

УДК 625.1.031.7

М. Б. КУРГАН – д.т.н., проф., зав. кафедри «Проектування і будівництво доріг»,
Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка
В. Лазаряна, kunibor@mail.ru

С. Ю. БАЙДАК – ст. викл. кафедри «Проектування і будівництво доріг»,
Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка
В. Лазаряна, baydak86@ukr.net

О. Ф. ЛУЖИЦЬКИЙ – аспірант кафедри «Проектування і будівництво доріг»,
Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка
В. Лазаряна, oleg-luzhickii@ukr.net

УМОВИ ПІДВИЩЕННЯ БЕЗПЕКИ РУХУ ПОЇЗДІВ В КРИВИХ ДІЛЯНКАХ ЗАЛІЗНИЧНОЇ КОЛІЇ

*Стаття рекомендована до публікації д. т. н., проф. В. Д. Петренком (Україна),
д. фіз.-мат.н., с. н. с. О. В. Швець (Україна)*

1. Історія питання

Одним з основних напрямів реалізації Стратегії розвитку залізничного транспорту на період до 2020 року є поетапне впровадження швидкісного руху пасажирських поїздів при підвищенні рівня безпеки руху поїздів [1]. Під безпекою руху розуміємо комплекс організаційних і технічних заходів, спрямованих на забезпечення безаварійної роботи та утримання в постійній справності залізничних споруд, колій, рухомого складу, обладнання, механізмів і пристроїв.

Практично всі господарства залізничної транспортної системи працюють над забезпеченням безпеки руху: господарство перевезень, локомотивне, колійне, господарство автоматики, телемеханіки і зв'язку та інші.

2. Огляд досліджень, в яких започатковано розв'язання проблеми

Питанням безпеки руху присвячено роботи відомих фахівців [2-5]. та ін., але на жаль і сьогодні ми зустрічаємось з прецедентами на залізницях, що класифікуються як катастрофи і аварії.

При виявленні причин катастроф і аварій поїздів на головці рейки в зоні катаст-

рофи не раз виявлявся ясно видимий слід, залишений гребенем колеса, який починається з внутрішньої сторони рейки і по діагоналі переходить на зовнішню сторону. Це – траєкторія руху колеса після наповзання (вкочування) на рейку. Безпосередньою причиною сходу є поєднання двох факторів: зниження тиску на колесо в вертикальному напрямку (так зване «обезваження») і дії сили в поперечному напрямку. Колесо може наповзти своїм гребенем на рейку тільки в тому випадку, коли рівнодіюча сил, що діють на нього, долає силу тертя між гребенем колеса і рейкою. Умова безпечного руху представлена формулою (1), з якої випливає, що забезпечення стійкості проти наповзання гребенів коліс на рейки буде виконуватись, якщо

$$\frac{P_k}{T_g + V} \geq [k_{ст.наб.}] \quad (1)$$

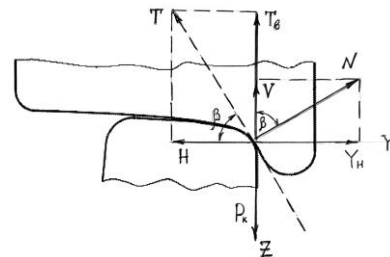


Рис. 1. Схема сил взаємодії між колесом і рейкою у точці контакту наповзаючого колеса

Сили, що прикладені в точці контакту (рис. 1): вертикальне навантаження від колеса на рейку P_k , реакція рейки N , сила тертя $T = \mu N$ (де μ – коефіцієнт тертя) наведені на рис. 1. Крім направляючої сили Y_n , що прикладена до гребеня бандажа, на зовнішню рейку діє бокова сила $Y_{\sigma}^{зов} = Y_n - H_{зов}$, а на внутрішню рейку бокова сила $Y_{\sigma}^{вн} = H_{вн}$ (де $H_{зов}, H_{вн}$ – поперечні складові сили тертя відповідно зовнішнього і внутрішнього колеса по рейці) [4].

