R ;$$

$$F_{ck} = m \cdot g \cdot h / 2S ;$$

$$P_1 = P_2 = P_3 = f \cdot m \cdot g / 4 ,$$

де m – маса локомотива, віднесена до одного візка;

h – підвищення зовнішньої рейки;

f – коефіцієнт тертя.

Приймаючи,

$$2S = 1,58m; \quad 2a = 3,0 \text{ м}; \quad f = 0,25; \quad g = 9,81 \text{ м/с}^2 ;$$

і враховуючи

$$\sqrt{((2S)^2 + (2a)^2)} = 3,4 \text{ м}; \quad \cos \alpha = 0,882; \quad P_1 = P_2 = P_3 = 0,625 \cdot m; \quad F_{ck} = 6,2 \cdot h \cdot m;$$

рівняння (7) матиме вигляд:

$$Y = m \cdot [V^2 / (2R) - 3,1 \cdot h + 1,63], \quad (8)$$

а підстановка цього визначення в рівняння (6) дає:

$$Y_1 = m \cdot [V^2 / (2R) - 3,1 \cdot h - 0,48]. \quad (9)$$

Проведемо аналіз отриманих рівнянь.

Користуючись співвідношеннями (8) і (9), можна встановити, що при хордовому положенні різниця між силами реакцій гребенів становить величину, яка не залежить від швидкості руху і радіусу кривої і дорівнює:

$$Y - Y_1 = 2,11 * m.$$

Так, при осьовому навантаженні 20 тс різниця становитиме 84,4 кН. Вираз (9) дає можливість визначити область позитивних значень реактивної сили. Вона визначається відношенням:

$$V^2 / (2R) - 3,1 * h > 0,48,$$

звідки можна встановити швидкість локомотива, що забезпечує хордове положення візка при різних значеннях радіуса кривої і підвищення h .

Так, для кривої радіуса $R = 400\text{м}$ і підвищення рейки $h = 50\text{мм}$ швидкість становитиме:

$$V = 22,5\text{м/с} = 81\text{ км/год.}$$

Тобто хордове положення візка в кривих має місце при досить високих швидкостях локомотива.

При зменшенні швидкості локомотива в кривих візок набуває положення найбільшого перекосу, при якому друга колісна пара притискається гребенем до внутрішньої рейки. Розрахункова схема для цього положення відрізняється від схеми на рис. 4 положенням точки прикладання і напрямком сили Y_1 а також напрямком сил тертя. Проте, для розрахунків можуть бути використані рівняння (6) і (7), а від'ємне значення сили Y_1 слід розуміти як ознаку переходу візка в положення найбільшого перекосу з переносом реактивної сили до внутрішньої рейки і збереженням абсолютного значення.

Перехід візка в нове положення викличе деякі зміни в орієнтації відцентрової сили і реактивних сил, діючих на гребені, відносно поздовжньої осі візка. При цьому відзначимо, що пов'язані з перекосом візка зміни довжини плечей в рівнянні (7) і довжина проекцій сил в рівнянні (6) зміняться несуттєво.

Так, при наявності зміщення другої колісної пари на величину зазору $2\Delta S = 14\text{ мм}$ (для розглянутого вище прикладу) кут повертання становитиме $\alpha = 14 / 3000 = 0,0046\text{ рад}$ або $0,26\text{ град}$. Тому при використанні рівнянь (6) і (7) для положення перекосу візка будемо нехтувати його повертанням.

Звернемо увагу на обставину, пов'язану з використанням поняття полюса обертання в традиційній методиці вписування візка. Згідно з нею, найбільша полюсна відстань буде мати місце при положенні візка в стані «найбільший перекіс». При цьому полюсна відстань визначається від центру візка до точки перетину поздовжньою осі візка з перпендикуляром, проведеним з центру кривої. При хордовому положенні візка полюсна відстань дорівнює нулю, бо підстава перпендикуляра знаходиться у центрі візка. При повертанні візка на кут α на цей самий кут α довкола центру кривої повернеться і перпендикуляр. Якщо кут повертання становитиме (як приведено вище) $0,0046\text{ рад}$, то полюсна відстань при радіусі кривої 400м дорівнюватиме

$$p = R * \sin \alpha = 400 * 0,0046 = 1,8\text{м}$$

Нами були проведені розрахунки за традиційною методикою при стані чистого кочення колісних пар. При визначеному вище положенні полюса швидкість візка становитиме $6,9\text{ м/с}$ або 25 км/год . Для маси локомотива, віднесеної до одного візка $m = 40\,000\text{ кг}$, і при підвищенні зовнішньої рейки на $h = 50\text{мм}$, розрахунок за схемою на рис.1 визначає величину спрямовуючої сили $Y = 63\text{ кН}$.

Підкреслимо, що умовою застосування прийнятої схеми є чисте кочення колісної пари. Використовуючи формули (3), (4), (5), визначимо для цього стану відповідну товщину гребеня. Початкові дані такі: радіус кривої $R=400\text{м}$, ширина колії $2K=1520\text{мм}$ і відстань між внутрішніми гранями бандажів $2b=1440\text{мм}$. Розрахунок встановлює, що чисте кочення можливе при товщині гребеня $27,5\text{мм}$. Така товщина гребеня відповідає стану повного зношення.

Надалі розрахунки сил взаємодії візка з рейками були проведені за пропонованою схемою (рис.4) по формулах (6) і (7).

Були отримані такі результати:

величина спрямовуючої сили $Y = 61,38 \text{ кН}$;

реактивна сила, діюча на гребінь другої колісної пари, $Y_1 = -23 \text{ кН}$.

По-перше, спрямовуюча сила Y трохи зменшилась.

По-друге, має місце контакт гребеня другої колісної пари з внутрішньою рейкою, ознакою чого є від'ємне значення реактивної сили Y_1 . Ця сила досить значна і становить близько 36% від спрямовуючої сили Y . Щодо сумарної сили тиску на гребені візка, то вона в 1,34 рази перевищує спрямовуючу силу і викликає пропорційне збільшення енергетичних витрат на переміщення візка і більш інтенсивне взаємне зношування бандажів і рейок.

Висновки

1. На основі аналізу вписування в криву окремої колісної пари сформульована математична залежність для можливості проходження кривої без ковзання і на його основі визначено відношення, що обмежує застосування традиційної схеми вписування візка в криву.

2. Розроблена розрахункова схема сил, діючих на візок в кривих, для яких не забезпечується проходження окремої колісної пари без ковзання і на її основі сформульовані математичні відношення для визначення діючих сил.

3. Проведено зіставлення результатів розрахунків зусиль, прикладених до гребенів при відсутності ковзання (традиційна постановка задачі) і для кривої того самого радіуса при наявності ковзання (запропонована постановка), яке показало, що в разі другої ситуації спрямовуюче зусилля не на багато зменшується порівняно з першою, але разом з тим сила дії на гребінь другої колісної пари сягає 36% від спрямовуючої сили.

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»: Частина 1, 2. –К.: КУЕТТ, 2004.– 30 с.