Положення рівноваги можна записати, як систему рівнянь з проекцій сил на осі y і z

$$\begin{cases} Y_n - N \sin \beta + \mu N \cos \beta = 0; \\ P_k - N \cos \beta - \mu N \sin \beta = 0, \end{cases} \quad (2)$$

Допустиме відношення сил можна визначити з системи (2) і після математичного перетворення отримати умову забезпечення стійкості

$$k_{ст.наб.} = \frac{tg\beta - \mu}{\mu \cdot tg\beta + 1} \cdot \frac{P_{\sigma}}{Y_B} \geq [k_{ст.наб.}], \quad (3)$$

де β – кут нахилу твірної гребеня колеса до горизонталі (залежно від профілю поверхні кочення колеса $\beta = 60 \div 70^\circ$);

μ – коефіцієнт тертя поверхонь коліс і рейок (приймається $\mu = 0,20-0,25$);

Y_{σ} – бічне зусилля взаємодії гребеня наповзаючого колеса і головки рейки;

$[k_{ст.наб.}]$ – допустиме значення коефіцієнта запасу стійкості.

Із формули (3), випливає, що наповзання колеса залежить від величини бокової сили Y_{σ} , вертикального навантаження від колеса на рейку P_k , величини кута нахилу гребеня бандажа β і коефіцієнта тертя μ . При цьому допустима бокова сила $[Y_{\sigma}]$, що діє на рейку, істотно залежить від трьох факторів: вона зростає при збільшенні кута нахилу реборди колеса β і при збільшенні сили вертикального тиску на колесо P_k і змен-

шується при збільшенні коефіцієнта тертя бічної грані колеса по рейці μ .

Причина можливого наповзання гребенів коліс на рейки полягає в тому, що передні колеса візків рухомого складу при русі на кривих ділянках колії (або при косому набіганні на прямих) набігають своїми гребенями на бічну грань головки упорної рейки [4].

Для того, щоб забезпечити безпеку проти наповзання колеса на рейку вводиться коефіцієнт запасу на стійкість, допустиме значення якого згідно [6] приймається $[k_{ст.наб.}] = 1,4 \dots 1,6$.

3. Методика дослідження

Для визначення величини допустимих бокових сил $[Y_{\sigma}]$ необхідно розглядати можливі схеми наповзання гребеня на рейку й ураховувати умови вписування візка екіпажа в рейкову колію при русі на кривих ділянках колії або при косому набіганні в прямих.

В Україні для пасажирських вагонів коефіцієнт запасу стійкості прийнятий $[k_{ст.наб.}] > 1,6$, для локомотивів $[k_{ст.наб.}] > 1,4$, для вантажних вагонів $[k_{ст.наб.}] > 1,3$.

Величини сил P_k і Y_{σ} беруться або з теоретичних розрахунків методами математичного моделювання, або визначаються через коефіцієнти динаміки і рамні сили, отримані експериментальним шляхом [2, 5].

В роботах, наприклад, [7, 8] показано, що направляючі Y_n й поперечні горизонтальні сили Y_{σ} більшості екіпажів лінійно пропорційні величині непогашених прискорень в діапазоні від $-0,7$ до $+0,7$ м/с². Це підтверджено експериментами, проведеними відділом комплексних випробувань ЦНИИ (Росія). Побудовані графіки-паспорти відображають залежності питомих значень направляючих і бокових сил, а також рамних сил від величини непогашених прискорень. При розрахунках попереч-

них горизонтальних сил для нових екіпажів значення коефіцієнту тертя приймалося $\mu \neq const$ і визначалось залежно від відносного проковзування коліс по рейці, яке розрізняється при різних умовах вписування в кривій [8].

Розрахунки виконані для різних моделей екіпажів. Для наочності на рис. 2 представлені бічні сили в залежності від непогашеного прискорення при русі в кривій радіусом 1000 м. З рис. 2 видно, що існує взаємозв'язок між поперечними непогашеними прискореннями й поперечними горизонтальними силами. При $\alpha_{nn} = 1,0 \text{ м/с}^2$ (під час випробування) бокові сили для електровоза ДСЗ становлять близько 62 кН. Поперечна дія вантажного вагону на колію на візках ЦНИИ-ХЗ при навантаженні від колісної пари на колію 210 кН при $\alpha_{nn} = 0,3 \text{ м/с}^2$ становить 50 кН. Як впливає з рис. 2, рух екіпажів при позитивному значенні α_{nn} відбувається з суттєвим перевантаженням зовнішньої рейки.

За формулою (3) були виконані розрахунки для вантажного рухомого складу при $\alpha_{nn} = 0$ і $\alpha_{nn} = \pm 0,3 \text{ м/с}^2$, табл. 1.

Приймаючи різні значення бокової сили, був розрахований коефіцієнт $k_{ст.нап.}$ (табл. 2, рис. 3).

Таблиця 1

		ЦНИИ-ХЗ	ВЛ80
$\alpha_{nn} = -0.3$	Y_{δ}	42	100
	$k_{ст.нап.}$	2.59	1.70
$\alpha_{nn} = 0$	Y_{δ}	50	43
	$k_{ст.нап.}$	2.17	3.96
$\alpha_{nn} = 0.3$	Y_{δ}	52	52
	$k_{ст.нап.}$	2.09	3.27

Примітка: ЦНИИ-ХЗ $\beta_{град}=60, \beta_{рад}=1,047198,$
 $tg\beta=1,732051, \mu=0,25, P_k=105 \text{ кН};$
 ВЛ80 $\beta_{град}=70, \beta_{рад}=1,22173, tg\beta=2,747477,$
 $\mu=0,25, P_k=115 \text{ кН};$

Таблиця 2

	ЦНИИ-ХЗ	ВЛ80	Допустиме
Y_{δ}	$k_{ст.нап.}$	$k_{ст.нап.}$	$[k_{ст.наб.}]$
40	2.71	4.26	1.5
50	2.17	3.41	1.5
60	1.81	2.84	1.5
70	1.55	2.43	1.5
80	1.36	2.13	1.5
90	1.21	1.89	1.5
100	1.09	1.7	1.5

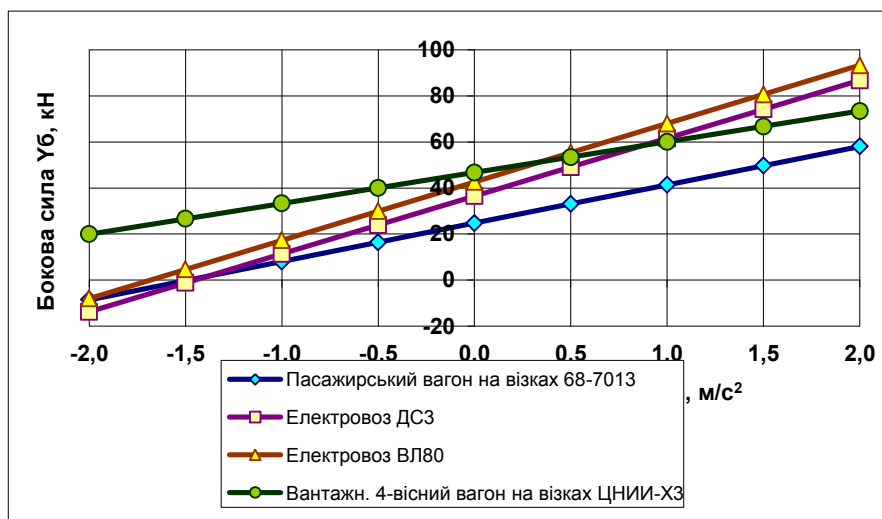


Рис. 2. Залежність бокової сили Y_{δ} від непогашеного поперечного прискорення

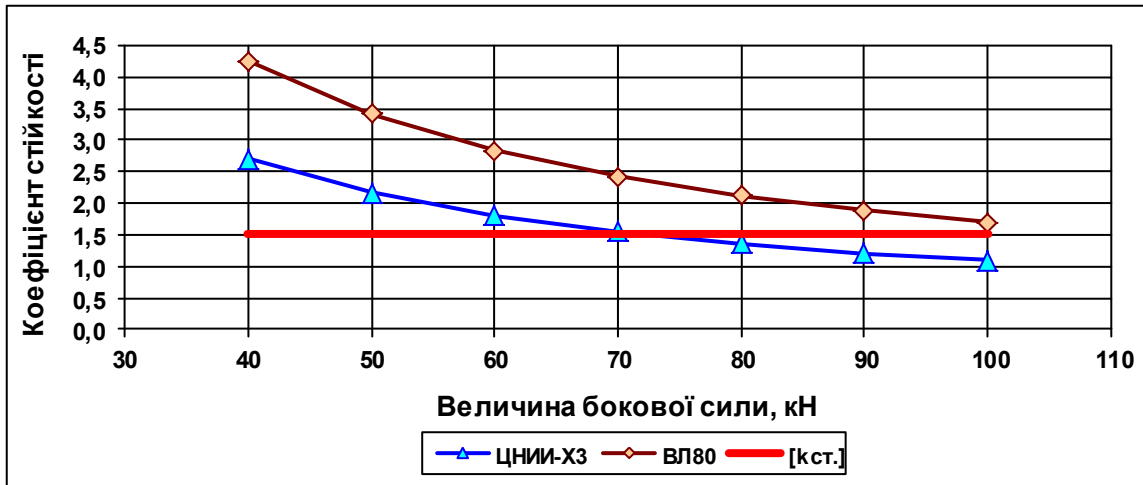


Рис. 3. Коефіцієнт стійкості проти наповзання гребенів коліс на рейки

Як випливає з рис. 3, при боковій силі $Y_6 \leq 70 \text{ кН}$, що виникає в кривій при проходженні вантажного вагону і $Y_6 \leq 110 \text{ кН}$ - при проходженні електровозу $k_{ст.нп.} \geq 1,5$ і умова проти наповзання гребенів коліс на рейки виконується.

Коефіцієнт A залежить від співвідношення вертикальних динамічних сил, що передаються на зовнішню і внутрішню рейки, також від їх абсолютного значення, від геометричних параметрів колісної пари і параметрів залізничної колії (ширина колії, радіус кривої). Якщо обидва колеса рівно завантажені для вантажних вагонів $A=4,5 - 7,9$; для пасажирських $A \leq 7,9 - 8,4$ [4].

В роботі [4] наведені формули, за якими можна визначити допустимі швидкості руху для кривих, які не мають підвищення за умови недопущення наповзання коліс на рейки:

$$V^{всн} \leq A\sqrt{R}. \quad (4)$$

Швидкість руху в кривій радіусу R і підвищенні h визначається за формулою [10]

$$V = 3,6\sqrt{R([\alpha_{нп} + 0,00613 \cdot h])} \quad (5)$$

При $[\alpha_{нп}] = 0,7 \text{ м/с}^2$ і h від 0 до 150 мм отримуємо $V = A_1\sqrt{R}$. При $h=0$ - $A_1=3$, при $h=150$ - $A_1=4,6$. Отже, за умови неперевикнення непогашеного прискорення в кривій

допустима швидкість руху швидкісного поїзда за формулою (5) менша, ніж за формулою (4). Тобто, для швидкісних напрямків залізниць визначальною умовою при встановленні швидкості руху є умова (5).

4. Виконання розрахунків

При впровадженні швидкісного руху, на ділянках, де передбачається перебудова кривих, можуть прийматись різні рішення щодо параметра $C = R \cdot l$, при якому забезпечується встановлена максимальна швидкість. В результаті проведеного дослідження [10] встановлено, що параметр C слід приймати мінімально допустимий радіус і максимальні за довжиною перехідні криви для отримання мінімальної будівельної вартості реконструкції плану лінії, якщо розташування кривої в плані дозволяє виконати роботи з подовження перехідних кривих, тобто $C \rightarrow \max$ при $R \rightarrow \min, l \rightarrow \max$.

Розглянемо це питання з позиції динаміки взаємодії екіпажів в кривих з різними параметрами C і безпеки руху поїздів. За базову прийнята модель просторових коливань швидкісного пасажирського вагона [11], що була адаптована для вирішення конкретних задач. Так, для встановлення залежності бокових Y_6 і рамних сил Y_p від параметру C були прийняті вихідні дані, що наведені в табл. 3.

Таблиця 3

Вихідні дані

Показники	Максимальна швидкість пасажирських поїздів 140 км/год на кривих ділянках колії з параметрами:				
	800	1000	1200	1400	1600
R , м	800	1000	1200	1400	1600
h , мм	60	60	60	60	60
$l_{пер}$, м	70	70	70	70	70
h , мм	90	90	90	90	90
$l_{пер}$, м	100	100	100	100	100
h , мм	120	120	120	120	120
$l_{пер}$, м	130	130	130	130	130
h , мм	150	150	150	150	150
$l_{пер}$, м	170	170	170	170	170

Примітка: h – підвищення зовнішньої рейки; $l_{пер}$ – довжина перехідної кривої; $V_{min}^{ван}$ – мінімальна швидкість вантажних поїздів

Для знаходження бокової сили, що діє на рейки з боку коліс і рамних сил, що діють на колісні пари, обчислювалась направляюча сила, що являє собою реакцію рейки на загальний опір повороту візка (екіпажа) при русі по кривій. Визначення цієї сили відноситься до класу задач геометричного вписування. Для візкових екіпажів найбільш типовим є перекисне положення, що змінюється після кожного імпульсу в зоні контакту гребеня колеса з рейками [2].

При відомих направляючих силах Y_N , бічні Y_B і рамні сили Y_R визначались за формулами:

$$Y_{B(i,j,k)} = Y_{N(i,j,k)} - Y_{(i,j,k)},$$

$$Y_{R(i,j)} = Y_{N(i,j,k)} - \sum_{k=1}^2 Y_{(i,j,k)}$$

де i – номер візка, j – номер колісної пари у візку, k – сторона (1 – ліва, 2 – права, якщо дивитися на вагон позаду);

$Y_{(i,j,k)}$ – поперечні сили тертя між рейкою і лівим чи правим колесом відповідної колісної пари і візка.

Вираз для визначення бокової сили, що діє з боку колії на ліве колесо першої колісної пари першого візка буде мати вигляд:

$$Y_{B(1,1,1)} = Y_{N(1,1,1)} - Y_{(1,1,2)}$$

Значення рамної сили, що діє на першу колісну пару першого візка, визначається з виразу:

$$Y_{R(1,1)} = Y_{N(1,1,1)} - Y_{(1,1,1)} - Y_{(1,1,2)}$$

Для прикладу, в табл. 4 – 6 наведені результати розрахунків для пасажирського вагону, що були отримані на основі моделювання взаємодії колії і екіпажу при русі по кривій радіусом 1000 м з перехідними кривими від 70 до 170 м.

Отже, динамічні показники за результатами моделювання руху пасажирського вагону (максимальна швидкість 140 км/год) наведені в табл. 4–6.

Таблиця 4

Максимально імовірні бокові сили

Варіант	Параметри кривої	Максимально імовірні бокові сили							
		Укр111	Укр112	Укр121	Укр122	Укр211	Укр212	Укр221	Укр222
Радіус кривої 1000 м									
1	$h - 60$ мм, $l - 70$ м	41,50	5,02	27,69	8,37	37,89	5,10	27,18	11,76
2	$h - 90$ мм, $l - 100$ м	38,582	5,506	25,145	9,797	32,943	6,252	23,605	12,37
3	$h - 120$ мм, $l - 130$ м	38,048	5,357	24,543	9,754	33,118	5,986	23,363	12,26
4	$h - 150$ мм, $l - 170$ м	36,915	5,520	23,656	10,079	32,180	6,193	22,467	12,52

Таблиця 5

Максимально імовірні рамні сили і коефіцієнт горизонтальної динаміки

Варіант	Параметри кривої	Рамні сили				Коефіцієнт горизонтальної динаміки			
		перша вісь перший візок	друга вісь перший візок	перша вісь другий візок	друга вісь другий візок	перша вісь перший візок	друга вісь перший візок	перша вісь другий візок	друга вісь другий візок
Радіус кривої 1000 м									
1	$h - 60$ мм, $l - 70$ м	30,99	30,08	30,24	33,58	0,22	0,21	0,21	0,24
2	$h - 90$ мм, $l - 100$ м	29,569	28,991	27,620	31,003	0,2079	0,2039	0,1959	0,22
3	$h - 120$ мм, $l - 130$ м	29,569	28,991	27,620	31,003	0,2079	0,2039	0,1959	0,22
4	$h - 150$ мм, $l - 170$ м	28,481	27,962	26,652	29,900	0,1459	0,1514	0,1258	0,153

Таблиця 6

Коефіцієнт запасу стійкості проти сходу

Варіант	Параметри кривої	Коефіцієнт запасу стійкості проти сходу							
		Укр111	Укр112	Укр121	Укр122	Укр211	Укр212	Укр221	Укр222
Радіус кривої 1000 м									
1	$h - 60$ мм, $l - 70$ м	2,83	10,33	3,90	7,08	3,11	7,84	4,09	5,05
2	$h - 90$ мм, $l - 100$ м	2,75	8,93	3,94	6,27	3,04	7,28	4,19	5,34
3	$h - 120$ мм, $l - 130$ м	2,78	10,54	4,25	6,77	3,13	9,65	4,87	5,83
4	$h - 150$ мм, $l - 170$ м	3,81	10,73	6,22	6,89	4,76	9,43	6,45	6,37

5. Аналіз отриманих результатів

Для наступного аналізу побудовані графіки для максимально ймовірних бокових сил (рис. 4) і максимально ймовірних рамних сил (рис. 5). Аналіз таких графіків до-

зволяє зробити висновок на користь прийняття більшого параметру C , так як проглядається тенденція до зменшення як бокових, так і рамних сил при його зростанні.

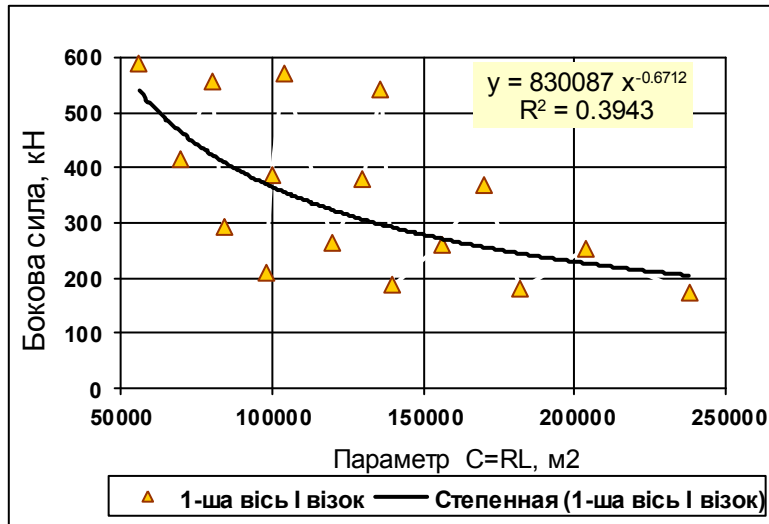


Рис. 4. Графіки зміни бокових сил від параметра C

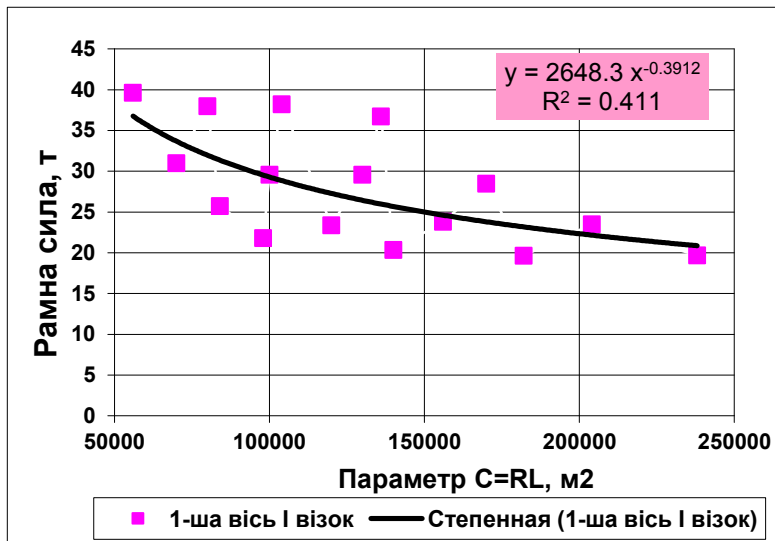


Рис. 5. Графіки зміни рамних сил від параметра C

Для дослідження зміни динамічних показників від параметра C були побудовані графіки залежності коефіцієнта горизонтальної динаміки колії $k_{ГД}$, який є критерієм безпеки від зсуву рейко-шпальної решітки (рис. 7) і коефіцієнта, що визначає стійкість колеса проти вкочення його гребня на рейку $k_{ст.нап.}$ (рис. 5).

Коефіцієнт горизонтальної динаміки визначається як відношення максимальної рамної сили Y_p до статичного навантаження $P_{ст}$ колісних пар на рейки

$$k_{ГД} = \frac{Y_p}{P_{ст}} \leq 0,4. \quad (6)$$

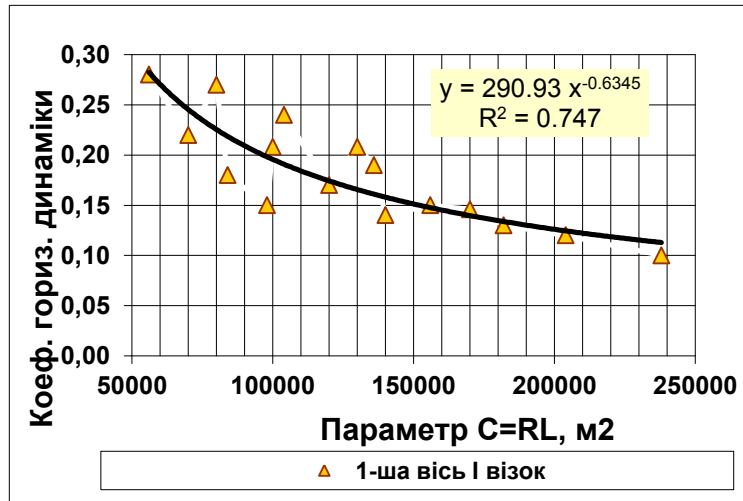


Рис. 6. Зміна коефіцієнта горизонтальної динаміки в залежності від параметра C

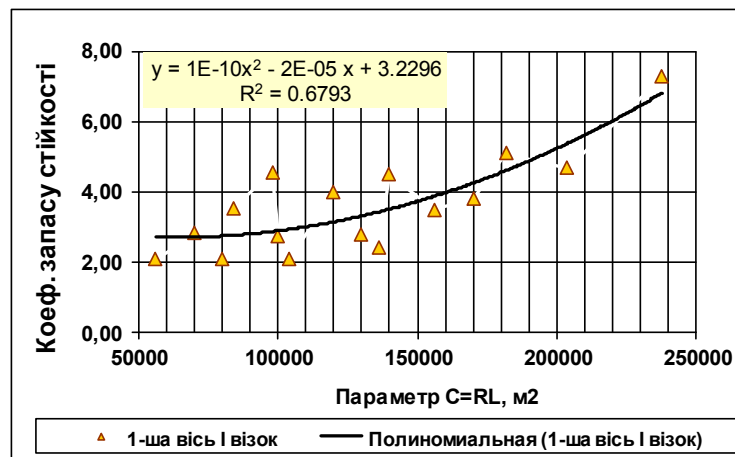


Рис.7. Зміна коефіцієнту запасу стійкості проти вкочення колеса на головку рейки

З рис. 6 видно, що при збільшенні параметра C з 50000 до 250000 м² коефіцієнт $k_{ГД}$ зменшується від 0,3 до 0,1, тобто умова безпеки від поперечного зсуву рейко-шпальної решітки (6) виконується і тим надійніше, чим більший параметр C .

Перевірка щодо забезпечення безпеки від сходу коліс з рейок показала, що коефіцієнт запасу стійкості колеса проти наповзання на головку рейки $k_{ст.нап.}$ знаходиться в діапазоні 1,7...2,5 для вантажних і від 2,5 до 7,0 для пасажирських вагонів (рис. 7), що перевищує допустиме значення 1,4 при ймовірності 0,01, тобто умова (3) теж виконується і тим надійніше, чим більший параметр C .

Висновок

Перевірка щодо забезпечення безпеки від сходу коліс з рейок в кривих ділянках колії показала, що умови безпеки від поперечного зсуву рейко-шпальної решітки виконуються, тобто коефіцієнт горизонтальної динаміки $k_{ГД} \leq [k_{ГД}]$ і коефіцієнт запасу стійкості колеса проти наповзання на головку рейки $k_{ст.нап.}$ перевищує допустиме значення, тобто $k_{ст.нап.} \geq [k_{ст.нап.}]$ і умова безпеки руху виконується тим надійніше, чим більший параметр $C = R \cdot l$.

Бібліографічний список

1. Транспортна стратегія України на період до 2020 року (схвалено розпорядженням Кабінету Міністрів України від 20.10.2010 № 2174-р. – К., 2010. – 32 с.
2. Першин, С. П. Силовое воздействие поездов на путь и безопасность движения [Текст] / С. П. Першин // Ж.-д. транспорт. Сер. Путь и путевое хозяйство: ЭИ / ЦНИИТЭИ МПС. – М. – 1997. – Вып. 4. – С. 1-41.
3. Інструкція з улаштування та утримання колії залізниць України (ЦП-0269) / Е. І. Даниленко, А. М. Орловський, М. Б. Курган, В. О. Яковлев та ін. – К.: ТОВ «НВП Поліграфсервіс», 2012. – 456 с.
4. Даниленко, Е. І. Залізнична колія. Улаштування, проектування і розрахунки, взаємодія з рухомим складом [Текст] / Підручник для вищих навчальних закладів. Том 2. – К.: Ін прес, 2010. – 456 с.
5. Правила розрахунків залізничної колії на міцність і стійкість [Текст] / Е. І. Даниленко, В. В. Рибкін. ЦП/0117 – К.: Транспорт України, 2005
6. Норми допустимих швидкостей руху рухомого складу по залізничних коліях Державної адміністрації залізничного транспорту України шириною 1520 мм [Текст] / В. В. Рибкін, А. М. Орловський, В. В. Циганенко, В. Є. Савлук // ЦП/0235: Затв. наказом Укрзалізниці від 14.12.2010 №778-Ц. – К., 2011. – 53 с.
7. Высокоскоростное пассажирское движение (на железных дорогах) / под ред. Н. В. Колодяжного. – М.: Транспорт, 1976. – 415 с.
8. Твердомед, В. М. Вплив поперечних та поздовжніх горизонтальних сил на роботу без підкладкової та підкладкової конструкції рейкової колії [Текст]: автореф. дис. канд. техн. наук.: 05.22.06 / В. М. Твердомед. – Державний економіко-технол. ун-т. трансп. – К, 2010. – 21 с.
9. Правила визначення підвищення зовнішньої рейки і встановлення допустимих швидкостей в кривих ділянках колії / М. Б. Курган, А. М. Орловський, О. М. Патласов, В. В. Циганенко, Д. М. Курган: ЦП/0236: Затв. наказом Укрзалізниці від 14.12.2010 №778-Ц. – К., 2010. – 52 с.
10. Курган, М. Б. Перебудова кривих для впровадження швидкісного руху пасажирських поїздів [Текст] / М. Б. Курган, М. А. Гусак, Н. П. Хмелевська // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Д.: Вид-во ДНУЗТ, 2012. № 40. – С. 90-97.
11. Данович, В. Д. Математическая модель взаимодействия пути и пассажирского вагона при движении по участкам произвольной кривизны [Текст] / В. Д. Данович, А. Г. Рейдемейстер, Н. В. Халипова // Транспорт: Сб. научн. тр. ДИИТа. – Д., 2001. – Вып. 8. – С. 124–138.

Ключові слова: безпека руху, катастрофи і аварії, вертикальна сила, поперечна сила, геометричне вписування, коефіцієнт горизонтальної динаміки, коефіцієнт запасу стійкості, радіус кривої, параметр перехідної кривої.

Ключевые слова: безопасность движения, катастрофы и аварии, вертикальная сила, поперечная сила, геометрическое вписывание, коэффициент горизонтальной динамики, коэффициент запаса стойкости, радиус кривой, параметр переходной кривой.

Keywords: traffic safety, catastrophe and crashes, vertical force, transverse force, incorporating geometric, coefficient of horizontal dynamics, safety factor of stability, radius of curve, parameter of transition curve.

Надійшла до редколегії 26.09.2014

Прийнята до друку 22.10.2014